Министерство науки и высшего образования Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Уральский государственный горный университет»

УТВЕРЖДАЮ

РАБОЧАЯ ПРОГРАММА ВОСПИТАНИЯ
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

для всех направлений подготовки и специальностей

СОГЛАСОВАНО

Председатель Объединенного совета обучающихся ФГБОУ ВО «УГГУ»

_____ А. А. Бушуева

Председатель Первичной профсоюзной организации ФГБОУ ВО «УГГУ»

_____ Н. А. Колчанова

Председатель Совета родителей ФГБОУ ВО «УГГУ»

_____ В. А. Шилко

Составитель: начальник управления по внеучебной и социальной работе Шилкина Л. А.

Екатеринбург

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ

Сертификат: 00DF5CE2604EDF2CC0CED755A1EAD9AF7B
Владелец: Зубов Владимир Владимирович
Действителен: с 13.04.2023 до 06.07.2024

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

Наименование программы

Рабочая программа воспитания ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет» (далее – УГГУ, университет).

Рабочая программа воспитания ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет» представляет собой ценностно-нормативную, методологическую, методическую и технологическую основы организации воспитательной деятельности.

Рабочая программа воспитания (далее – Программа) ориентирована на организацию воспитательной деятельности субъектов образовательного и воспитательного процессов.

Воспитательная работа в университете направлена на создание благоприятных условий для личностного и профессионального развития студенческой молодёжи, формирование профессиональных и общекультурных/универсальных компетенций, таких как гражданственность, трудолюбие, ответственность, организованность, самостоятельность, инициативность, дисциплинированность.

Разработчик и координатор программы

Управление по внеучебной и социальной работе.

Нормативно-правовые основания программы

- Конституция Российской Федерации;
- Федеральный закон от 29.12.2012 №273-ФЗ «Об образовании в Российской Федерации»;
- Федеральный закон от 05.02.2018 № 15-ФЗ «О внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации по вопросам добровольчества (волонтерства)»;
- Указ Президента Российской Федерации от 19.12. 2012 г. № 1666 «Стратегия государственной национальной политики Российской Федерации на период до 2025 года»;
- Указ Президента Российской Федерации от 24.12.2014 № 808 «Основы государственной культурной политики»;
- Указ Президента Российской Федерации от 09.05.2017 № 203 «Стратегия развития информационного общества в Российской Федерации на 2017-2030 годы»;
- Указ Президента Российской Федерации от 07.05.2018 № 204 «О национальных целях и стратегических задачах развития Российской Федерации на период до 2024 года»;
- Указ Президента Российской Федерации от 21.07.2020 № 474 «О национальных целях развития Российской Федерации на период до 2030 года»;
- Указ Президента Российской Федерации от 02.07.2021 № 400 «Стратегия национальной безопасности Российской Федерации»;
- Указ Президента Российской Федерации от 09.11.2022 № 809 «Об утверждении основ государственной политики по сохранению и укреплению традиционных российских духовно-нравственных ценностей;
- Постановление Правительства Российской Федерации от 26.12.2017 № 1642 «Об утверждении государственной программы Российской Федерации «Развитие образования»;
- Распоряжение Правительства Российской Федерации от 29.11.2014 № 2403-р «Основы государственной молодежной политики Российской Федерации на период до 2025 года»;
- Распоряжение Правительства Российской Федерации от 29.05.2015 № 996-р «Стратегия развития воспитания в Российской Федерации на период до 2025 года»;
- Распоряжение Правительства Российской Федерации от 27.12.2018 № 2950-р «Концепция развития добровольчества (волонтерства) в Российской Федерации до 2025 года»;
- Распоряжение Правительства Российской Федерации от 12.11.2020 № 2945-р «Об утверждении Плана мероприятий по реализации в 2021-2025 годах Стратегии развития воспитания в Российской Федерации на период до 2025 года»;
- Устав ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет».

Сроки реализации программы - период реализации образовательной программы.

Ожидаемые результаты:

- исполнение положений Федерального закона «Об образовании в Российской Федерации» по вопросам воспитания обучающихся;
- реализация приоритетных направлений государственной молодежной политики по созданию условий для успешной социализации и эффективной самореализации обучающихся;
- привлечение к воспитательной работе в университете заинтересованных субъектов университетского сообщества;
- формирование у обучающихся духовных, социальных и профессиональных ценностей;
- обогащение личностного и социального опыта обучающихся;
- совершенствование форм и методов воспитательной работы;
- повышение степени вовлеченности обучающихся в организацию и проведение мероприятий воспитательного характера;
- совершенствование системы контроля и оценки воспитательной работы;
- расширение взаимодействия субъектов воспитательной работы с органами государственной власти и местного самоуправления, международными, всероссийскими, межрегиональными, региональными общественными объединениями, ключевыми стейкхолдерами;
- развитие традиций корпоративной культуры университета;
- повышение эффективности и качества реализуемых мероприятий;
- выпуск конкурентоспособных специалистов, обладающих высоким уровнем социально-личностных и профессиональных компетенций.

РАЗДЕЛ 1. ЦЕЛЕВОЙ

Воспитательная деятельность в университете, реализующем программы высшего и среднего профессионального образования, является одной из основных частей образовательного процесса, планируется и осуществляется в соответствии с приоритетами государственной политики в сфере воспитания.

Участниками образовательных отношений в части воспитания в университете являются:

- ректор;
- проректор по молодежной политике и развитию образования;
- начальник управления по внеучебной и социальной работе;
- заместители начальника управления по внеучебной и социальной работе;
- специалисты по социальной работе с молодежью;
- деканы факультетов;
- заведующие кафедрами;
- педагогические работники;
- академические кураторы;
- педагоги-психологи;
- члены Объединенного совета обучающихся;
- представители Совета родителей.

1.1 Цель и задачи воспитания обучающихся

Цель воспитания обучающихся ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет» - развитие личности, создание условий для самоопределения и социализации на основе социокультурных, духовно-нравственных ценностей и принятых в российском обществе правил и норм поведения в интересах человека, семьи, общества и государства,

формирование у обучающихся чувства патриотизма, гражданственности, уважения к памяти защитников Отечества и подвигам Героев Отечества, закону и правопорядку, человеку труда и старшему поколению, взаимного уважения, бережного отношения к культурному наследию и традициям многонационального народа Российской Федерации, природе и окружающей среде.

Задачи воспитания:

– усвоение обучающимися знаний о нормах, духовно-нравственных ценностях, которые выработало российское общество (социально значимых знаний);

– формирование и развитие осознанного позитивного отношения к ценностям, нормам и правилам поведения, принятым в российском обществе (их освоение, принятие), современного научного мировоззрения, мотивации к труду, непрерывному личностному и профессиональному росту;

– приобретение социокультурного опыта поведения, общения, межличностных и социальных отношений, в том числе в профессионально ориентированной деятельности;

– подготовка к самостоятельной профессиональной деятельности с учетом получаемой квалификации (социально-значимый опыт) во благо своей семьи, народа, Родины и государства;

– подготовка к созданию семьи и рождению детей.

1.2 Направления воспитания

Рабочая программа воспитания УГГУ реализуется в единстве учебной и воспитательной деятельности с учётом направлений воспитания:

гражданское воспитание — формирование российской идентичности, чувства принадлежности к своей Родине, ее историческому и культурному наследию, многонациональному народу России, уважения к правам и свободам гражданина России; формирование активной гражданской позиции, правовых знаний и правовой культуры;

патриотическое воспитание — формирование чувства глубокой

привязанности к своей малой родине, родному краю, России, своему народу и многонациональному народу России, его традициям; чувства гордости за достижения России и ее культуру, желания защищать интересы своей Родины и своего народа;

духовно-нравственное воспитание — формирование устойчивых ценностно-смысловых установок, обучающихся по отношению к духовно-нравственным ценностям российского общества, к культуре народов России, готовности к сохранению, преумножению и трансляции культурных традиций и ценностей многонационального российского государства;

эстетическое воспитание — формирование эстетической культуры, эстетического отношения к миру, приобщение к лучшим образцам отечественного и мирового искусства;

физическое воспитание, формирование культуры здорового

образа жизни и эмоционального благополучия — формирование осознанного отношения к здоровому и безопасному образу жизни, потребности физического самосовершенствования, неприятия вредных привычек;

профессионально-трудовое воспитание — формирование позитивного и добросовестного отношения к труду, культуры труда и трудовых отношений, трудолюбия, профессионально значимых качеств личности, умений и навыков; мотивации к творчеству и инновационной деятельности; осознанного отношения к непрерывному образованию как условию успешной профессиональной деятельности, к профессиональной деятельности как средству реализации собственных жизненных планов;

экологическое воспитание — формирование потребности экологически целесообразного поведения в природе, понимания влияния социально-экономических процессов на состояние окружающей среды, важности рационального природопользования; приобретение опыта эколого-направленной деятельности;

ценности научного познания — воспитание стремления к познанию себя и других людей, природы и общества, к получению знаний, качественного образования с учётом личностных интересов

и общественных потребностей.

1.3 Целевые ориентиры воспитания

1.3.1 Инвариантные целевые ориентиры

Согласно «Основам государственной политики по сохранению и укреплению духовно-нравственных ценностей» (Указ Президента Российской Федерации от 09.11.2022 № 809) ключевым инструментом государственной политики в области образования, необходимым для формирования гармонично развитой личности, является воспитание в духе уважения к традиционным ценностям, таким как патриотизм, гражданственность, служение Отечеству и ответственность за его судьбу, высокие нравственные идеалы, крепкая семья, созидательный труд, приоритет духовного над материальным, гуманизм, милосердие, справедливость, коллективизм, взаимопомощь и взаимоуважение, историческая память и преемственность поколений, единство народов России.

В соответствии с Федеральным законом от 29.12.2012 № 273-ФЗ «Об образовании в Российской Федерации» воспитательная деятельность направлена на формирование у обучающихся чувства патриотизма, гражданственности, уважения к памяти защитников Отечества и подвигам Героев Отечества, закону и правопорядку, человеку труда и старшему поколению, взаимного уважения, бережного отношения к культурному наследию и традициям многонационального народа Российской Федерации, природе и окружающей среде».

Эти законодательно закрепленные требования в части формирования у обучающихся системы нравственных ценностей отражены в инвариантных целевых ориентирах воспитания выпускников университета и соотносятся с общими/универсальными компетенциями, формирование которых является результатом освоения образовательных программ в соответствии с требованиями федеральных государственных образовательных стандартов.

Инвариантные целевые ориентиры воспитания выпускников университета

Гражданское воспитание
– Осознанно выражающий свою российскую гражданскую принадлежность (идентичность) в поликультурном, многонациональном и многоконфессиональном российском обществе, в мировом сообществе. – Сознающий своё единство с народом России как источником власти и субъектом тысячелетней российской государственности, с российским государством, ответственность за его развитие в настоящем и будущем на основе исторического просвещения, российского национального исторического сознания. – Проявляющий гражданско-патриотическую позицию, готовность к защите Родины, способный аргументированно отстаивать суверенитет и достоинство народа России и российского государства, сохранять и защищать историческую правду. – Ориентированный на активное гражданское участие в социально-политических процессах на основе уважения закона и правопорядка, прав и свобод сограждан. – Осознанно и деятельно выражающий неприятие любой дискриминации по социальным, национальным, расовым, религиозным признакам, проявлений экстремизма, терроризма, коррупции, антигосударственной деятельности. – Обладающий опытом гражданской социально значимой деятельности (в студенческом самоуправлении, добровольческом движении, предпринимательской деятельности, экологических, военно-патриотических и др. объединениях, акциях, программах.
Патриотическое воспитание
– Осознающий свою национальную, этническую принадлежность, демонстрирующий приверженность к родной культуре, любовь к своему народу.

– Сознающий причастность к многонациональному народу Российской Федерации, Отечеству, общероссийскую идентичность. – Проявляющий деятельное ценностное отношение к историческому и культурному наследию своего и других народов России, их традициям, праздникам. – Проявляющий уважение к соотечественникам, проживающим за рубежом, поддерживающий их права, защиту их интересов в сохранении общероссийской идентичности.
Духовно-нравственное воспитание
– Проявляющий приверженность традиционным духовно-нравственным ценностям, культуре народов России с учётом мировоззренческого, национального, конфессионального самоопределения. – Проявляющий уважение к жизни и достоинству каждого человека, свободе мировоззренческого выбора и самоопределения, к представителям различных этнических групп, традиционных религий народов России, их национальному достоинству и религиозным чувствам с учётом соблюдения конституционных прав и свобод всех граждан. – Понимающий и деятельно выражающий понимание ценности межнационального, межрелигиозного согласия, способный вести диалог с людьми разных национальностей и вероисповеданий, находить общие цели и сотрудничать для их достижения. – Ориентированный на создание устойчивой семьи на основе российских традиционных семейных ценностей, рождение и воспитание детей и принятие родительской ответственности. – Обладающий сформированными представлениями о ценности и значении в отечественной и мировой культуре языков и литературы народов России.
Эстетическое воспитание
– Выражающий понимание ценности отечественного и мирового искусства, российского и мирового художественного наследия. – Проявляющий восприимчивость к разным видам искусства, понимание эмоционального воздействия искусства, его влияния на душевное состояние и поведение людей, умеющий критически оценивать это влияние. – Проявляющий понимание художественной культуры как средства коммуникации и самовыражения в современном обществе, значение нравственных норм, ценностей, традиций в искусстве. – Ориентированный на осознанное творческое самовыражение, реализацию творческих способностей, на эстетическое обустройство собственного быта, профессиональной среды.
Физическое воспитание, формирование культуры здоровья и эмоционального благополучия
– Понимающий и выражающий в практической деятельности понимание ценности жизни, здоровья и безопасности, значение личных усилий в сохранении и укреплении своего здоровья и здоровья других людей. – Соблюдающий правила личной и общественной безопасности, в том числе безопасного поведения в информационной среде. – Выражающий на практике установку на здоровый образ жизни (здоровое питание, соблюдение гигиены, режим занятий и отдыха, регулярную физическую активность), стремление к физическому совершенствованию. – Проявляющий сознательное и обоснованное неприятие вредных привычек (курения, употребления алкоголя, наркотиков, любых форм зависимостей), деструктивного поведения в обществе и цифровой среде, понимание их вреда для физического и психического здоровья. – Демонстрирующий навыки рефлексии своего состояния (физического, эмоционального, психологического), понимания состояния других людей. – Демонстрирующий и развивающий свою физическую подготовку, необходимую для избранной профессиональной деятельности, способности адаптироваться к стрессовым ситуациям в общении, в изменяющихся условиях (профессиональных, социальных, информационных, природных), эффективно действовать в чрезвычайных ситуациях. – Использующий средства физической культуры для сохранения и укрепления здоровья в процессе профессиональной деятельности и поддержания необходимого уровня физической подготовленности.
Профессионально-трудовое воспитание

– Понимающий профессиональные идеалы и ценности, уважающий труд, результаты труда, трудовые достижения российского народа, трудовые и профессиональные достижения своих земляков, их вклад в развитие своего поселения, края, страны. – Участвующий в социально значимой трудовой и профессиональной деятельности разного вида в семье, образовательной организации, на базе производственной практики, в своей местности. – Выражающий осознанную готовность к непрерывному образованию и самообразованию в выбранной сфере профессиональной деятельности. – Понимающий специфику профессионально-трудовой деятельности, регулирования трудовых отношений, готовый учиться и трудиться в современном высокотехнологичном мире на благо государства и общества. – Ориентированный на осознанное освоение выбранной сферы профессиональной деятельности с учётом личных жизненных планов, потребностей своей семьи, государства и общества. – Обладающий сформированными представлениями о значении и ценности выбранной профессии, проявляющий уважение к своей профессии и своему профессиональному сообществу, поддерживающий позитивный образ и престиж своей профессии в обществе.
Экологическое воспитание
– Демонстрирующий в поведении сформированность экологической культуры на основе понимания влияния социально-экономических процессов на природу, в том числе на глобальном уровне, ответственность за действия в природной среде. – Выражающий деятельное неприятие действий, приносящих вред природе, содействующий сохранению и защите окружающей среды. – Применяющий знания из общеобразовательных и профессиональных дисциплин для разумного, бережливого производства и природопользования, ресурсосбережения в быту, в профессиональной среде, общественном пространстве. – Имеющий и развивающий опыт экологически направленной, природоохранной, ресурсосберегающей деятельности, в том числе в рамках выбранной специальности, способствующий его приобретению другими людьми.
Ценности научного познания
– Деятельно выражающий познавательные интересы в разных предметных областях с учётом своих интересов, способностей, достижений, выбранного направления профессионального образования и подготовки. – Обладающий представлением о современной научной картине мира, достижениях науки и техники, аргументированно выражающий понимание значения науки и технологий для развития российского общества и обеспечения его безопасности. – Демонстрирующий навыки критического мышления, определения достоверности научной информации, в том числе в сфере профессиональной деятельности. – Умеющий выбирать способы решения задач профессиональной деятельности применительно к различным контекстам. – Использующий современные средства поиска, анализа и интерпретации информации, информационные технологии для выполнения задач профессиональной деятельности. – Развивающий и применяющий навыки наблюдения, накопления и систематизации фактов, осмысления опыта в естественнонаучной и гуманитарной областях познания, исследовательской и профессиональной деятельности.

1.3.2 Вариативные целевые ориентиры

Вариативные целевые ориентиры воспитания обучающихся университета сформулированы с учётом этнокультурных и региональных особенностей и не противоречат инвариантным целевым ориентирам.

Вариативные целевые ориентиры воспитания

Гражданское воспитание
– Осознающий себя членом общества на региональном и локальном уровнях, имеющим представление о родном крае как субъекте Российской Федерации.

– Демонстрирующий понимание значимости выбранной профессии для развития страны, проявляющий уважение к своей профессии и профессиональному сообществу. – Знающий и соблюдающий нормы профессиональной этики работника, поддерживающий благоприятный образ профессии в обществе. – Разделяющий традиционные российские ценности, проявляющий активную гражданскую позицию, готовый к защите Родины. – Знающий государственные устои и символику России, родного края, города, района и муниципальных образований. – Проявляющий нетерпимость к коррупционному поведению, умеющий принимать решения и нести за них ответственность. – Обладающий культурой межнационального общения в студенческой среде и обществе в целом. – Проявляющий уважительное отношение к национальному достоинству людей, их чувствам, религиозным убеждениям.
Патриотическое воспитание
– Понимающий свою сопричастность к прошлому, настоящему и будущему родного края, своей Родины — России, Российского государства. – Понимающий значение гражданских символов (государственная символика России, своего региона), праздников, мест почитания героев и защитников Отечества, проявляющий к ним уважение. – Изучающий и владеющий знаниями по истории родного края и своей малой родины.
Духовно-нравственное воспитание
– Уважающий духовно-нравственную культуру своей семьи, своего народа, семейные ценности с учётом национальной, религиозной принадлежности. – Сознающий ценность каждой человеческой жизни, признающий индивидуальность и достоинство каждого человека. – Умеющий оценивать поступки с позиции их соответствия нравственным нормам, осознающий ответственность за свои поступки.
Эстетическое воспитание
– Проявляющий ценностное отношение к культуре и искусству, к культуре речи и культуре поведения, к красоте и гармонии. – Обладающий знаниями о культурном наследии родного края. – Способный воспринимать и чувствовать прекрасное в быту, природе, искусстве, творчестве людей, профессиональном мастерстве. – Проявляющий стремление к самовыражению в разных видах художественной деятельности, искусстве, профессиональной деятельности.
Физическое воспитание, формирование культуры здоровья и эмоционального благополучия
– Владеющий знаниями о физической культуре и спорте, их истории, современном развитии в родном крае. – Ведущий и пропагандирующий здоровый образ жизни. – Проявляющий интерес к самообучению умениям и навыкам физкультурно-оздоровительной и спортивно-оздоровительной деятельности. – Бережно относящийся к физическому здоровью, соблюдающий основные правила здорового и безопасного для себя и других людей образа жизни, в том числе в информационной среде. – Владеющий основными навыками личной и общественной гигиены, безопасного поведения в быту, природе, обществе. – Ориентированный на физическое развитие с учётом возможностей здоровья, занятия физкультурой и спортом
Профессионально-трудовое воспитание
– Проявляющий уважение к труду, людям труда, бережное отношение к результатам труда, ответственное потребление. – Проявляющий интерес к разным профессиям. – Участвующий в различных видах трудовой деятельности.

– Владеющий комплексом знаний, умений и навыков, качеств личности, обеспечивающих возможность профессионального роста. – Обладающий основами экономической культуры и финансовой грамотности.
Экологическое воспитание
– Понимающий ценность природы, зависимость жизни людей от природы, влияние людей на природу, окружающую среду. – Выражающий готовность в своей профессиональной деятельности придерживаться экологических норм. – Содействующий сохранению окружающей среды, ресурсосбережению, эффективно действующий в чрезвычайных ситуациях. – Демонстрирующий экологическую культуру. – Проявляющий интерес к экологической обстановке в родном крае, вносящий свой вклад в ее улучшение.
Ценности научного познания
– Ориентированный на ценности непрерывного образования, в том числе и на самообразование. – Проявляющий интерес к участию в поисковой и исследовательской деятельности, техническому творчеству.

РАЗДЕЛ 2. СОДЕРЖАТЕЛЬНЫЙ

2.1 Уклад университета

Уральский государственный горный университет был учрежден 3 (16) июля 1914 года законом, утвержденным российским Императором Николаем II, как Екатеринбургский горный институт, который стал первым высшим учебным заведением на Урале.

Собранием Узаконений и Распоряжений Правительства, издаваемым при Правительствующем Сенате, от 27 января 1917 г. № 28 горный институт в городе Екатеринбурге был переименован в Уральский горный институт Императора Николая II, который приказом Главного управления учебными заведениями Народного Комиссариата тяжелой промышленности СССР от 18 декабря 1934 г. № 26/644 переименован в Свердловский горный институт, которому постановлением Совета Министров СССР от 13 января 1947 г, № 52 присвоено имя В.В. Вахрушева.

Указом Президиума Верховного Совета СССР от 12 мая 1969 года Свердловский горный институт им. В.В. Вахрушева был переименован в Свердловский ордена Трудового Красного Знамени горный институт им. В.В. Вахрушева, который распоряжением Совета Министров РСФСР от 10 июля 1991 г. № 736-р и приказом Государственного Комитета СССР по народному образованию от 22 июля 1991 г. № 346 был переименован в Уральский ордена Трудового Красного Знамени горный институт имени В.В. Вахрушева, переименованный приказом Государственного Комитета Российской Федерации по высшему образованию от 28 октября 1993 г. № 298 в Уральскую государственную горно-геологическую академию.

11 февраля 2003 года Уральская государственная горно-геологическая академия была внесена в Единый государственный реестр юридических лиц как государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования Уральская государственная горно-геологическая академия, которое приказом Федерального агентства по образованию от 5 октября 2004 г. № 156 было переименовано в государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Уральский государственный горный университет».

Приказом Министерства образования и науки Российской Федерации от 23 мая 2011 г. № 1724 государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Уральский государственный горный университет» переименовано в федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального

образования «Уральский государственный горный университет», которое приказом Министерства образования и науки Российской Федерации от 29 октября 2015 г. №1261 переименовано в федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Уральский государственный горный университет».

За 106 лет своей деятельности вуз подготовил для работы на горнодобывающих и геологоразведочных предприятиях, в научно-исследовательских и проектно-конструкторских институтах отрасли более 110 000 горных инженеров, талантом и трудом которых создавался Уральский горнопромышленный комплекс.

В 2024 году УГГУ - первый вуз Урала празднует 110 лет со дня учреждения.

Университет реализует программы высшего, среднего профессионального, дополнительного и послевузовского профессионального образования в области геологии, геофизики, горного дела, экологии, экономики, информатики, автоматизации, горного машиностроения, художественного проектирования и обработки материалов.

В университете представлены все уровни высшего образования: бакалавриат, специалитет, магистратура и аспирантура.

В университете обучаются около 10 000 студентов.

Отличительной особенностью университета являются сильные связи с производством. Вуз сотрудничает более чем с 300 предприятиями – партнерами со всей России, в их числе — крупнейшие компании горнодобывающей отрасли. Подписаны договоры о совместной работе в рамках подготовки кадров с крупнейшими отраслевыми предприятиями страны и региона: Русской медной компанией, Уральской горно-металлургической компанией, Уралмашзаводом, ЕВРАЗ-холдингом и др. Ведется системная подготовка специалистов для предприятий зарубежных стран: Китая, Гвинеи, Македонии, Узбекистана, Таджикистана, Туркменистана, Монголии, Казахстана и др.

Университет славится своим сильным профессорско-преподавательским составом. На 38 кафедрах работают более 350 педагогических работников, из них более 250 кандидатов наук, порядка 60 докторов наук.

Вековая история позволила университету создать не только мощные образовательные традиции, но и научные школы. Их коллективы регулярно участвуют в масштабных государственных программах. С 1976 г. в диссертационных советах вуза защищено свыше 750 диссертаций.

В университете выпускается два журнала, внесенных Высшей аттестационной комиссией в Перечень научных журналов, публикация в которых является обязательной для защиты диссертаций.

Студенты вуза регулярно побеждают на Всероссийских олимпиадах и инженерных соревнованиях. Горняки трижды становились триумфаторами Международного чемпионата по решению инженерных кейсов «Case-In». Свыше сорока студентов УГГУ каждый год удостаиваются стипендий Президента РФ, Правительства РФ и Губернатора Свердловской области. Одним из знаковых научных мероприятий УГГУ является Уральская горнопромышленная декада. Сотни специалистов из России и зарубежных стран ежегодно приезжают в Горный университет, чтобы обсудить актуальные вопросы отрасли и найти партнеров для решения производственных задач.

В университете есть свои корпоративные знаки отличия – это герб, гимн, флаг и форменная одежда, которые используются при проведении мероприятий в масштабах университета, городского, регионального и всероссийского уровней с целью формирования корпоративного сознания у обучающихся.

Наиболее значимыми традиционными мероприятиями, событиями, составляющими основу воспитательной системы, являются День знаний, День солидарности в борьбе с терроризмом, День первокурсника, День Героев Отечества, День матери, День студента, День защитников Отечества, конкурс красоты «Мисс и Мистер Горный университет» и многие другие.

2.2 Воспитательные модули: виды, формы, содержание воспитательной деятельности

Модуль «Образовательная деятельность»

Реализация воспитательного потенциала образовательной деятельности предусматривает:

– использование воспитательных возможностей содержания учебных дисциплин и профессиональных модулей для формирования у обучающихся позитивного отношения к российским традиционным духовно-нравственным и социокультурным ценностям, подбор соответствующего тематического содержания, текстов для чтения, задач для решения, проблемных ситуаций для обсуждений и т. п., отвечающих содержанию и задачам воспитания;

– привлечение внимания обучающихся к ценностному аспекту изучаемых на аудиторных занятиях объектов, явлений, событий и т. д., инициирование обсуждений, высказываний обучающимися своего мнения, выработки личностного отношения к изучаемым событиям, явлениям;

– использование учебных материалов (образовательного контента, художественных фильмов, литературных произведений и проч.), способствующих повышению статуса и престижа рабочих профессий, прославляющих трудовые достижения, повествующих о семейных трудовых династиях;

– инициирование и поддержка исследовательской деятельности при изучении учебных дисциплин и профессиональных модулей в форме индивидуальных и групповых проектов, исследовательских работ воспитательной направленности;

– реализация курсов, дополнительных факультативных занятий исторического просвещения, патриотической, гражданской, экологической, научно-познавательной, краеведческой, историко-культурной, туристско-краеведческой, спортивно-оздоровительной, художественно-эстетической, духовно-нравственной направленности, а также курсов, направленных на формирование готовности обучающихся к вступлению в брак и осознанному родительству;

– организация и проведение экскурсий (в музеи, картинные галереи, технопарки, на предприятия и др.), экспедиций, походов.

Модуль «Кураторство»

Реализация воспитательного потенциала кураторства как особого вида педагогической деятельности, направленной в первую очередь на решение задач воспитания и социализации обучающихся, предусматривает:

– организацию социально-значимых совместных проектов, отвечающих потребностям обучающихся, дающих возможности для их самореализации, установления и укрепления доверительных отношений внутри учебной группы и между группой и куратором;

– сплочение коллектива группы через игры и тренинги на командообразование, походы, экскурсии, празднования дней рождения, тематические вечера и т. п.;

– организацию и проведение регулярных родительских собраний, информирование родителей об академических успехах и проблемах обучающихся, их положении в студенческой группе, о жизни группы в целом; помощь родителям и иным членам семьи во взаимодействии с педагогическим коллективом и администрацией;

– работа со студентами, вступившими в ранние семейные отношения, проведение консультаций по вопросам этики и психологии семейной жизни, семейного права;

– планирование, подготовку и проведение праздников, фестивалей, конкурсов, соревнований и т. д. с обучающимися.

Модуль «Наставничество»

Реализация воспитательного потенциала наставничества как универсальной технологии передачи опыта и знаний предусматривает:

– разработку программы наставничества;

– содействие осознанному выбору оптимальной образовательной траектории, в том числе для обучающихся с особыми потребностями (детей с инвалидностью и ограниченными возможностями здоровья, одаренных, обучающихся, находящихся в трудной жизненной ситуации);

– оказание психологической и профессиональной поддержки наставляемому в реализации им индивидуального маршрута и в жизненном самоопределении;

– определение инструментов оценки эффективности мероприятий по адаптации и стажировке наставляемого;

– привлечение к наставнической деятельности признанных авторитетных специалистов, имеющих большой профессиональный и жизненный опыт (работников предприятий и организаций-партнеров).

Модуль «Основные воспитательные мероприятия»

Реализация воспитательного потенциала основных воспитательных мероприятий предусматривает:

– проведение общих для всей образовательной организации праздников, ежегодных творческих (театрализованных, музыкальных, литературных и т. п.) мероприятий, связанных с общероссийскими, региональными, местными праздниками, памятными датами;

– проведение торжественных мероприятий, связанных с завершением образования, переходом на следующий курс, а также совместных мероприятий с организациями-партнерами, направленных на знакомство и приобщение к корпоративной культуре предприятия, организации;

– разработку и реализацию обучающимися социальных, социально-профессиональных проектов, в том числе с участием социальных партнёров университета;

– организацию тематических мероприятий, нацеленных на формирование уважительного отношения к противоположному полу, понимания любви как основы таких отношений и готовности к вступлению в брак (День матери, День семьи, любви и верности и т. д.);

Модуль «Организация предметно-пространственной среды»

Реализация воспитательного потенциала предметно-пространственной среды предусматривает совместную деятельность педагогов, обучающихся, других участников образовательных отношений по её созданию, поддержанию, использованию в воспитании:

– организация в доступных для обучающихся и посетителей местах музейно-выставочного пространства, содержащего экспозиции об истории и развитии университета с использованием исторических символов государства, региона, местности в разные периоды, о значимых исторических, культурных, природных, производственных объектах России, региона, местности;

– размещение карт России, регионов, муниципальных образований (современных и исторических, точных и стилизованных, географических, природных, культурологических, художественно оформленных, в том числе материалами, подготовленными обучающимися) с изображениями значимых культурных объектов своей местности, региона, России; портретов выдающихся государственных деятелей России, деятелей культуры, науки, производства, искусства, военных деятелей, героев и защитников Отечества;

– размещение, обновление художественных изображений (символических, живописных, фотографических, интерактивных) объектов природного и культурного наследия региона, местности, предметов традиционной культуры и быта;

– организацию и поддержание в университете звукового пространства позитивной духовно-нравственной, гражданско-патриотической воспитательной направленности (звонки-мелодии, музыка, информационные сообщения), исполнение гимна Российской Федерации (в начале учебной недели);

– оформление и обновление «мест новостей», стендов в помещениях общего пользования (холл первого этажа, рекреации и др.), содержащих в доступной, привлекательной форме новостную информацию позитивного профессионального, гражданско-патриотического, духовно-нравственного содержания;

– размещение материалов, отражающих ценность труда как важнейшей нравственной категории, представляющих трудовые достижения в профессиональной области, прославляющих героев и ветеранов труда, выдающихся деятелей производственной сферы, имеющей отношение к УГГУ, предметов-символов профессиональной сферы, размещение информационных справочных материалов о предприятиях профессиональной сферы, имеющих отношение к профилю университета;

– размещение, поддержание, обновление на территории университета выставочных объектов, ассоциирующихся с профессиональными направлениями обучения;

– создание и обновление книжных выставок профессиональной литературы, пространства свободного книгообмена;

– оборудование, оформление, поддержание и использование спортивных и игровых пространств, площадок, зон активного и спокойного отдыха;

– совместная с обучающимися популяризация символики УГГУ (флаг, гимн, эмблема, логотип и т. п.), используемой как повседневно, так и в торжественных ситуациях;

– разработка и обновление материалов (стендов, плакатов, инсталляций и др.), акцентирующих внимание обучающихся на важных для воспитания правилах, традициях, укладе образовательной организации, актуальных вопросах профилактики и безопасности.

Модуль «Взаимодействие с родителями (законными представителями)»

Реализация воспитательного потенциала взаимодействия с родителями (законными представителями) обучающихся предусматривает:

– организацию взаимодействия между родителями обучающихся и преподавателями, администрацией в области воспитания и профессиональной реализации студентов;

– проведение родительских собраний по вопросам воспитания, взаимоотношений обучающихся и педагогов, условий обучения и воспитания;

– привлечение родителей к подготовке и проведению мероприятий воспитательной направленности.

Модуль «Самоуправление»

Реализация воспитательного потенциала самоуправления обучающихся в университете, реализующем образовательные программы высшего и среднего профессионального образования, предусматривает:

– организацию и деятельность в университете органов самоуправления обучающихся (совет обучающихся и др.);

– представление органами самоуправления интересов обучающихся в процессе управления образовательной организацией, защита законных интересов, прав обучающихся;

– участие представителей органов самоуправления обучающихся в разработке, обсуждении и реализации рабочей программы воспитания, в анализе воспитательной деятельности;

– привлечение к деятельности студенческого самоуправления выпускников, работающих по специальности, добившихся успехов в профессиональной деятельности и личной жизни.

Модуль «Профилактика и безопасность»

Реализация воспитательного потенциала профилактической деятельности в целях формирования и поддержки безопасной и комфортной среды предусматривает:

– организацию деятельности педагогического коллектива по созданию в университете безопасной среды как условия успешной воспитательной деятельности;

– вовлечение обучающихся в проекты, программы профилактической направленности, реализуемые в УГГУ и в социокультурном окружении (антинаркотические, антиалкогольные, против курения, вовлечения в деструктивные детские и молодёжные объединения, культы, субкультуры, группы в социальных сетях; по безопасности в цифровой среде, на транспорте, на воде, безопасности дорожного движения, противопожарной безопасности, антитеррористической и антиэкстремистской безопасности, гражданской обороне и т. д.);

– сбор информации и регулярный мониторинг семей обучающихся, находящихся в сложной жизненной ситуации, профилактическая работа с неблагополучными семьями;

– организация психолого-педагогической поддержки обучающихся групп риска;

– организацию работы по развитию у обучающихся навыков саморефлексии, самоконтроля, устойчивости к негативному воздействию, групповому давлению;

– поддержку инициатив обучающихся, педагогов в сфере укрепления безопасности жизнедеятельности.

Модуль «Социальное партнёрство и участие работодателей»

Реализация воспитательного потенциала социального партнёрства университетом, реализующем образовательные программы высшего и среднего профессионального образования, в том числе во взаимодействии с предприятиями рынка труда, предусматривает:

– участие представителей организаций-партнёров, предприятий (организаций) и работодателей, в том числе в соответствии с договорами о сотрудничестве, в проведении отдельных производственных практик и мероприятий в рамках рабочей программы воспитания и календарного плана воспитательной работы (дни открытых дверей, ярмарки вакансий, государственные, региональные праздники, торжественные мероприятия и т. п.);

– участие представителей организаций-партнёров в проведении мастер-классов, аудиторных и внеаудиторных занятий, мероприятий профессиональной направленности;

– проведение на базе организаций-партнёров отдельных аудиторных и внеаудиторных занятий, презентаций, лекций, акций воспитательной направленности;

– проведение открытых дискуссионных площадок (студенческих, педагогических, родительских, совместных), куда приглашаются представители организаций-партнёров, на которых обсуждаются актуальные проблемы, касающиеся профессиональной сферы и рынка труда, жизни университета, муниципального образования, региона, страны;

– реализация социальных проектов, разрабатываемых и реализуемых обучающимися и педагогами совместно с организациями-партнёрами (профессионально-трудовой, благотворительной, экологической, патриотической, духовно-нравственной и т. д. направленности), ориентированных на воспитание обучающихся, преобразование окружающего социума, позитивное воздействие на социальное окружение.

Модуль «Профессиональное развитие, адаптация и трудоустройство»

Реализация воспитательного потенциала работы по профессиональному развитию, адаптации и трудоустройству в университете предусматривает:

– участие в конкурсах, фестивалях, олимпиадах профессионального мастерства (в т. ч. международных), работе над профессиональными проектами различного уровня (регионального, всероссийского, международного) и др.;

– циклы мероприятий, направленных на подготовку обучающихся к осознанному планированию своей карьеры, профессионального будущего (посещения центра содействия профессиональному трудоустройству выпускников, профессиональных выставок, ярмарок вакансий, дней открытых дверей на предприятиях и др.);

– экскурсии (на предприятия, в организации), дающие углублённые представления о выбранной специальности и условиях работы;

– организацию мероприятий, посвященных истории организаций/предприятий-партнёров; встреч с представителями коллективов, с работниками-стажистами, представителями трудовых династий, авторитетными специалистами, героями и ветеранами труда, представителями профессиональных династий;

– использование обучающимися интернет-ресурсов, способствующих более глубокому изучению отраслевых технологий, способов и приёмов профессиональной деятельности, профессионального инструментария, актуального состояния профессиональной области; онлайн курсов по интересующим темам и направлениям профессионального образования;

– консультирование обучающихся по вопросам построения ими профессиональной карьеры и планов на будущую жизнь с учётом индивидуальных особенностей, интересов, потребностей;

– проведение тренингов, нацеленных на формирование рефлексивной культуры, совершенствование умений в области анализа и оценки результатов деятельности.

Дополнительные модули

Модуль «Воспитание здорового образа жизни»

Реализация воспитательного потенциала работы по созданию условий для сохранения, укрепления и развития духовного, эмоционального, интеллектуального, личностного и физического здоровья обучающихся предусматривает:

– воспитание здоровой личности, формирование способности ставить цели и строить жизненные планы;

– формирование у обучающихся ответственного отношения к своему здоровью и потребности в здоровом образе жизни, физическом самосовершенствовании, занятиях спортивно-оздоровительной деятельностью, развитие культуры безопасной жизнедеятельности, профилактику наркотической и алкогольной зависимости, табакокурения и других вредных привычек;

– формирование бережного, ответственного и компетентного отношения к физическому и психологическому здоровью – как собственному, так и других людей, развитие культуры здорового питания.

Модуль «Художественно-эстетическое воспитание»

Реализация воспитательного потенциала работы по формированию культурно-эстетических взглядов, нравственных принципов обучающихся, повышению общего уровня культуры, формированию способности воспринимать и понимать произведения искусства во взаимосвязи с окружающим миром предусматривает:

– воспитание эстетического отношения к миру, включая эстетику быта, научного и технического творчества, спорта, общественных отношений;

– формирование способности к общему развитию, реализации творческого потенциала в учебной, профессиональной деятельности, самовоспитания и универсальной духовно-нравственной компетенции – «становиться лучше»;

– формирование чувства любви к Родине на основе изучения культурного наследия многонационального народа России;

– формирование художественно-эстетического мировоззрения, основанного на диалоге культур.

Модуль «Экологическое воспитание»

Реализация воспитательного потенциала работы по формированию экологической культуры, содействию сохранению окружающей среды, ресурсосбережению, воспитанию и развитию у обучающихся любви к окружающей природе предусматривает:

– развитие у обучающихся экологической культуры, бережного отношения к родной земле, природным богатствам России и мира, понимание влияния социально-экономических процессов на состояние природной и социальной среды;

– воспитание чувства ответственности за состояние природных ресурсов, формирование умений и навыков разумного природопользования, нетерпимого отношения к действиям, приносящим вред экологии; приобретение опыта эколого-направленной деятельности.

Модуль «Волонтерское движение»

Реализация воспитательного потенциала работы по формированию готовности к добровольчеству (волонтёрству) предусматривает:

– развитие навыков волонтерской деятельности через участие в подготовке и проведении социально-значимых мероприятий;

– развитие мотивации к активному и ответственному участию в общественной жизни страны, региона, университета, государственному управлению через организацию добровольческой деятельности;

– развитие способностей к сопереживанию и формированию позитивного отношения к людям, в том числе к лицам с инвалидностью и ограниченными возможностями здоровья;

– развитие компетенций сотрудничества со сверстниками, детьми младшего возраста, взрослыми в образовательной, общественно полезной, учебно-исследовательской, проектной и других видах деятельности.

РАЗДЕЛ 3. ОРГАНИЗАЦИОННЫЙ

3.1 Кадровое обеспечение

Реализация рабочей программы воспитания осуществляется квалифицированными специалистами университета, в частности Управления по внеучебной и социальной работе, которое несёт ответственность за организацию воспитательной работы в университете; Студенческого культурного центра, Студенческого спортивного клуба «Горная машина», Студенческого центра патриотического воспитания «Святогор», Волонтерского центра УГГУ, которые проводят с обучающимися мероприятия воспитательного характера; психолого-педагогической службы, кураторами, педагогом-психологом, преподавателями, функционал которых регламентируется требованиями профессиональных стандартов, должностными инструкциями и иными нормативными документами.

3.2 Нормативно-методическое обеспечение

Нормативно-методическое обеспечение воспитательной деятельности осуществляется следующим образом: воспитательная деятельность ведется в соответствии с нормативно-правовыми документами федеральных органов исполнительной власти в сфере образования, требованиями федеральных государственных образовательных стандартов, Уставом университета и локальными актами университета с учетом сложившегося опыта воспитательной деятельности, и имеющимися ресурсами в университете.

3.3 Требования к условиям работы с обучающимися с особыми образовательными потребностями

В воспитательной работе с категориями обучающихся, имеющих особые образовательные потребности: обучающиеся с инвалидностью, ограниченными возможностями здоровья, из социально уязвимых групп (воспитанники детских домов, обучающиеся из семей мигрантов, билингвы и др.), одарённые, с отклоняющимся поведением, создаются особые условия.

В системе организации воспитательной деятельности с категориями обучающихся, имеющих особые образовательные потребности, устанавливаются сотрудничество препо-

давателей, кураторов, педагогов-психологов, родителей (законных представителей) обучающихся с целью устранения нарушенных функций, развития функциональных систем обучающихся, коррекции поведения, формирования социально-значимых качеств.

При организации воспитательного пространства создаются благоприятные условия для развития социально значимых отношений обучающихся, и, прежде всего, ценностных отношений к семье, труду, своему отечеству, своей малой и большой Родине, природе, миру, знаниям, культуре, здоровью, окружающим людям, к самим.

Формирование доброжелательного отношения к обучающимся, имеющим особые образовательные потребности и их семьям со стороны всех участников образовательных отношений, а также индивидуальный подход позволяет получить им необходимые социальные навыки, знания и умения необходимые для дальнейшей профессиональной деятельности.

При организации воспитания обучающихся с особыми образовательными потребностями осуществляется ориентация на:

– налаживание эмоционально-положительного взаимодействия с окружающими для их успешной социальной адаптации и интеграции как в университете, так и в профессиональной деятельности;

– формирование доброжелательного отношения к обучающимся и их семьям со стороны всех участников образовательных отношений;

– построение воспитательной деятельности с учётом индивидуальных особенностей и возможностей каждого обучающегося;

– обеспечение психолого-педагогической поддержки семей обучающихся, содействие повышению уровня их педагогической, психологической, социальной компетентности;

– формирование личности обучающегося с особыми образовательными потребностями с использованием адекватных физическому и психическому состоянию методов воспитания;

– создание оптимальных условий совместного воспитания и обучения обучающихся с особыми образовательными потребностями и их сверстников, с использованием адекватных вспомогательных средств и педагогических приёмов, организацией совместных форм работы с педагогом-психологом и другими специалистами университета;

– личностно-ориентированный подход в организации всех видов деятельности обучающихся с особыми образовательными потребностями.

3.4 Система поощрения профессиональной успешности и проявлений активной жизненной позиции обучающихся

Поощрение профессиональной успешности и проявлений активной жизненной позиции обучающихся осуществляется следующим образом:

– выплачивается повышенная государственная академическая стипендия;

– предоставляются путевки на летний отдых и оздоровление;

– представляются кандидатуры обучающихся на стипендию Правительства Российской Федерации;

– представляются кандидатуры обучающихся на стипендию Губернатора Свердловской области;

– вручаются благодарственные письма, письма участников.

Основания для поощрения обучающихся:

– успехи в учебной деятельности;

– успехи научной деятельности;

– успехи в культурно-творческой деятельности;

– успехи в общественной деятельности;

– успехи в физкультурной деятельности;

– победы в конкурсах, олимпиадах, фестивалях, соревнованиях различного уровня;

– активное участие в культурно-массовых мероприятиях на уровне университета, округа, региона, Российской Федерации, на международном уровне;

– спортивные достижения на различных уровнях.

3.5 Анализ воспитательного процесса

Основные направления анализа воспитательного процесса:

3.5.1 Анализ условий воспитательной деятельности

Анализ воспитательной деятельности проводится по следующим позициям:

– кадровое обеспечение воспитательной деятельности (наличие специалистов, прохождение курсов повышения квалификации);

– наличие и количество студенческих объединений, клубов, предметных кружков, кружков технического творчества, спортивных секций и кружков;

– количество социальных партнеров, вовлечённых в воспитательную деятельность (предприятия, учреждения культуры, здравоохранения, правоохранительные органы, образовательные организации др.);

– участие педагогических работников университета в конкурсах, семинарах, конференциях, вебинарах по направлениям воспитательной деятельности;

– оформление предметно-пространственной среды университета.

3.5.2 Анализ состояния воспитательной деятельности

Анализ состояния воспитательной деятельности проводится по следующим позициям:

– проводимые в университете дела и реализованные проекты;

– уровень вовлеченности обучающихся в проекты и мероприятия на уровне университета, районном, городском, региональном и федеральном уровнях;

– включенность обучающихся и преподавателей в деятельность различных объединений;

– участие обучающихся в конкурсах различного уровня и направленности;

– профессионально-личностное развитие обучающихся (анализ портфолио);

– снижение негативных факторов (уменьшение числа обучающихся, состоящих на различных видах профилактического учета/контроля, снижение/отсутствие совершенных правонарушений и преступлений).

Основным способом получения информации являются: педагогическое наблюдение, анкетирование, тестирование, беседы с обучающимися и их родителями (законными представителями), педагогическими работниками, представителями студенческого совета.

Анализ проводится проректором по молодежной политике и развитию образования, начальником управления по внеучебной и социальной работе, педагогом-психологом, кураторами академических групп.

Итогом самоанализа является перечень выявленных проблем, над решением которых предстоит работать коллективу университета.

Приложение к рабочей программе воспитания

АВТОНОМНАЯ НЕКОММЕРЧЕСКАЯ

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по молодежной политике и развитию образования
_____ А. В. Хачатрян
«11» 07 2024

КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН ВОСПИТАТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ
на 2024-2025 учебный год

В ходе планирования воспитательной деятельности университет учитывает воспитательный потенциал участия обучающихся в мероприятиях, проектах, конкурсах, акциях, проводимых на уровне:

Российской Федерации, в том числе:

«
Р «Большая перемена» https://bolshayaperemena.online/;
о «Лидеры России» https://лидерыроссии.рф/;
с «Мы Вместе» (волонтерство) https://onf.ru;
с отраслевые конкурсы профессионального мастерства;
и движения «Ворлдскиллс Россия»;
я движения «Абилимпикс»;

субъектов Российской Федерации, а также **отраслевые профессионально значимые события и праздники.**

№	Модуль	Курсы, группы	Сроки	Ответственные
	1. Образовательная деятельность			
1	Дисциплина «Основы российской государственности	I,II,III	01.09.2024-31.05.2025	Зубов В. В.
	2. Кураторство			
1	Воспитательное мероприятие «Час куратора»	I	01.09.2024-31.05.2025	Шехтман Д. А.
	3. Наставничество			
1	Подготовка и проведение адаптационного мероприятия «Неделя первокурсника 2024»	I	30.08.2024 - 04.09.2024	Шехтман Д. А.
	4. Основные воспитательные мероприятия			
1	Презентация студенческих общественных, спортивных, научных, творческих объединений	I	30.08.2024-04.09.2024	Шехтман Д. А.
2	Профориентационные мероприятия для студентов I курса	I	12.08.2024-17.08.2024	Коновалов П. А.
3	Спортивно-массовое мероприятие «Неделя футбола» и межнациональный футбольный турнир к Дню народного единства	I-V	01.11.2024-05.11.2024	Сухомлин С. Д.
4	Культурно-массовое мероприятие «Новогодний ректорский прием»	I-V	23.12.2024	Нижников Е. В.
5	Празднование дня Российского студенчества, Молебен святой мученице Татьяне	I-V	25.01.2025	Бачинин И. В.
6	Организация игры «Патриот»	I-V	19.02.2025-23.02.2025	Комаров А. А.
7	Праздничный концерт «День защитника отечества»	I-V	22.02.2025	Нижников Е. В.
8	Праздничный концерт «Международный женский день»	I-V	07.03.2025	Нижников Е. В.

9	Участие в первомайской демонстрации	I-V	01.05.2025	Коновалов П. А.
10	Патриотическая акция «Бессмертный полк Горного»	I-V	08.05.2025	Комаров А. А.
11	Праздничные мероприятия, посвященные 80 годовщине Победы в ВОВ	I-V	09.05.2025	Нижников Е. В.
12	Легкоатлетическая эстафета «Горняк»	I-V	17.05.2025	Сидоров С. Г.
	5. Организация предметно-пространственной среды			
13	Оформление и обновление новостных стендов	I-V	01.09.2024-30.05.2025	Пономарева Т. В.
14	Популяризация символики образовательной организации	I-V	01.09.2024-10.11.2024	Пономарева Т. В.
15	Подготовка и обновление тематических экспозиций в библиотеке университета	I-V	01.09.2024-30.05.2025	Справцева Е. А.
16	Разработка и реализация коворкинг зон для студентов	I-V	01.09.2024-30.05.2025	Коновалов П. А.
17	Оформление зданий университета, холлов, с использованием государственной символики России	I-V	10.09.2024	Комаров А. А.
	6. Взаимодействие с родителями (законными представителями)			
18	Деятельность Службы примирения университета и работа с конфликтными ситуациями	I-V	01.09.2024 – 30.05.2025	Первушина А. А.
	7. Самоуправление			
19	Обучающие мероприятия для студенческого актива УГГУ	I-V	01.09.2024-20.11.2024	Шехтман Д. А.
20	Обучающие мероприятия для активистов организационно-массовой комиссии ПСО УГГУ	I-V	14.09.2024-16.09.2024	Коновалов П. А.
21	Отчетно – выборные конференции профбюро факультетов	I-V	10.10.2024-25.10.2024	Коновалов П. А.
22	Проведение мероприятия среди студенческой молодёжи, направленного на повышение уровня медиа грамотности "Медиадиктант"	I-V	18.10.2024	Пономарева Т. В.
23	Обучающее мероприятие «ПРОФшкола Горно-механического факультета»	I-V	08.11.2024-12.11.2024	Коновалов П. А.
24	Обучающие мероприятия для активистов ФГХ	I-V	08.11.2024-12.11.2024	Коновалов П. А.
25	Интеллектуальная игра для обучающихся УГГУ «Интуиция»	I-V	10.11.2024	Коновалов П. А.

26	Интеллектуальная игра для обучающихся УГГУ «Квиз-турнир»	I-V	16.12.2024	Коновалов П. А.
27	Новогодняя студенческая елка «Елка желаний»	I-V	24.12.2024	Коновалов П. А.
28	Традиционная новогодняя лотерея среди членов профсоюза	I-V	25.12.2024	Коновалов П. А.
29	Культурно-массовое мероприятие для обучающихся УГГУ «Турнир по киберспорту»	I-V	25.12.2024	Коновалов П. А.
30	Образовательный проект «MediaLife»	I-V	10.01.2025–28.03.2025	Сухомлин С. Д.
31	Интеллектуальная онлайн игра «Что? Где? Когда?», посвященная Всероссийскому дню студента	I-V	25.01.2025	Коновалов П. А.
32	Встреча ректора университета со студенческим активом	I-V	25.01.2025	Шехтман Д. А.
33	Традиционное исполнение студенческих желаний ректором УГГУ А.В. Душиным	I-V	25.01.2025	Шехтман Д. А.
34	Образовательный проект АССК.про	I-V	15.02.2025-01.04.2025	Сухомлин С. Д.
35	Образовательный проект «GM School» для студентов и активистов УГГУ	I-V	04.04.2025-08.04.2025	Сухомлин С. Д.
36	Очный этап образовательного проекта АССК.про	I-V	01.05.2025-30.05.2025	Сухомлин С. Д.
	8. Профилактика и безопасность			
37	Подготовка к социально-психологическому тестированию (сбор сведений, проверка технических возможностей)	I-V	01.08.2024-31.08.2024	Первушина А. А.
38	Размещение информационных материалов по вопросам антитеррористической защищённости	I-V	01.09.2024-25.12.2024	Волков С. А., Пономарева Т. В.
39	Профилактика деструктивных явлений в студенческой среде (подготовка и размещение публикаций на сайте ФГХ, в сообществе «Педагог-психолог УГГУ» и подготовка информационных листов-вкладышей)	I-V	01.09.2024-25.12.2024	Первушина А.А.
40	Подготовка к социально-психологическому тестированию	I-V	01.09.2024-30.09.2024	Первушина А .А.

	(подготовка списков, генерация паролей, информационная кампания)			
41	Размещение информационных материалов об антикоррупционных мероприятиях и нормативной базе в сфере противодействия коррупции	I-V	01.09.2024-25.12.2024	Волков С. А., Пономарева Т. В.
42	Патриотическая акция, посвященная Дню солидарности в борьбе с терроризмом	I-V	03.09.2024	Старостин А. Н. Суслонов П. Е
43	Проведение социально-психологического тестирования	I-V	01.10.2024-30.10.2024	Первушина А. А.
44	Основы безопасного общения и способы защиты от негативного влияния со стороны лиц и групп деструктивной и экстремистской направленности (беседа-тренинг с обучающимися)	I-V	01.10.2024-30.10.2024	Старостин А. Н. Суслонов П. Е
45	Подготовка документации по итогам социально-психологического тестирования	I-V	01.11.2024-30.11.2024	Первушина А. А.
46	Разговор на равных (Тема: профилактика межнациональных и межконфессиональных конфликтов)	I-V	12.11.2024	Старостин А. Н.
47	Организация процедуры получения результатов социально-психологического тестирования и подготовка плана работы с лицами «группы риска»	I-V	01.12.2024-30.12.2024	Первушина А. А.
48	Профилактика деструктивных явлений в период сессии: публикация «От сессии до сессии… Продолжение»	I-V	10.01.2025	Первушина А. А.
49	Профилактика деструктивных явлений в студенческой среде: публикации информационно-просветительского, профилактического характера на психологическую тематику: «Моя свобода и/или свобода другого?» (профилактика буллинга/кибербуллинга)	I-V	01.03.2025-31.03.2025	Первушина А. А.

50	Профилактика деструктивных явлений в студенческой среде: публикации информационно-просветительского, профилактического характера на психологическую тематику: «Кому выгодно кормить наше ЭГО?» (профилактика правонарушений и экстремистских проявлений)	I-V	01.04.2025-30.04.2025	Первушина А. А.
	9. Социальное партнёрство и участие работодателей			
51	Уральский горнопромышленный форум	I-V	01.10.2024-31.10.2024	Костюк П. А.
52	Экскурсионные мероприятия (Альфа-банк)	I-V	04.12.2024	Коновалов П. А.
53	VIII Международный инженерный чемпионат Case-in	I-V	01.03.2025-31.03.2025	Костюк П. А.
54	Экскурсионные мероприятия (Екатеринбургский метрополитен)	I-V	29.03.2025	Коновалов П. А., Коренькова М. А.
55	Всероссийский фестиваль по робототехнике	I-V	01.04.2025-30.04.2025	Кухарева А. А.
56	Ярмарка студентов	I-V	20.04.2025	Коренькова М. А.
57	Уральская горнопромышленная декада	I-V	01.05.2025-30.05.2025	Валиев Н. Г. Лебзин М. С.
	10. Профессиональное развитие, адаптация и трудоустройство			
58	Профориентационные презентации для абитуриентов	I-V	01.09.2024-25.12.2024	Кухарева А. А.
59	Экскурсии по УГГУ для абитуриентов	I-V	01.09.2024-25.12.2024	Кухарева А. А.
60	Культурно-массовое мероприятие «Межвузовский Since-Slame»	I-V	02.11.2024-03.11.2024	Шехтман Д. А.
61	День памяти погибших при исполнении служебных обязанностей сотрудников органов внутренних дел	I-V	08.11.2024	Мальцев Н. В.
62	Культурно-массовое мероприятие «Экскурсия в Уральский геологический музей»	I-V	17.11.2024	Иванова Н. С.
63	Отборочный этап студенческих проектов «Проектный конвейер»	I-V	19.11.2024	Шехтман Д. А.
64	Лекция от приглашенного спикера для обучающихся о развитии личностных качеств	I-V	24.11.2024	Коновалов П. А.
65	День юриста	I-V	03.12.2024	Мальцев Н. В.

66	Тематическая выставка «Пожарное и спасательное дело в России»	I-V	09.01.2025-31.01.2025	Справцева Е. А.
67	Конкурс профессионального мастерства «Студенческий лидер УГГУ»	I-V	25.03.2025	Коновалов П. А.
68	День открытых дверей УГГУ	I-V	26.03.2025	Гензель О. В.
69	Организация и проведение мероприятия «Встреча выпускников всех поколений и День геолога»	I-V	01.04.2025-30.04.2025	Нижников Е. В.
70	Тематическая выставка «Нефтегазовая отрасль – поле для инноваций»	I-V	01.04.2025-15.04.2025	Справцева Е. А.
71	Поход студентов геологов «Тур де ФГиГ»	I-V	04.05.2025	Коновалов П. А.
72	Организация и проведение мероприятия «Торжественное вручение дипломов выпускникам УГГУ»	I-V	01.07.2025-10.07.2025	Нижников Е. В.
	11. Воспитание здорового образа жизни			
73	Проект «Уральская студенческая баскетбольная лига»	I-V	01.09.2024-25.12.2024	Сухомлин С. Д.
74	Психологическое консультирование	I-V	01.09.2024-25.06.2025	Первушина А. А.
75	Спортивно-массовое мероприятие «Турнир по Пейнтболу среди обучающихся УГГУ»	I-V	20.09.2024-24.09.2024	Сухомлин С. Д.
76	Осенний турслет	I-V	24.09.2024-26.09.2024	Комаров А. А.
77	Чемпионат УГГУ по стрельбе «Меткий стрелок»	I-V	25.10.2024-31.10.2024	Комаров А. А.
78	Спортивно-массовое мероприятие «День Рождение ССК УГГУ «Горная Машина»	I-V	07.11.2024	Сухомлин С. Д.
79	Профилактическое мероприятие «Экспресс-тестирование на ВИЧ»	I-V	18.11.2024-19.11.2024	Медянникова Н. Г.
80	Спортивно-массовое мероприятие для обучающихся УГГУ «Неделя баскетбола»	I-V	13.12.2024-20.12.2024	Сухомлин С. Д.
81	Студенческий спортивный баттл	I-V	17.12.2024	Сухомлин С. Д
82	Фестиваль зимних видов спорта, посвященный Всемирному дню снега	I-V	15.01.2025-16.01.2025	Сухомлин С. Д.
83	Внутривузовский отборочный этап чемпионата АССК России по 5-и видам спорта	I-V	15.02.2025–01.03.2025	Сухомлин С. Д.

84	Спортивно-массовое мероприятие Турнир по страйкболу среди факультетов УГГУ, посвященный 23 февраля	I-V	21.02.2025	Коновалов П. А.
85	Спортивный турнир среди женских команд факультетов УГГУ, посвященный «Международному женскому дню»	I-V	04.03.2025	Коновалов П. А.
86	Проект «От Студзачета к знаку отличия ГТО»	I-V	14.03.2025-21.03.2025	Сухомлин С. Д.
87	Ежегодная спартакиада общежитий УГГУ по баскетболу	I-V	15.03.2025	Коновалов П. А.
88	Профилактическое мероприятие для обучающихся УГГУ «Экспресс-тестирование на ВИЧ»	I-V	16.03.2025	Медянникова Н. Г.
89	Ежегодная спартакиада общежитий УГГУ по настольному теннису	I-V	16.03.2025	Коновалов П. А.
90	Ежегодная спартакиада общежитий УГГУ по стрельбе из пневматического ружья	I-V	17.03.2025	Коновалов П. А.
91	Спортивное мероприятие туристического клуба «Скалы Петра Гронского»	I-V	19.03.2025	Комаров А. А.
92	Ежегодная спартакиада общежитий УГГУ по мини-футболу	I-V	22.03.2025	Коновалов П. А.
93	Ежегодная спартакиада общежитий УГГУ по волейболу	I-V	23.03.2025	Коновалов П. А.
94	Ежегодная спартакиада общежитий УГГУ по шахматам	I-V	24.03.2025	Коновалов П. А.
95	Оценка уровня информированности и отношение к проблеме эпидемии ВИЧ-инфекции среди студентов	I-V	01.04.2025-30.04.2025	Медянникова Н. Г.
96	Поход туристического клуба «Авантюрин» - «Покорение скал»	I-V	02.04.2025-03.04.2025	Комаров А. А.
97	Мероприятие, приуроченное к Всемирному дню здоровья	I-V	07.04.2025	Коновалов П. А.
98	Профилактическая акция для обучающихся УГГУ «Что выберешь ты?»	I-V	14.04.2025	Коновалов П. А.
99	Фестиваль летних уличных видов спорта «Горный X-games»	I-V	06.06.2025	Сухомлин С. Д.
	12. Художественно-эстетическое воспитание			

100	Культурно-массовое мероприятие «День знаний»	I-V	01.09.2024	Нижников Е. В
101	Участие университетской команды КВН в центральной/официальной лиге МС КВН (полуфинал)	I-V	01.09.2024 30.10.2024	Нижников Е. В
102	Участие коллектива УГГУ «ГрандMajor» в Международном фестивале по «Мажореткам»	I-V	01.10.2024-30.10.2024	Нижников Е. В.
103	Культурно-массовое мероприятие для обучающихся УГГУ «Литературный вечер»	I-V	07.10.2024	Коновалов П. А.
104	Культурно-массовое мероприятие «День культуры африканских стран»	I-V	12.10.2024	Иванова Н. С.
105	Культурно-массовое мероприятие для обучающихся УГГУ – Флешмоб, посвященный Дню первокурсника	I-V	14.10.2024-21.10.2024	Коновалов П. А.
106	Культурно-массовое мероприятие Смотр Художественной Самодеятельности для обучающихся первого курса	I-V	20.10.2024	Коновалов П. А.
107	Культурно-массовое мероприятие «День первокурсника»	I-V	21.10.2024	Нижников Е. В.
108	Международная просветительская акция «Большой этнографический диктант»	I-V	01.11.2024-30.11.2024	Старостин А. Н., Суслонов П. Е.
109	Участие университетской команды КВН в центральной/официальной лиге МС КВН (финал)	I-V	01.11.2024-30.11.2024	Нижников Е. В.
110	Фестиваль команд КВН «Уральские горы юмора»	I-V	25.11.2024	Нижников Е. В.
111	Культурно-массовое мероприятие для обучающихся УГГУ «Зимний бал 2024»	I-V	23.12.2024	Коновалов П. А.
112	Культурно-массовое мероприятие «Новый Год для детей работников УГГУ»	I-V	23.12.2024	Шехтман Д. А.
113	Культурно-массовое мероприятие «Новый год для иностранных студентов УГГУ». Конкурс рассказов о национальных новогодних традициях	I-V	24.12.2024	Иванова Н. С.
114	Конкурс красоты «Мисс и Мистер УГГУ-2025»	I-V	24.03.2025	Нижников Е. В.
115	Культурно-массовое мероприятие для обучающихся	I-V	21.04.2025	Коновалов П. А.

	УГГУ «Смотр художественной самодеятельности»			
116	Отчетный концерт студенческого культурного центра	I-V	26.05.2025	Нижников Е. В.
	13. Экологическое воспитание			
117	Экологическая акция по сбору отработанных батареек и пластиковых крышечек	I-V	01.09.2024-30.09.2024	Ершова А. А.
118	Реализация проекта «Экодворы» с Всероссийским экологическим движением «Делай!»	I-V	01.09.2024-30.12.2024	Ершова А. А.
119	Проведение субботников, совместно с Всероссийским экологическим движением «Делай!»	I-V	20.09.2024-20.10.2024	Ершова А. А.
120	Посадки саженцев деревьев с Всероссийским экологическим движением «Делай!»	I-V	20.09.2024-20.11.2024	Ершова А. А.
121	Экологические занятия в школах г. Екатеринбург	I-V	01.01.2025-30.04.2025	Ершова А. А.
122	Выезд эковолонтеров университета ИЭФ-TRIP “Источники”	I-V	17.02.2025	Коновалов П. А.
123	Проведение субботников, совместно с Всероссийским экологическим движением «Делай!»	I-V	01.04.2025-30.04.2025	Ершова А. А.
124	Выезд эковолонтеров университета ИЭФ-TRIP «Челябинская область»	I-V	11.05.2025	Коновалов П. А.
	14. Волонтерское движение			
125	Ежегодная благотворительная акция «Полезная макулатура»	I-V	01.11.2024-01.12.2024	Коновалов П. А., Ершова А. А.
126	День добровольца (волонтера) в России	I-V	05.12.2024	Ершова А. А.
127	Акция, приуроченная к национальному дню донора в России	I-V	26.04.2025	Коновалов П. А.
128	Посещение волонтерами ветеранов ВОВ и тружеников тыла, приуроченное ко «Дню Победы»	I-V	02.05.2025-11.05.2025	Ершова А. А.

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по учебно-методическому комплексу_____ С.А. Упоров

ПРОГРАММА ГОСУДАРСТВЕННОЙ ИТОГОВОЙ АТТЕСТАЦИИ

Специальность -
21.05.04 Горное дело
Специализация -
Мехатроника и робототехника промышленных комплексов
форма обучения: очная
год набора: 2024

Автор: Волков Е.Б., доц., к.т.н.

Одобрена на заседании кафедры	Рассмотрена методической комиссией факультета
Технической механики	Горно-механического
(название кафедры)	*(название факультета)*
Зав. кафедрой _____	Председатель _____
(подпись)	*(подпись)*
Волков Е.Б.	Осипов П.А.
(Фамилия И.О.)	*(Фамилия И.О.)*
Протокол № 1 от 15.09.2023	Протокол № 2 от 20.10.2023
(Дата)	*(Дата)*

Екатеринбург

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ
1 МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЫ 3
1.1 Требования к выпускной квалификационной работе 3
1.2 Порядок выполнения выпускной квалификационной работы 16

2 КРИТЕРИИ ОЦЕНКИ РЕЗУЛЬТАТОВ ВЫПОЛНЕНИЯ И ЗАЩИТЫ ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЫ 18

3 ОЦЕНОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ 19
3.1 Тематика выпускных квалификационных работ 19
3.2 Теоретические вопросы государственной итоговой аттестации, оценивающие сформированность универсальных компетенций 19
3.3 Теоретические вопросы государственной итоговой аттестации, оценивающие сформированность общепрофессиональных компетенций 20

ПРИЛОЖЕНИЯ 21

ВВЕДЕНИЕ

Программа государственной итоговой аттестации по основной профессиональной образовательной программе по специальности – 21.05.04 Горное дело, специализация: «Мехатроника и робототехника промышленных комплексов» составлена в соответствии с требованиями:

- Порядка проведения государственной итоговой аттестации по образовательным программам высшего образования – программам бакалавриата, программам специалитета и программам магистратуры, утвержденного приказом Министерства образования и науки Российской Федерации от 29.06.2015 № 636;
- Федерального государственного образовательного стандарта высшего образования - специалитет по специальности 21.05.04 Горное дело, утверждённого приказом Минобрнауки России от 12.08.2020 № 987;
- локальных нормативных актов университета, регламентирующих порядок проведения государственной итоговой аттестации.

Программа государственной итоговой аттестации включает:

I. Требования к выпускным квалификационным работам и порядку их выполнения (методические рекомендации по выполнению выпускных квалификационных работ);

II. Критерии оценки защиты выпускных квалификационных работ;

III. Оценочные материалы;

IV. Приложения.

I МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЫ

1.1 ТРЕБОВАНИЯ К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ

1.1.1 Общие положения

Государственная итоговая аттестация представляет собой процесс итоговой проверки и оценки компетенций выпускника, полученных в результате обучения. Государственная итоговая аттестация выпускника высшего учебного заведения является обязательной и осуществляется после освоения образовательной программы в полном объеме. Цель итоговой государственной аттестации выпускников – установление уровня готовности выпускника к выполнению профессиональных задач.

Государственная итоговая аттестации выпускников, завершивших освоение основной профессиональной образовательной программы по специальности 21.05.04 Горное дело, специализация: «Мехатроника и робототехника промышленных комплексов» осуществляется в форме выполнения, подготовки к процедуре защиты выпускной квалификационной работы и защиты выпускной квалификационной работы.

Трудоемкость государственной итоговой аттестации – 18 з.е.:

- выполнение, подготовка к процедуре защиты выпускной квалификационной работы – 15 з.е.;
- процедура защиты выпускной квалификационной работы – 3 з.е.

Трудоемкость государственной итоговой аттестации				
кол-во з.е.	часы			
	общая	контактная работа	СР	
15	540	33	507	Выполнение, подготовка к процедуре защиты выпускной квалификационной работы
3	108	2	106	Защита выпускной квалификационной работы

1.1.2 Цели и задачи выпускной квалификационной работы

Цель выполнения выпускной квалификационной работы (далее – ВКР):

систематизация, закрепление и расширение теоретических и практических знаний по специальности и применение этих знаний при решении конкретных профессиональных задач;

развитие навыков ведения самостоятельной работы и применения методик исследования и экспериментирования при решении разрабатываемых в выпускной квалификационной работе проблем и вопросов;

выяснение подготовленности обучающихся для самостоятельной работы по задачам профессиональной деятельности, определенных федеральным государственным образовательным стандартом (далее - ФГОС) специальности 21.05.04 Горное дело.

Выпускная квалификационная работа выполняется, как правило, на материалах организаций (баз практики) с учетом проблем, требующих решения в данной организации.

Основными задачами, которые должен решить обучающийся при выполнении выпускной квалификационной работы являются:

обоснование актуальности и значимости выбранной темы работы;

изучение теоретических положений по проблеме, сущности проблемы, нормативной документации;

обоснование необходимости и возможности применения определенных (в том числе) современных методик в решении задачи, поставленной в работе;

сбор необходимой информации с привлечением первичных и вторичных источников;

разработка практических рекомендаций и предложений, их экономическое и технологическое обоснование;

оформление ВКР в соответствии с нормативными требованиями.

В ходе государственной итоговой аттестации проверяется сформированность следующих компетенций:

универсальных

Код и наименование компетенции	*Код и наименование индикатора достижения компетенции*
УК-1 Способен осуществлять критический анализ проблемных ситуаций на основе системного подхода, вырабатывать стратегию действий	УК-1.1 Выбирает информационные ресурсы для поиска информации в соответствии с поставленной задачей УК-1.2 Оценивает соответствие выбранного информационного ресурса критериям полноты и аутентичности УК-1.3 Систематизирует обнаруженную информацию, полученную из разных источников, в соответствии с требованиями и условиями задачи УК-1.4 Использует системный подход для решения поставленных задач.
УК-2 Способен управлять проектом на всех этапах его жизненного цикла	УК-2.1 Разрабатывает план осуществления проекта на всех этапах его жизненного цикла с учетом потребностей в необходимых ресурсах, имеющихся ограничений, возможных рисков; УК-2.2 Осуществляет мониторинг реализации проекта на основе структуризации всех процессов и определения зон ответственности его участников. УК-2.3 Публично представляет результаты проекта, вступает в обсуждение хода и результатов проекта

УК-3 Способен организовывать и руководить работой команды, вырабатывая командную стратегию для достижения поставленной цели	УК-3.1 Взаимодействует с другими членами команды для достижения поставленной задачи УК-3.2 Вырабатывает стратегию командной работы и на ее основе организует отбор членов команды для достижения поставленной цели УК-3.3 Организует и корректирует работу команды в том числе на основе коллегиальных решений
УК-4 Способен применять современные коммуникативные технологии, в том числе на иностранном(ых) языке(ах), для академического и профессионального взаимодействия	УК-4.1 Ведет обмен деловой информацией в устной и письменной формах на государственном языке. УК-4.2 Ведет обмен деловой информацией в устной и письменной формах не менее чем на одном иностранном языке. УК-4.3 Использует современные информационно-коммуникативные средства для коммуникации.
УК-5 Способен анализировать и учитывать разнообразие культур в процессе межкультурного взаимодействия	УК-5.1 Толерантно воспринимает социальные, этнические, конфессиональные и культурные различия УК-5.2 Анализирует современное состояние общества на основе знания истории. УК-5.3 Интерпретирует проблемы современности с позиций этики и философских знаний.
УК-6 Способен определять и реализовывать приоритеты собственной деятельности и способы ее совершенствования на основе самооценки и образования в течение всей жизни	УК-6.1. Эффективно планирует собственное время. УК-6.2. Планирует траекторию своего профессионального развития и предпринимает шаги по ее реализации УК-6.3 Адекватно определяет свою самооценку, осуществляет самопрезентацию, составляет резюме
УК-7 Способен поддерживать должный уровень физической подготовленности для обеспечения полноценной социальной и профессиональной деятельности	УК-7.1 Использует основы физической культуры для осознанного выбора здоровьесберегающих технологий с учетом внутренних и внешних условий реализации конкретной профессиональной деятельности. УК-7.2. Выполняет индивидуально подобранные комплексы оздоровительной или адаптивной физической культуры. УК-7.3 Выбирает и применяет рациональные способы и приемы сохранения физического здоровья, профилактики заболеваний, психофизического и нервно-эмоционального утомления
УК-8 Способен создавать и поддерживать в повседневной жизни и в профессиональной деятельности безопасные условия жизнедеятельности для сохранения природной среды, обеспечения устойчивого развития	УК-8.1 Выявляет возможные угрозы для жизни и здоровья в повседневной и профессиональной деятельности. УК-8.2. Понимает, как создавать и поддерживать безопасные условия жизнедеятельности, том числе при возникновении чрезвычайных ситуаций и военных конфликтов.

общества, в том числе при угрозе и возникновении чрезвычайных ситуаций и военных конфликтов	УК-8.3. Демонстрирует приемы оказания первой помощи
УК-9 Способен использовать базовые дефектологические знания в социальной и профессиональной сферах	УК-9.1 Применяет базовые дефектологические знания в социальной и профессиональной сферах УК 9.2. Применяет навыки взаимодействия в социальной и профессиональной сферах с лицами из числа инвалидов и лицами с ограниченными возможностями здоровья
УК-10 Способен принимать обоснованные экономические решения в различных областях жизнедеятельности	УК-10.1. Понимает основные проблемы, базовые принципы и законы функционирования экономики, роль государства в экономическом развитии УК-10.2. Понимает поведение потребителей и производителей экономических благ, особенности рынков факторов производства УК-10.3. Понимает цели, виды и инструменты государственной экономической политики и их влияние на субъектов экономики УК-10.4. Применяет методы личного финансового планирования, использует финансовые инструменты для управления собственным бюджетом, контролирует личные финансовые риски
УК-11 Способен формировать нетерпимое отношение к проявлениям экстремизма, терроризма, коррупционному поведению и противодействовать им в профессиональной деятельности	УК-11.1 Знает законодательство, направленное на борьбу с экстремизмом, терроризмом, коррупцией УК-11.2 Понимает правовые нормы, обеспечивающие борьбу с экстремизмом, терроризмом, коррупцией в различных областях жизнедеятельности

общепрофессиональных

Код и наименование компетенции	*Код и наименование индикатора достижения компетенции*
ОПК-1 Способен применять законодательные основы в областях недропользования, обеспечения экологической и промышленной безопасности при поисках, разведке и разработке месторождений твердых полезных ископаемых, строительстве и эксплуатации подземных объектов	ОПК-1.1. Анализирует законодательные основы в областях недропользования, обеспечения экологической и промышленной безопасности ОПК-1.2 Проверяет документацию на соответствие требованиям законодательства и нормативно-правовых актов в области недропользования, экологической и промышленной безопасности
ОПК-2 Способен применять навыки анализа горно-геологических условий при эксплуатационной разведке и добыче твердых полезных ископаемых, а также при строительстве и эксплуатации подземных объектов	ОПК-2.1 Анализирует горно-геологические условия при эксплуатационной разведке ОПК-2.2 Анализирует горно-геологические условия при добыче твердых полезных ископаемых, а также при строительстве и эксплуатации подземных объектов

ОПК-3 Способен применять методы геологопромышленной оценки месторождений твердых полезных ископаемых, горных отводов	ОПК-3.1 Выбирает и применяет методы геолого-промышленной оценки месторождений твердых полезных ископаемых, горных отводов ОПК-3.2 Анализирует данные геолого-промышленной оценки для определения основных параметров разработки месторождений твердых полезных ископаемых и горных отводов
ОПК-4 Способен с естественнонаучных позиций оценивать строение, химический и минеральный состав земной коры, морфологические особенности и генетические типы месторождений твердых полезных ископаемых при решении задач по рациональному и комплексному освоению георесурсного потенциала недр	ОПК-4.1 Исследует строение, химический и минеральный состав земной коры ОПК-4.2 Анализирует и оценивает морфологические особенности рудных тел и генетических типов месторождений твердых полезных ископаемых
ОПК-5 Способен применять методы анализа, знания закономерностей поведения, управления свойствами горных пород и состоянием массива в процессах добычи и переработки полезных ископаемых, а также при строительстве и эксплуатации подземных объектов	ОПК-5.1 Исследует физико-механические, физико-технические свойства горных пород, породных массивов, техногенных отложений и их структурно-механические особенности ОПК-5.2 Использует нормативные документы в области определения свойств пород, породных массивов, техногенных отложений
ОПК-6 Способен применять методы анализа и знания закономерностей поведения и управления свойствами горных пород и состоянием массива в процессах добычи и переработки твердых полезных ископаемых, а также при строительстве и эксплуатации подземных объектов	ОПК-6.1 Анализирует закономерности поведения и управления свойствами горных пород ОПК-6.2 Оценивает напряженно-деформированное состояние горного массива при добыче и переработке твердых полезных ископаемых, а также при строительстве и эксплуатации подземных объектов
ОПК-7 Способен применять санитарно-гигиенические нормативы и правила при поисках, разведке и разработке месторождений твердых полезных ископаемых, строительстве и эксплуатации подземных объектов	ОПК-7.1. Использует гигиенические нормативы, санитарные нормы и правила при проектировании, строительстве и эксплуатации предприятий по эксплуатационной разведке, добыче и переработке твердых полезных ископаемых и подземных объектов. ОПК-7.2. Идентифицирует факторы производственной среды и трудового процесса.
ОПК-8 Способен работать с программным обеспечением общего, специального назначения и моделирования горных и геологических объектов	ОПК-8.1. Использование прикладного программного обеспечения общего назначения. ОПК-8.2. Использование прикладного программного обеспечения специального назначения и моделирования горных и геологических объектов.
ОПК-9 Способен осуществлять техническое руководство горными и взрывными работами при поисках, разведке и разработке месторождений твердых полезных ископаемых, строительстве и эксплуатации подземных	ОПК-9.1 Осуществляет подбор основных параметров подземных сооружений и технологических процессов при ведении горно-строительных работ ОПК-9.2 Осуществляет обоснованный выбор способа, параметров и технологии ведения

объектов, непосредственно управлять процессами на производственных объектах, в том числе в условиях чрезвычайных ситуаций	взрывных работ ОПК-9.3 На основе нормативных документов, разрабатывает рабочую документацию регламентирующую порядок выполнения горных работ и функционирование технических систем горного производства
ОПК-10 Способен применять основные принципы технологий эксплуатационной разведки, добычи, переработки твердых полезных ископаемых, строительства и эксплуатации подземных объектов	ОПК-10.1 Осуществляет обоснованный выбор технологии разработки месторождений полезных ископаемых, строительства и эксплуатации подземных объектов ОПК-10.2 Применяет основные принципы технологии переработки твердых полезных ископаемых ОПК-10.3 Демонстрирует понимание задач профессиональной деятельности в горном деле, целей собственной деятельности с учетом карьерных возможностей, временной перспективы развития деятельности и требований рынка труда
ОПК-11 Способен разрабатывать и реализовывать планы мероприятий по снижению техногенной нагрузки производства на окружающую среду при эксплуатационной разведке, добыче и переработке твердых полезных ископаемых, а также при строительстве и эксплуатации подземных объектов	ОПК-11.1 Анализирует производственные процессы и их воздействие на окружающую среду. ОПК-11.2 Разрабатывает планы мероприятий по снижению техногенной нагрузки производства на окружающую среду. ОПК-11.3 Использует способы и методы контроля состояния окружающей среды.
ОПК-12 Способен определять пространственно-геометрическое положение объектов, осуществлять необходимые геодезические и маркшейдерские измерения, обрабатывать и интерпретировать их результаты	ОПК-12.1. Определяет пространственно-геометрическое положение объектов на земной поверхности, в подземных и открытых горных выработках, осуществляют вынос проектов в натуру и их контроль, подсчет объемов горных и строительных работ с использованием маркшейдерско-геодезических приборов и инструментов. ОПК-12.2. Обрабатывает результаты маркшейдерско-геодезических измерений и осуществляет их интерпретацию. ОПК-12.3. Создает и пополняет маркшейдерско-геодезическую и горно-графическую документации.
ОПК-13 Способен оперативно устранять нарушения производственных процессов, вести первичный учет выполняемых работ, анализировать оперативные и текущие показатели производства, обосновывать предложения по совершенствованию организации производства	ОПК-13.1 - Осуществляет с учетом требований рыночной конъюнктуры и современных достижений науки и техники разработку мер по совершенствованию систем управления производством в целях реализации стратегии предприятия и достижения наибольшей эффективности производства и повышения качества работы. ОПК-13.2 - Анализирует состояние действующих систем управления производством и разрабатывает мероприятия по ликвидации выявленных недостатков и их предупреждению ОПК-

	13.3 - Участвует в составлении проектов перспективных и текущих планов развития производства, в разработке рациональных организационных структур управления производством. ОПК-13.4 - Изучает и обобщает передовой отечественный и зарубежный опыт в области организации управления производством, разрабатывает предложения по его внедрению.
ОПК-14 Способен разрабатывать проектные инновационные решения по эксплуатационной разведке, добыче, переработке твердых полезных ископаемых, строительству и эксплуатации подземных объектов	ОПК-14.1 Принимает участие в разработке проектных инновационных решениий ОПК-14.2 Обосновывает комплекс взаимосвязанных решений, обеспечивающих разработку инновационного проекта ОПК-14.3 Создает технологические линии автоматизированного проектирования разведки и эксплуатации месторождений
ОПК-15 Способен в составе творческих коллективов и самостоятельно, контролировать соответствие проектов требованиям стандартов, техническим условиям и документам промышленной безопасности, разрабатывать, согласовывать и утверждать в установленном порядке технические и методические документы, регламентирующие порядок, качество и безопасность выполнения горных, горно-строительных и взрывных работ	ОПК-15.1 Участвует в разработке и согласовании проектов с учетом требований нормативной документации и законодательных актов ОПК-15.2 Использует требования, регламентирующие порядок, качество и безопасность выполнения горных, горно-строительных и взрывных работ при разработке технических и методических документов
ОПК-16 Способен применять навыки разработки систем по обеспечению экологической и промышленной безопасности при производстве работ по эксплуатационной разведке, добыче и переработке твердых полезных ископаемых, строительству и эксплуатации подземных объектов	ОПК-16.1 Участвует в разработке систем обеспечения экологической и промышленной безопасности с учетом требования законодательства и нормативных документов. ОПК 16.2. Выполняет расчеты технических средств и систем безопасности.
ОПК-17 Способен применять методы обеспечения промышленной безопасности, в том числе в условиях чрезвычайных ситуаций, при производстве работ по эксплуатационной разведке, добыче и переработке твердых полезных ископаемых, строительству и эксплуатации подземных объектов	ОПК-17.1 Определяет способ применения методов обеспечения промышленной безопасности ОПК-17.2 Владеет алгоритмом применения планов мероприятий по локализации и ликвидации последствий аварий и чрезвычайных ситуаций
ОПК-18 Способен участвовать в исследованиях объектов профессиональной деятельности и их структурных элементов	ОПК-18.1 Владеет методикой научного исследования в предметной области ОПК-18.2 Демонстрирует знание основных методов моделирования и обработки данных в научных исследованиях
ОПК-19 Способен выполнять маркетинговые исследования, проводить экономический	ОПК-19.1 - Понимает перспективы развития соответствующей отрасли экономики, организа-

анализ затрат для реализации технологических процессов и производства в целом	цию, планирование и экономику проектирования и инженерных изысканий; основы экономики, организации труда и организации производства; основы трудового законодательства. ОПК-19.2 - Анализирует работу цехов и участков, изыскивает возможности сокращения цикла изготовления продукции, выполнения работ (услуг), выявляет производственные резервы оптимизации времени, объемов, и разрабатывает предложения по их использованию, проводит экономический анализ затрат. ОПК-19.3 Участвует в проведении маркетинговых исследований и прогнозировании развития производства. ОПК-19.4 Разрабатывает мероприятия по совершенствованию трудовых процессов и операций, применению современных технических средств управления производством с необходимыми расчетами экономической эффективности их внедрения.
ОПК-20 Способен участвовать в разработке и реализации образовательных программ в сфере своей профессиональной деятельности, используя специальные научные знания	ОПК-20.1 Владеет методикой обобщения результатов научных исследований при разработке образовательных программ в сфере профессиональной деятельности; ОПК-20.2 Демонстрирует готовность использовать законченные исследования в учебном процессе.
ОПК-21 Способен понимать принципы работы современных информационных технологий и использовать их для решения задач профессиональной деятельности	ОПК-21.1 Понимает основные принципы работы современных информационных технологий ОПК-21.2 Применяет современные информационные технологии для решения задач профессиональной деятельности

профессиональных

Код и наименование компетенции	*Код и наименование индикатора достижения компетенции*
ПК-1.1 Способен демонстрировать знание и понимание фундаментальных наук, а также знания в междисциплинарных областях, позволяющие решать современные прикладные инженерные задачи	ПК-1.1.1 Выявляет естественнонаучную сущность проблем, возникающих в ходе профессиональной деятельности, привлекает для их решения соответствующий физико-математический аппарат; ПК-1.1.2 Использует положения, законы и методы естественных наук при решении профессиональных задач; ПК-1.1.3 Использует знания в междисциплинарных областях при решении прикладных инженерных задач и эксплуатации технических средств разработки месторождений
ПК-1.2 Способен ко внедрению, обеспечению функционирования и мониторингу систем управления охраной труда в горной промышленности	ПК-1.2.1 Использует нормативное обеспечение системы управления охраной труда и подготовки работников в области охраны труда ПК-1.2.2 Принимает участие в сборе, обработке и передаче информации по вопросам условий и

	охраны труда, снижение уровней профессиональных рисков ПК-1.2.3 Контролирует соблюдение законодательства в области охраны труда и промышленной безопасности
ПК-1.3 Способен к организации и управлению производственными процессами горно-добывающих и перерабатывающих производств	ПК-1.3.1 Использует современные методы управления производственными процессами горно-добычного производства ПК-1.3.2 Участвует в организации управления процессами горного предприятие ПК-1.3.3 Планирует производственную и финансовую деятельность горного предприятия
ПК-1.4 Способностью обеспечивать технологичность мехатронных и робототехнических систем, их подсистем, отдельных модулей и процессов их изготовления	ПК-1.4.1 Обеспечивает технологичность при проектировании мехатронных и робототехнических систем ПК-1.4.2 Производит расчеты и проектирование отдельных блоков и устройств мехатронных и робототехнических систем по заданным критериям технологичности
ПК-1.5 Способностью обеспечивать техническое оснащение рабочих мест мехатронным и робототехническим оборудованием; умением осваивать вводимое оборудование	ПК-1.5.1 Использует типовые технические решения по оснащению рабочих мест и размещению технологического оборудования ПК-1.5.2 Участвует в работах-по оснащению рабочих мест и размещению технологического оборудования ПК-1.5.3 Осваивает вводимое оборудование
ПК-1.6 готовностью к участию в работах по изготовлению, отладке и сдаче в эксплуатацию мехатронных и робототехнических систем, их подсистем и отдельных модулей	ПК-1.6.1 Осуществляет настройку мехатронных и робототехнических устройств и систем, их подсистем и отдельных модулей при сдаче их в эксплуатацию ПК-1.6.2 Участвует в работах–по изготовлению, отладке и сдаче в эксплуатацию мехатронных и робототехнических систем, их подсистем и отдельных модулей
ПК-1.7 Готовностью к внедрению результатов разработок мехатронных и робототехнических систем, их подсистем и отдельных модулей в производство	ПК-1.7.1 Анализирует результаты разработок мехатронных и робототехнических систем, их подсистем и отдельных модулей ПК-1.7.2 Внедряет результаты разработок мехатронных и робототехнических систем, их подсистем и отдельных модулей в производство

При выполнении выпускной квалификационной работы обучающиеся должны *показать*, опираясь на полученные знания, умения и полученные навыки:

сформированные универсальные, общепрофессиональные и профессиональные компетенции;

способность самостоятельно решать на современном уровне задачи своей профессиональной деятельности;

навыки постановки исследовательской проблемы, ее самостоятельного обсуждения, анализа возможных вариантов ее решения;

способность грамотно излагать специальную информацию, аргументировать и защищать свою точку зрения;

умение самостоятельного квалифицированного библиографического поиска, изучения и анализа научной литературы по теме;

навыки использования методологических, историко-философских и конкретных знаний, полученных в процессе обучения, для решения поставленной в работе проблемы;

умение написания профессионально грамотного текста и оформления его в соответствии с требованиями, предъявляемыми к научным публикациям;

использование в работе современных технологий.

1.1.3 Общие требования к выпускной квалификационной работе

Выпускная квалификационная работа должна отвечать следующим требованиям:

- быть актуальной (иметь теоретическое обоснование актуальности изучаемой проблемы в современных условиях хозяйственной деятельности);
- носить практический или научно-исследовательский характер;
- представлять самостоятельное исследование, демонстрирующее способность выпускника решать профессиональные проблемы, делать на основе анализа учебной и специальной литературы, нормативной и технической документации соответствующие выводы и вносить предложения;
- отражать добросовестность обучающегося в использовании опубликованных материалов других авторов.

Общие требования к выпускной квалификационной работе – целевая направленность; четкость построения; логическая последовательность изложения материала; глубина исследования и полнота освещения вопросов; убедительность аргументаций; доказательность выводов и обоснованность рекомендаций; грамотное оформление.

Текст выпускной квалификационной работы должен демонстрировать:

- знакомство автора с литературой вопроса;
- умение выделить проблему и определить методы ее решения;
- умение последовательно изложить существо рассматриваемых вопросов, грамотно цитировать ведущих исследователей, делать ссылки на использованные источники;
- умение собирать, обобщать, анализировать нормативные документы, практические материалы, полученные в результате собственного исследования в организации;
- достоверность и конкретность изложения фактических и экспериментальных данных о работе организации;
- обоснование выводов и предложений по результатам исследования, их конкретный характер, практическую ценность для решения исследуемых проблем;
- владение соответствующим понятийным и терминологическим аппаратом;
- четкость и логичность изложения мыслей, доказательность целесообразности и эффективности предлагаемых решений;
- приемлемый уровень языковой грамотности, включая владение функциональным стилем научного изложения.

1.1.4 Выбор, согласование и утверждение темы выпускной квалификационной работы

Выбор темы выпускной квалификационной работы осуществляется обучающимся по согласованию с руководителем ВКР и (или) специалистами организации-базы практики, где будет проходить преддипломная практика. При выборе темы ВКР необходимо исходить из:

актуальности проблемы и значимости ее для научной и практической деятельности;

потребностей развития и совершенствования деятельности конкретной организации;

интересов, склонностей в научно-исследовательской работе обучающегося, а также перспектив его будущей профессиональной деятельности;

возможности получения информации для проведения анализа и обоснования предлагаемых решений.

Примерный перечень тем выпускных квалификационных работ разрабатывается выпускающей кафедрой и доводится до сведения обучающихся. Обучающийся может предложить свою тему, обосновав целесообразность ее разработки. Тема выпускной квалификационной работы может являться продолжением тем, ранее представленных обучающимся в рамках курсовых работ (проектов).

Для успешного выполнения выпускной квалификационной работы необходимо уже на первом этапе (выбор темы) четко сформулировать цель работы (отражающуюся в ее названии) и задачи.

После выбора темы, согласования ее с руководителем ВКР, обучающийся подает заявление на имя заведующего кафедрой об утверждении темы выпускной квалификационной работы (приложение 1).

Закрепление тем выпускных квалификационных работ за обучающимися оформляется приказом по университету. Следует иметь в виду, что **тема, утвержденная приказом ректора университета, изменению не подлежит**. Исключение могут составить лишь случаи возникновения объективных непреодолимых препятствий к ее разработке. Изменение оформляется приказом по университету на основании письменного заявления обучающегося и представления заведующего кафедрой.

1.1.5 Структура и содержание выпускной квалификационной работы

Структурные элементы выпускной квалификационной работы **перечислены ниже в порядке их расположения и брошюровки.**

1. Титульный лист (приложение 2)
2. Сопроводительные документы к выпускной квалификационной работе:
2.1 Задание на выполнение выпускной квалификационной работы (приложение 3).
2.2 Отзыв руководителя ВКР (приложение 4).
2.3 Отзыв рецензента (приложение 5).
2.4 Если результаты исследования нашли практическое применение, то прилагается документ, подтверждающий внедрение результатов исследования в практическую деятельность (приложение 6)
2.5 Справка о проверке в системе «Антиплагиат. ВУЗ» (приложение 7).
3. Содержание (приложение 8).
4. Введение.
5. Основная часть работы.
6. Заключение.
7. Список использованных источников (приложение 9).
8. Приложения.

Титульный лист должен содержать все необходимые идентификационные признаки, в частности, название работы, указание автора работы, руководителя.

На титульном листе подписью руководителя, консультанта (при наличии) подтверждается допуск выпускной квалификационной работы к защите.

Титульный лист учитывается в общей нумерации страниц выпускной квалификационной работы, порядковый номер на титульном листе не ставится.

Сопроводительные документы подшиваются следом за титульным листом работы, но в общей нумерации страниц выпускной квалификационной работы они не учитываются и порядковые номера на них не ставятся.

Цель составления *задания на выполнение выпускной квалификационной работы* – уяснение замысла работы и поставленных в ней основных проблем. Оформление задания на работу предполагает составление под контролем руководителя ВКР плана будущей работы.

Наличие *содержания* (плана работы) позволяет уйти от освещения вопросов, не относящихся к теме работы, обеспечить четкость и последовательность изложения материала,

избежать пробелов и повторений, рационально организовать самостоятельный труд, сэкономить время.

Содержание работы помещают после справки о внедрении (если она есть). Слово «СОДЕРЖАНИЕ» записывают в виде заголовка симметрично тексту прописными буквами. В содержании работы указывается перечень всех глав и параграфов выпускной квалификационной работы, а также номера страниц, с которых начинается каждый из них (точно по тексту). Главы в выпускной квалификационной работе должны иметь в пределах всей работы порядковые номера, обозначенные арабскими цифрами. Параграфы каждой главы должны иметь нумерацию в пределах каждой главы. Номер параграфа состоит из номера главы и непосредственно номера параграфа в данной главе, отделенного от номера главы точкой. Заголовки содержания должны точно повторять заголовки в тексте. Сокращать или давать их в другой формулировке, последовательности и соподчиненности по сравнению с заголовками в тексте нельзя.

При этом надо иметь в виду, что названия глав и параграфов не должны дублировать друг друга, а также наименование темы работы. Каждая глава должна раскрывать часть темы, каждый параграф главы – часть содержания главы.

Введение, заключение, список использованных источников включают в содержание, но не нумеруют.

Пример оформления содержания выпускной квалификационной работы приведен в приложении 8.

Страницы содержания учитываются в общей нумерации страниц выпускной квалификационной работы, порядковый номер на странице не ставится.

Выполнение выпускной квалификационной работы рекомендуется начинать с написания «ВВЕДЕНИЯ». Естественно, в процессе исследования первичный текст введения будет меняться, иногда очень существенно. Но это не отрицает необходимости на начальном этапе поставить перед собой задачи исследования, отражаемые во введении.

«ВВЕДЕНИЕ» в общем случае имеет следующую структуру:

актуальность выбранной темы;

формулировка цели и определение конкретных задач исследования (они найдут отражение в содержании работы);

оценка современного состояния техники и технологии в данной области;

связь решаемых в работе вопросов с общими задачами развития предприятий.

Во введении следует коротко сформулировать актуальность темы, т.е. причину возникновения проблемы и ее суть. Актуальность определяется как значимость, важность и приоритетность выбранной темы исследования среди других тем. Она должна подтверждаться положениями и доводами, свидетельствующими в пользу научной и практической значимости решения проблем и вопросов, исследуемых в работе. Необходимо объяснить, почему именно выбранная тема представляет интерес на современном этапе развития. Обоснование актуальности темы работы не должно быть многословным. Главное – показать, как автор оценивает своевременность и социальную значимость выбранной темы.

От доказательства актуальности следует перейти к формулировке цели исследования. Цель исследования – это образ желаемого результата, то, что намерен достичь автор работы.

Цель выпускной квалификационной работы должна соответствовать названию темы. Цель работы формулируется кратко и точно. Например, «Цель выпускной квалификационной работы – Разработать систему управления мехатронным модулем движения шахтного вентилятора местного проветривания».

Конкретизация цели осуществляется в задачах исследования. «Исходя из поставленной цели, были поставлены следующие задачи выпускной квалификационной работы:

- Анализ существующих мехатронных модулей движения горных машин;
- Сбор и анализ параметров шахтных вентиляторов местного проветривания;
- Математическое описание системы управления мехатронным модулем движения шахтного вентилятора местного проветривания
- Технико-экономическое обоснование

- Безопасность и экологичность проекта».

Формулировки задач необходимо делать очень тщательно, так как описание их решения должно составить содержание последующих глав (параграфов) выпускной квалификационной работы.

После того, как сформулированы цель и задачи, следует указать информационную базу и структуру выпускной работы, а именно:

«Выпускная квалификационная работа состоит из введения, разделов или частей основного текста, заключения, списка использованных источников, приложений».

Введение не должно превышать 2-3 страницы компьютерного набора.

Страницы введения учитываются в общей нумерации страниц работы, номер страницы проставляется.

Основная часть выпускной квалификационной работы состоит из следующих разделов:

В основной части работы излагается суть исследования (анализ изучаемого объекта), показывается понимание сущности избранной темы, знание используемых источников, умение сопоставлять различные точки зрения. Важно не механическое их сопоставление или бездоказательная критика отдельных авторов, а стремление к тому, чтобы отстаиваемые или разделяемые студентом суждения были подкреплены теоретическими положениями, фактами и конкретными примерами.

Если в работе критически рассматривается точка зрения какого-либо автора, при изложении его мысли следует приводить цитаты, только при этом условии критика может быть объективной. В качестве довода, подтверждающего ту или иную мысль, могут приводиться выводы, полученные специалистами по данной проблеме. В этих случаях допускается передача чужого мнения в форме свободного изложения, либо цитирование специальных мест из опубликованных работ с обязательной ссылкой на источники.

В выпускной квалификационной работе должна быть выдержана логическая связь между главами, последовательное развитие темы и доказательность.

Первая глава, как правило, носит теоретический характер, в ней может приводится обзор отечественной и зарубежной литературы по разрабатываемой проблеме, могут раскрываться основные понятия и сущность изучаемого вопроса, может даваться характеристика исследуемого объекта, обосновываться цель и задачи работы.

Вторая и последующие главы, как правило, содержат описание и результаты самостоятельного теоретического и экспериментального исследования.

Текст работы излагается самостоятельно (не допускается дословное переписывание использованной литературы), последовательно, грамотно и аккуратно, при написании работы необходимо употреблять профессиональные термины, избегать сложных грамматических оборотов. Обучающийся должен показать не только знание материала, но и умение разбираться в нем, творчески использовать основные положения источников. Материал, используемый из других источников, должен быть переработан, органически увязан с избранной обучающимся темой и изложен своими словами с приведением ссылок на источники информации.

Содержание выпускной квалификационной работы должно демонстрировать:

знакомство автора с учебной и научной литературой по теме выпускной квалификационной работы;

умение обобщать и анализировать материал литературных источников, выделить проблему и определить пути ее решения, последовательно изложить существо рассматриваемых вопросов, делать самостоятельные выводы;

владение понятийным и терминологическим аппаратом.

В тексте выпускной квалификационной работы следует избегать использования личных местоимений, заменяя их безличными формами (вместо «я считаю» - «автор считает», «мы полагаем»).

Рекомендуется использование вводных и соединительных слов – *таким образом, из этого следует, в связи и т.д.* – для подчеркивания причинно-следственных связей и выражения личного отношения к излагаемому материалу.

Все страницы основной части выпускной квалификационной работы участвуют в общей нумерации страниц, номера страниц проставляются.

«ЗАКЛЮЧЕНИЕ» выполняет роль концовки, обусловленной логикой проведенного исследования. Оно содержит изложение полученных итогов и их соотношение с общей целью и конкретными задачами, поставленными и сформулированными во введении. Именно здесь содержится «выводное» знание, полученное в результате исследования. В заключении указывается вытекающая из конечных результатов теоретическая и практическая ценность, значимость. Заключительная часть предполагает обобщенную итоговую оценку проделанной работы.

В «ЗАКЛЮЧЕНИИ» находят отражение основные положения и выводы, содержащиеся во всех главах работы.

Объем заключения – 3-4 страницы.

Нумерация страниц, на которых приводится текст заключения, должна продолжать общую нумерацию страниц основного текста.

Список использованных источников является составной частью работы и отражает степень изученности рассматриваемой проблемы. При этом в список использованных источников включаются, как правило, те источники, на которые в работе имеются библиографические ссылки. Использованные источники должны содержать их полное описание по требованиям стандартов.

Порядок оформления списка использованных источников представлен в приложении 9.

Нумерация страниц, на которых приводится текст списка использованных источников, должна продолжать общую нумерацию страниц основного текста.

В *приложения* следует выносить вспомогательный материал, который при включении в основную часть работы загромождает текст.

К вспомогательному материалу относятся таблицы цифровых данных, инструкции, методики, иллюстрации вспомогательного характера, заполненные формы документов, выдержки из локальных нормативных актов и др.

Нумерация страниц, на которых даются приложения, должна продолжать общую нумерацию страниц основного текста.

Объем выпускной квалификационной работы должен составлять – 70-110 страниц компьютерного набора (без приложений).

При выполнении выпускной квалификационной работы обучающийся должен продемонстрировать навыки работы на персональном компьютере (например, статистическая обработка материалов, выполнение графических построений, проведения математических расчетов, использование программного обеспечения для решения конкретных задач, поставленных в работе).

1.1.6 Руководство выпускной квалификационной работой

Общее руководство и контроль за ходом выполнения ВКР осуществляет выпускающая кафедра в лице руководителя ВКР. Руководитель ВКР:

помогает обучающемуся с выбором темы и разработкой плана работы;

оформляет задание на выполнение выпускной квалификационной работы;

оказывает обучающемуся помощь в разработке календарного графика на весь период выполнения выпускной квалификационной работы;

рекомендует обучающемуся необходимую литературу, нормативную документацию по теме;

систематически контролирует ход работы и информирует кафедру о состоянии дел;

дает подробный отзыв на законченную работу.

Проверяя работу, руководитель не должен превращаться в корректора или редактора, хотя замечания в этой части он тоже высказывает. Руководитель ВКР выявляет полноту, глубину и всесторонность рассмотрения поставленных в плане вопросов, последовательность изложения

материала, достаточность использования литературы, аргументированность выводов, степень их обоснованности и самостоятельности. В случае обнаружения плагиата, ошибочных решений и научных положений по тем или иным вопросам, неполноты или поверхностности исследования, противоречивости, излишнего отклонения от темы и других недостатков руководитель предлагает выпускнику устранить их, рекомендует пути и сроки их устранения.

Руководитель ВКР помогает выпускнику на всех этапах его работы, но эта помощь не должна выливаться в соавторство. Отношения руководителя со обучающимся строятся на основе сотрудничества.

1.2 ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЫ

1.2.1 Основные этапы выполнения выпускной квалификационной работы

Соблюдение установленных сроков и последовательности выполнения выпускной квалификационной работы направлено на оптимизацию процесса достижения поставленных целей.

Рекомендуется следующая последовательность этапов выполнения выпускной квалификационной работы:

выбор темы работы, её утверждение;

подбор литературы, нормативной документации и ознакомление с ними;

сбор и обобщение аналитических материалов, анализ;

написание работы и представление её руководителю, доработка по замечаниям руководителя;

написание введения и заключения, подготовка списка использованных источников, приложений, представление работы руководителю ВКР;

прохождение нормоконтроля, исправление замечаний по оформлению работы;

проверка в системе «Антиплагиат. ВУЗ»*;*

размещение работы в портфолио;

подготовка к защите выпускной квалификационной работы: подготовка презентационных материалов, оформление документов на выпускную квалификационную работу.

1.2.2 Подготовка к защите выпускной квалификационной работы

Законченная ВКР, подписанная обучающимся, передается руководителю ВКР для проверки соответствия оформления работы предъявляемым требованиям и составления письменного отзыва руководителя. В отзыве руководителя указываются сведения об актуальности темы работы, достоинства и недостатки работы, оценка подготовленности обучающегося, инициативности и самостоятельности при решении задач выпускной квалификационной работы, умение обучающегося работать с литературными и нормативными источниками, способность ясно и четко излагать материал, соблюдение правил и качества оформления работы. Особое внимание уделяется оценке выпускника по личностным характеристикам (ответственность, дисциплинированность, самостоятельность, активность, творчество, инициативность и т.д.), проявленным способностям к исследовательской деятельности, достигнутым результатам в формировании компетенций выпускника данной программы, мотивируется возможность или невозможность представления выпускной квалификационной работы на защиту в государственной экзаменационной комиссии.

Решение руководителя ВКР является основанием для допуска ВКР к защите. Допуск работы к защите производится заведующим выпускающей кафедры.

Текст ВКР должен быть проверен на объем заимствований в системе «Антиплагиат. ВУЗ», отчет печатается. ВКР размещается в портфолио. Размещение ВКР – не позднее, чем за 3 дня до защиты.

Перед защитой обучающимся представляются в ГЭК следующие документы:

1) ВКР, подписанная на титульном листе выпускником, руководителем ВКР, консультантами (если есть);

2) задание на выполнение работы с отметками сроков окончательной подготовки работы, подписанное руководителем ВКР и заключением кафедры о допуске к защите;

3) отзыв руководителя ВКР;

4) отзыв рецензента (при наличии);

5) отчет о проверке в системе «Антиплагиат. ВУЗ».

Готовясь к защите работы, обучающийся составляет тезисы выступления, содержащего наиболее важные и интересные результаты исследования. При этом следует помнить о том, что выпускнику для доклада отводится ограниченное время; оформляет наглядные пособия, раздаточный материал к докладу, продумывает ответы на замечания рецензента (при наличии).

Доклад на защите выпускной квалификационной работы, как правило, не должен превышать 7-10 мин. Следует помнить, что обучающийся не просто излагает, а защищает положения своей работы.

1.2.3 Защита выпускной квалификационной работы

Защита выпускной квалификационной работы проводится на открытом заседании ГЭК.

Порядок защиты:

- председатель ГЭК объявляет фамилию, имя и отечество выпускника, название работы с указанием места ее выполнения;

- доклад продолжительностью, как правило, не более 7-10 минут, в течении которых он должен кратко сформулировать актуальность, цель и задачи работы, изложить основные результаты, выводы и рекомендации, конкретные предложения, обосновать возможность их реализации, эффективность. При этом необходимо уточнить личный вклад в разработку проблемы.

Обучающийся может пользоваться заранее подготовленным тезисами доклада, но должен излагать основное содержание своей выпускной квалификационной работы свободно, не читая письменного текста. При чтении утрачивается эмоциональность изложения, монотонное чтение текста не привлекает внимания и утомляет слушателей. Свободный рассказ по теме свидетельствует об уровне подготовки и глубине специальных знаний по проблеме выпускной квалификационной работы. Все это существенно влияет на итоговую оценку работы.

Все принципиальные положения выпускной квалификационной работы для большей наглядности могут быть представлены на демонстрационном материале. К демонстрационным материалам относится информация из выпускной квалификационной работы (таблицы, диаграммы, схемы, иллюстрации и пр.), оформленная в виде презентаций или ксерокопий для каждого члена ГЭК. Во время доклада необходимо ссылаться на эти материалы;

- после окончания доклада члены ГЭК и присутствующие на защите предлагают выпускнику вопросы, касающиеся устного выступления, имеющие непосредственное отношение к теме работы, или же просто в связи с обсуждаемой проблемой;

- зачитывается внешняя рецензия на выпускную квалификационную работу (при наличии);

-выступление руководителя выпускной квалификационной работы, а в случае его отсутствия секретарь ГЭК зачитывает отзыв руководителя;

- председатель ГЭК предоставляет желающим слово для выступления, затем выпускнику, которое предполагает ответы на замечания рецензента и всех, выступивших при обсуждении работы, после чего объявляет об окончании защиты.

После окончания открытой защиты проводится закрытое заседание ГЭК (возможно с участием руководителей), на котором определяются итоговые оценки по четырехбалльной системе («отлично», «хорошо», «удовлетворительно», «неудовлетворительно»). После закрытого обсуждения председатель объявляет решение ГЭК. Протокол заседания ГЭК ведется секретарем. В него вносятся все заданные вопросы, особые мнения, решение комиссии об оценке.

II КРИТЕРИИ ОЦЕНКИ РЕЗУЛЬТАТОВ ВЫПОЛНЕНИЯ И ЗАЩИТЫ ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЫ

Оценка выпускной квалификационной работы производится по пяти группам критериев:

Система оценивания по оценочным средствам государственной итоговой аттестации

Оценочное средство	Балловая стоимость	Критерии начисления баллов
Выпускная квалификационная работа	2-5 баллов	Качество и уровень выполненной работы, степень самостоятельности исполнения, правильность оформления, достоверность и обоснованность полученных результатов и выводов. Оценивается по пояснительной записке и графической части.
Отзыв руководителя ВКР	2-5 баллов	Оценивается по отзыву руководителя.
Отзыв рецензента ВКР	2-5 баллов	Оценивается по отзыву рецензента.
Качество доклада	2-5 баллов	Качество устного доклада: логичность, точность формулировок; презентационные навыки: последовательность изложения материала, соблюдение временных требований, контакт с аудиторией, язык изложения;
Ответы на вопросы (проверка общекультурных и общепрофессиональных компетенций)	2-5 баллов	Качество ответов на вопросы членов ГЭК: глубина, правильность и полнота ответов, аргументированность, убежденность, общая эрудиция; качество ответов на замечания рецензента: логичность, глубина, правильность и полнота ответов.
Итого средняя оценка	2-5 баллов	

Правила оценивания результатов защиты ВКР

Оценка ***«отлично»*** ставится, если ВКР выполнена самостоятельно имеет творческий характер, обладает элементами новизны, выполнена в полном соответствии с требованиями. Собран, обобщен и проанализирован достаточный объем теоретических и нормативных правовых источников, специальной литературы. Собран, обобщен и проанализирован достаточный объем статистической информации. При написании и защите работы выпускником продемонстрирован высокий уровень сформированности общекультурных и профессиональных компетенций, глубокие теоретические знания и наличие практических навыков. ВКР хорошо оформлена и своевременно представлена на кафедру, полностью соответствует требованиям, предъявляемым к содержанию и оформлению ВКР. Тема полностью раскрыта. На защите освещены все вопросы, ответы на вопросы профессионально грамотны. Доклад сопровождается презентацией. ВКР имеет положительную рецензию. Средняя оценка ***от 4,5 баллов включительно до 5 баллов.***

Оценка **«*хорошо*»** ставится, если тема работы раскрыта, однако выводы и рекомендации не оригинальны, есть неточности при освещении отдельных вопросов темы; собран, обобщен и проанализирован необходимый объем нормативных правовых актов, специальной литературы по направлению подготовки. При написании и защите работы продемонстрирован средний уровень сформированности общекультурных и профессиональных компетенций. ВКР своевременно представлена на кафедру. Доклад сопровождается презентацией. Были неполные ответы на вопросы. ВКР имеет положительную рецензию. Средняя оценка ***от 3,5 баллов включительно до 4,5 баллов.***

Оценка **«*удовлетворительно*»** ставится, если тема работы раскрыта частично, но в основном правильно, допущено поверхностное изложение отдельных вопросов. При написании

и защите работы выпускником продемонстрирован удовлетворительный уровень сформированности общекультурных и профессиональных компетенций. ВКР своевременно представлена на кафедру. Доклад сопровождается презентацией. В процессе защиты выпускник недостаточно полно изложил основные положения работы, испытывал затруднения при ответах на вопросы. ВКР имеет положительную рецензию. Средняя оценка ***от 2,5 баллов включительно до 3,5 баллов.***

Оценка ***«неудовлетворительно»*** выставляется, если содержание работы не раскрывает тему, нет анализа практического материала, основные положения и рекомендации не имеют обоснования; при написании и защите работы выпускником продемонстрирован неудовлетворительный уровень сформированности общекультурных и профессиональных компетенций. Работа своевременно представлена на кафедру. На защите выпускник показал поверхностные знания по исследуемой теме, ответы на вопросы неудовлетворительные. Средняя оценка ***ниже 2,5 баллов.***

III ОЦЕНОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Оценочными средствами результатов обучения на этапе государственной итоговой аттестации являются выпускная квалификационная работа и ее защита по установленной процедуре (доклад, презентация, ответы на вопросы государственной экзаменационной комиссии), позволяющей сделать вывод о сформированности компетенций.

3.1 *Примерная тематика выпускных квалификационных работ*

1. Интеллектуальная система управления транспортной сети шахты «Центральная» ООО «Березовский рудник».
2. Система управления двигателем «*Указывается горная машина*».
3. Систему управления мехатронным модулем движения шахтного вентилятора местного проветривания .

3.2 *Теоретические вопросы государственной итоговой аттестации, оценивающие сформированность универсальных компетенций:*

1. Каковы главные особенности научного знания в отличие от религиозных представлений о мире?
2. Что, по вашему мнению, является важнейшим фактором развития общества в современном мире?
3. В каких формах осуществляется влияние научного знания на развитие экономики, культуры, духовной жизни и общества в целом?
5. Каково значение коммуникативных навыков для успешной деятельности производственного коллектива?
6. В чем вы видите основные причины необходимости овладения навыками общения на иностранном языке для успешного решения профессиональных задач в современных условиях?
7. В чем проявляется толерантность в восприятии социальных, этнических, конфессиональных и культурных различий?
8. Чем обусловлена необходимость овладения правовой культурой для достижения высоких экономических результатов в современных условиях?
9. Какая формулировка образовательных потребностей специалиста в современных условиях является более актуальной: «образование для всей жизни» или «образование в течение всей жизни»?
10. В чем состоит профессиональная самореализация работника?
11. В чем вы видите значение здорового образа жизни, овладения методами и средствами физической культуры для обеспечения полноценной социальной и профессиональной деятельности?

12. Чем обусловлена в настоящее время необходимость овладения приемами первой помощи, методами защиты в условиях чрезвычайных ситуаций?

13. Каков порядок действий мастера смены при обнаружении пожара?

14. Каков порядок действий мастера смены в чрезвычайной ситуации (стихийное бедствие)?

15. Определение понятия «качество продукции горно-добывающего производства».

16. Какие меры может предпринять главный инженер предприятия для повышения экономической эффективности предприятия в целом?

17. Что представляют собой кондиции на полезное ископаемое и для чего они необходимы?

18. Объясните, как Вы понимаете термин «техногенное сырьё». Каковы перспективы развития обогащения этого вида сырья?

19. Как проявляется негативное влияние разубоживания на результаты деятельности горно-металлургической компании и на интересы государства?

20. Какова, на Ваш взгляд, роль высшего технического образования для подготовки кадров в области добычи полезных ископаемых?

3.3 *Теоретические вопросы государственной итоговой аттестации, оценивающие сформированность общепрофессиональных компетенций:*

1. Каковы, на Ваш взгляд, основные информационные источники необходимые в работе специалиста на производстве?

2. Каковы, на Ваш взгляд, основные информационные источники необходимые в работе специалиста в научно-исследовательском секторе?

3. Каковы, на Ваш взгляд, основные информационные источники необходимые в работе специалиста в проектной организации?

4. Перечислите основные требования информационной безопасности, применяемые на современных предприятиях.

5. Какие основные формы устного и письменного общения являются традиционными для специалиста на производстве?

6. Какие основные формы устного и письменного общения являются традиционными для специалиста в научно- исследовательском секторе?

7. Какие основные формы устного и письменного общения являются традиционными для специалиста в проектной организации?

8. Каковы основные права и обязанности горного мастера смены?

9. Каковы основные права и обязанности заведующего научно-исследовательской лабораторией?

10. Каковы основные права и обязанности главного инженера предприятия?

11. Перечислите основные направления рационального и комплексного освоения недр при добыче и переработке твёрдых полезных ископаемых.

12. Как Вы понимаете термин «ресурсосбережение»? Как это учтено в Вашей ВКР?

13. Назовите основные производственные процессы при строительстве шахт и подземных сооружений

14. Основные организационные мероприятия безопасного проведения взрывных работ

15. Какие цели достигаются при применении подземного дробильного комплекса?

16. Принципы и способы управления качеством руды в руднике.

17. Зачем необходимо повышать уровень своей профессиональной компетентности?

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Форма заявления на утверждение темы выпускной квалификационной работы

Зав. кафедрой _____
_____
обучающегося группы _____
_____

Заявление
на утверждение темы выпускной квалификационной работы

Прошу утвердить тему выпускной квалификационной работы (из числа предложенных университетом):
_____
_____

Прошу утвердить самостоятельно определенную тему выпускной квалификационной работы
_____
_____

Место прохождения производственной (преддипломной) практики:
_____
_____

Руководитель ВКР_____
(Ф.И.О., ученая степень, ученое звание, должность)

Дата _____ Подпись обучающегося _____

Решение зав. кафедрой

«УТВЕРЖДАЮ»

_____

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Форма оформления титульного листа выпускной квалификационной работы

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ГОРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА
(БАКАЛАВРИАТ/СПЕЦИАЛИТЕТ /МАГИСТРАТУРА)

ТЕМА:_____
_____

Факультет:_____

Направление/Специальность:
_____
Профиль/специализация:
_____
Квалификация:
_____
Кафедра:_____

Обучающийся: _____(*подпись*)
Фамилия И.О.
Группа:

*Руководитель:*_____(*подпись*)
Фамилия И.О.

Консультант: _____(*подпись*)
Фамилия И.О.

_____
(подпись)
Допустить к защите:
Зав. кафедрой _____
(Фамилия И.О., ученая степень, ученое звание)

Екатеринбург
202_

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Пример оформления задания на выполнение выпускной квалификационной работы

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ГОРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра_____

УТВЕРЖДАЮ
Зав. кафедрой_____
_____
«___»_____20__ г.

ЗАДАНИЕ НА ВЫПОЛНЕНИЕ ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЫ
для присвоения квалификации _____ по направлению подготовки/
специальности _____ направленности (профилю)
/специализации _____

Обучающемуся_____
(фамилия, имя, отчество полностью)

Тема выпускной квалификационной работы_____
_____
_____

Руководитель работы_____
(фамилия, имя, отчество, ученая степень, ученое звание)

Консультанты по разделам:

Фамилия И.О. консультанта	Должность, ученая степень, ученое звание	Разделы работы

Дата выдачи задания «___» _____ 20____г.

Срок сдачи обучающимся законченной выпускной квалификационной работы «___» _____ 20__г.

Исходные данные для выполнения выпускной квалификационной работы:

Содержание расчетно-пояснительной записки:

Демонстрационный материал:

Руководитель ВКР _____
(подпись)

Обучающийся _____
(подпись)

ПРИЛОЖЕНИЕ 4

Примерная форма отзыва руководителя выпускной квалификационной работы

ОТЗЫВ РУКОВОДИТЕЛЯ ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЫ

Выпускная квалификационная работа выполнена

Обучающимся	*Фамилия Имя Отчество*
Специальность	21.05.04 Горное дело
Направленность (профиль)	Мехатроника и робототехника промышленных комплексов
Кафедра	Технической механики
Группа	МР-24
Руководитель ВКР	Доцент, к.т.н. *Фамилия Имя Отчество*

Общая характеристика работы студента в период выполнения ВКР: _____
_____
_____
_____

Актуальность темы _____
_____
_____

Степень достижения целей ВКР _____
_____
_____

Общая характеристика теоретической части (глубина разработки проблемы, логика изложения и проч.) _____
_____
_____

Общая характеристика практической части работы (наличие элементов практической новизны, наличие и значимость практических предложений и рекомендаций) _____
_____
_____

Степень владения профессиональными знаниями, умениями и навыками _____
_____
_____

Замечания к ВКР_____
_____
_____

Заключение: _____

Руководитель: _____ «___» _____ 20____ г.
подпись

Обучающийся: _____ «___» _____ 20____ г.
подпись

ПРИЛОЖЕНИЕ 5

Примерная форма отзыва рецензента о выпускной квалификационной работе

ОТЗЫВ
РЕЦЕНЗЕНТА О ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ

Фамилия И.О. выпускника	*Фамилия Имя Отчество*
Специальность	21.05.04 Горное дело
Направленность (профиль)	Мехатроника и робототехника промышленных комплексов
Тема рецензируемой работы	*ТЕМА РАБОТЫ*
Рецензент место работы, должность (при наличии)	*Фамилия Имя Отчество*, ООО «Березовское РУ», гл. инженер

Заключение о степени соответствия выпускной квалификационной работы заданию_____

Оценка теоретической части ВКР (теоретическая значимость исследования, анализ использованных источников) _____
_____

Оценка аналитической части ВКР (анализ представленных методик исследования)
_____
_____

Оценка проектной части ВКР (практическая значимость исследования)
_____
_____

Логичность, четкость, грамотность изложения материала_____
_____

Оценка сформированности компетенций, предусмотренных федеральным государственным образовательным стандартом:

ВКР демонстрирует (высокий, средний, низкий) уровень сформированности универсальных компетенций и (высокий, средний, низкий) уровень сформированности общепрофессиональных и профессиональных компетенций.

Замечания и рекомендации (к публикации, внедрению, представлению на конкурс) по ВКР_____
_____

Общая оценка ВКР_____

Рецензент: _____ Фамилия И.О.
(подпись)
«_____» _____ 20____г.

Обучающийся: _____ Фамилия И.О.
(подпись)
«_____» _____ 20____г.

М.П

ПРИЛОЖЕНИЕ 6

Пример оформления документа, подтверждающего использование результатов выпускной квалификационной работы

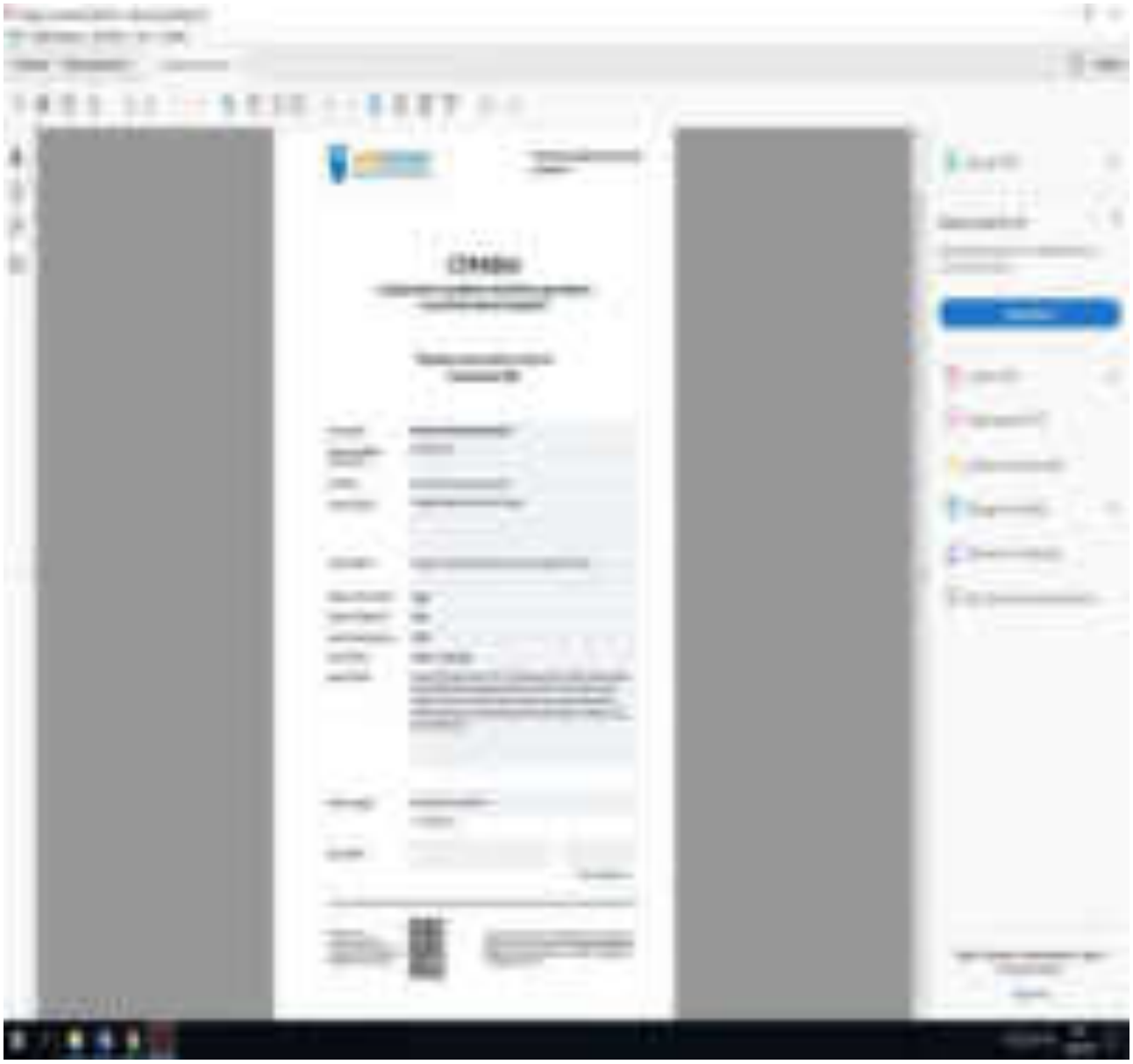
СПРАВКА
об использовании результатов выпускной квалификационной работы
на тему: «_____»

Выводы и предложения, представленные в работе Смирнова С.С. нашли применение в практической деятельности шахты «Центральная» ООО «Березовский рудник», в частности, при разработке интеллектуальной системы управления транспортной сети.

Рекомендации автора по совершенствованию интеллектуальной системы управления транспортной сети шахты взяты за основу при разработке перспективных планов развития горных работ в ООО «Березовский рудник».

Гл. инженер ООО «Березовский рудник» _____ И.О. Фамилия
(подпись)

ПРИЛОЖЕНИЕ 7



ПРИЛОЖЕНИЕ 8

Пример структуры и оформления содержания выпускной квалификационной работы

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
1 …….	6
1.1 ……	6
1.2 …….	..
1.3 ……	..
2 ……	
2.1 ……	
2.2 …..	
Заключение	
Список использованных источников	
Приложения	

ПРИЛОЖЕНИЕ 9

Примеры библиографических описаний, применяемых при оформлении списка использованных источников

1. Об основополагающих принципах и правах в сфере труда и механизм её реализации [Текст]: Декларация МОТ от 18.06.1998 // МБТ.1998.

2. Конституция Российской Федерации [Электронный ресурс]: Доступ из справочно-правовой системы «КонсультантПлюс». - Режим доступа: http://www.consultant.ru.

3. Трудовой кодекс Российской Федерации [Электронный ресурс]: Федеральный закон от 30.12.2001 г. № 197-ФЗ (в ред. от 05.10.2015) – Доступ из справочно-правовой системы «КонсультантПлюс». - Режим доступа: http://www.consultant.ru.

4. О безопасности [Электронный ресурс]: Федеральный закон от 28.12.2010 г. № 390-ФЗ – Доступ из справочно-правовой системы «КонсультантПлюс». - Режим доступа: http://www.consultant.ru.

5. Об общих принципах организации законодательных (представительных) и исполнительных органов власти субъектов Российской Федерации [Текст]: Федеральный закон от 06.10.1999 г. № 184-ФЗ // Собрание законодательства РФ. - 1999. - № 43.

6. О концепции национальной безопасности Российской Федерации [Текст]: Указ Президента Российской Федерации от 10 января 2000 г. № 24 // Собрание законодательства РФ. - 2000. - № 2.- Ст.170.

7. О порядке разработки и утверждения административных регламентов исполнения государственных функций (предоставления государственных услуг) [Электронный ресурс]: Постановление Правительства РФ от 11.11.2005 г. № 679. - Доступ из справочно-правовой системы «КонсультантПлюс». – Режим доступа: http://www.consultant.ru.

8. Булаевский, Б.А. Правовое положение несовершеннолетних по российскому гражданскому законодательству [Текст]: Автореф. дисс. … к.ю.н. М., 1998.

9. Гаврилов, Э. О наименовании юридического лица [Текст] / Э.О. Гаврилов // Хозяйство и право. - 2011. - № 12. - С. 3 – 11.

10. Мачульская, Е.Е. Право социального обеспечения [Текст]: учебник для бакалавров / Е.Е. Мачульская. – М.: Изд-во Юрайт, 2012. – 575 с.

11. Черткова, Е.Л. Утопия как способ постижения социальной действительности [Электронный ресурс] / Е.Л. Черткова // Социемы: журнал Уральского гос. ун-та. – 2002. - № 8. – Режим доступа: http://2www/usu.ru/philosoph/chertkova.

12. Цивилистические записки: [Текст]: Межвузовский сборник научных трудов. Выпуск 2. – М.: «Статут» - Екатеринбург: Институт частного права, 2002. – 511 с.

13. Юридический советник [Электронный ресурс]. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM): зв., цв.; 12 см. – Прил.: Справочник пользователя [Текст]/ сост. В.А. Быков. – 32 с.

14. Временные методические рекомендации по вопросам реструктуризации бюджетной сферы и повышения эффективности расходов региональных и местных бюджетов (Краткая концепция реструктуризации государственного и муниципального сектора и повышения эффективности бюджетных расходов на региональном и местном уровнях) [Текст]. - М.: ИЭПП, 2006. - 67 с.

15. Свердловская область в 1992-1996 годах [Текст]: Стат. сб./ Свердл. обл. комитет гос. статистики Госкомстата РФ. – Екатеринбург, 1997. – 115 с.

16. Социальное положение и уровень жизни населения России в 2010 г. [Текст]: Стат. сб. / Росстат. – М., 2011. – 320 с.

17. Социально-экономическое положение федеральных округов в 2010 г. [Электронный ресурс]. – Режим доступа http://www.gks. Ru.

18. An Interview with Douglass C. North [Text] // The Newsletter of The Cliometric Society. - 1993. - Vol. 8. - N 3. - P. 23–28.

19. Burkhead, J. The Budget and Democratic Government [Text] / Lyden F.J., Miller E.G. (Eds.) / Planning, Programming, Budgeting. Markham: Chicago, 1972. 218 p.

20. Miller, D. Strategy Making and Structure: Analysis and Implications for Performance [Text] // Academy of Management Journal. - 1987. - Vol. 30. - N 1. - P. 45–51.

21. Министерство финансов Российской Федерации: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.minfin.ru.

22. Российская книжная палата: [Электронный ресурс]. - Режим доступа: http://www.bookchamber.ru.

23. Инструкция по делопроизводству в ООО «СК-групп» [Текст]. - Екатеринбург, 2012. – 26 с.

24. Бухгалтерский отчет ЗАО «ФНК» за 2012 год [Текст]. - Екатеринбург, 2013. – 14 с.

25. Правила внутреннего трудового распорядка АО «Маяк» [Текст]. - Екатеринбург, 2010. – 22 с.

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

УТВЕРЖДАЮ

Проректор по учебно-методическому комплексу

_____С.А. Упоров

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

по организации самостоятельной работы и задания на практические работы для обучающихся по дисциплине

Б1.В.01 ГОРНЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ

Специальность -

21.05.04 Горное дело

Специализация -

Мехатроника и робототехника промышленных комплексов

форма обучения: очная

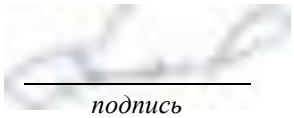
Одобрена на заседании кафедры	Рассмотрена методической комиссией факультета
Горных машин и комплексов	горно-механического
(название кафедры)	*(название факультета)*
Зав.кафедрой _____	Председатель _____
(подпись)	*(подпись)*
Лагунова Ю.А.	Осипов П.А.
(Фамилия И.О.)	*(Фамилия И.О.)*
Протокол № 1 от 06.09.2023	Протокол № 2 от 20.10.2023
(Дата)	*(Дата)*

Екатеринбург

Автор: Иванов И.Ю., к.т.н.,

Гаврилова Л.А., к.т.н., доцент

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ согласованы с выпускающей кафедрой ТМ

Зав. кафедрой  Е.Б. Волков

подпись *И.О. Фамилия*

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ 4

1. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПОДГОТОВКЕ К ПРАКТИЧЕСКИМ ЗАНЯТИЯМ 5

2. ТЕМЫ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ 6

3. Виды контроля 7

ЛИТЕРАТУРА 8

ВВЕДЕНИЕ

При расчете и конструировании горных машин и оборудования решаются задачи по определению их технологических параметров. Выпускники университета должны уметь применять соответствующие методики расчета для выбора объектов горных комплексов для соответствующих условий разработки МПИ.

Цель практических занятий: закрепление приобретенных студентами навыков выбора машин и оборудования в горнодобывающей отрасли.

Практические занятия призваны закреплять теоретический материал по следующим компетенциям федерального государственного образовательного стандарта по направлению подготовки ***21.05.04 Горное дело***:

общепрофессиональные

- Способен демонстрировать знание и понимание фундаментальных наук, а также знания в междисциплинарных областях, позволяющие решать современные прикладные инженерные задачи (ПК-1.1);

Результат изучения дисциплины: «Горные машины и оборудование»

Знать:

- основные тенденции развития горных машин и оборудования;
- основные принципы конструкции и работы механизмов и систем горных машин и оборудования;
- правила эксплуатации машин и оборудования для горных работ
- конструктивные особенности различных видов горного оборудования;
- классификации различных горных машин и оборудования;
- системы автоматизации горных машин и оборудования;
- методики программного и дистанционного управления.

Уметь:

- обоснованно делать выбор машин и оборудования для заданных горно-геологических условий и объемов горных работ;
- самостоятельно осваивать новые конструкции горных машин, их механизмов и систем;
- проводить расчеты основных параметров горного оборудования,
- определять производительность оборудования;
- осуществлять обработку полученных материалов на ЭВМ.

Владеть:

- навыками проведения расчетов рабочих нагрузок;
- методами определения основных параметров и производительности горных машин и оборудования с использованием средств вычислительной техники, обработки полученной информации и физической интерпретации данных;
- спецификой условий работы горного оборудования;
- основными направлениями автоматизации горных машин и оборудования;
- навыками использования специализированных информационных источников и литературы.

1. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПОДГОТОВКЕ К ПРАКТИЧЕСКИМ ЗАНЯТИЯМ

На практических занятиях необходимо стремиться к самостоятельному решению задач, находя для этого более эффективные методы. При этом студентам надо приучить себя доводить решения задач до конечного «идеального» ответа. Это очень важно для будущих специалистов. Практические занятия вырабатывают навыки самостоятельной творческой работы, развивают мыслительные способности.

Практическое занятие – активная форма учебного процесса, дополняющая теоретический курс или лекционную часть учебной дисциплины и призванная помощь обучающимся освоиться в «пространстве» (тематике) дисциплины, самостоятельно прооперировать теоретическими знаниями на конкретном учебном материале.

Выполнению практических занятий предшествует проверка знаний студентов — их теоретической готовности к выполнению задания.

Работы, носящие репродуктивный характер, отличаются тем, что при их проведении студенты пользуются подробными инструкциями, в которых указаны: цель работы, пояснения (теория, основные характеристики), оборудование, аппаратура, материалы и их характеристики, порядок выполнения работы, таблицы, выводы (без формулировки), контрольные вопросы, учебная и специальная литература.

Работы, носящие частично поисковый характер, отличаются тем, что при их проведении студенты не пользуются подробными инструкциями, им не дан порядок выполнения необходимых действий, и требуют от студентов самостоятельного подбора оборудования, выбора способов выполнения работы в инструктивной и справочной литературе и др.

Работы, носящие поисковый характер, характеризуются тем, что студенты должны решить новую для них проблему, опираясь на имеющиеся у них теоретические знания.

При планировании практических занятий преподаватель использует различное сочетание репродуктивных, частично поисковых и поисковых работ, чтобы обеспечить высокий уровень интеллектуальной деятельности.

Формы организации студентов на практических занятиях:

- фронтальная,

- групповая

- индивидуальная.

При фронтальной форме организации занятий все студенты выполняют одновременно одну и ту же работу.

При групповой форме организации занятий одна и та же работа выполняется бригадами по 2—5 человек.

При индивидуальной форме организации занятий каждый студент выполняет индивидуальное задание.

Содержанием практических занятий является:

• решение разного рода задач, в том числе профессиональных (анализ производственных ситуаций, решение ситуационных производственных задач, выполнение профессиональных функций в деловых играх и т.п.);

• выполнение вычислений, расчетов, чертежей;

• изучение, заполнение, разработка инструкционных и технологических карт;

• работа с измерительными приборами, оборудованием;

• самостоятельное выполнение технологических операций;

• работа с нормативными документами, инструктивными материалами, справочниками;

• составление технической и специальной документации и др

2. ТЕМЫ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ

Тема 3: Элементы конструкции горных машин

Рабочий инструмент горных машин. Виды. Геометрические параметры. Исполнительные органы горных комбайнов. Классификация.
Органы перемещения.
Органы погрузки.

Тема 4: Машины для бурения.

Машины для бурения. Принципиальные схемы и конструктивные особенности бурильных машин для вращательного, ударного, ударно-вращательного и вращательно-ударного бурения. Расчет основных параметров бурильных машин.
Бурильные установки.
Буровые станки для подземного бурения.
Определение производительности и эффективности бурильных установок и буровых станков.

Тема 5: Машины для зарядки.

Машины для зарядки. Классификация, назначение и структурные схемы зарядных машин. Принципиальные схемы и конструктивные особенности зарядных машин. Расчет основных параметров зарядных машин. Определение производительности и эффективности зарядных машин.

Тема 6: Погрузочно-транспортные машины.

Погрузочно-транспортные машины. Классификация, назначение и структурные схемы погрузочных и погрузочно-транспортных машин. Определение оптимальных параметров погрузочных и погрузочно-транспортных машин. Конструктивные особенности и основные расчетные характеристики погрузочных и погрузочно-транспортных машин.

Тема 7: Машины для крепления выработок.

Машины для крепления выработок. Принципиальные схемы и конструктивные особенности машин для крепления выработок. Расчет основных параметров машин для крепления выработок. Определение производительности и эффективности машин для крепления выработок.

Тема 8: Горные комбайны и комплексы.

Горные комбайны и комплексы. Классификация, назначение и структурные схемы горных комбайнов и комплексов. Конструктивные особенности и основные расчетные характеристики горных комбайнов и комплексов.

Тема 9: Выемочно-транспортирующие машины.
Выемочно-транспортирующие машины (ВТМ). Классификация и назначение ВТМ. Конструктивные особенности бульдозеров, скреперов. Расчет основных параметров ВТМ.

Практико-ориентированные задания при выполнении практических работ:

№ п/п	**Тема**	**Содержание ответа**
1	Рабочие органы и инструмент горных машин	Описать: основные виды инструментов Проанализировать чертежи с конструкциями различных буровых станков, выявлять достоинства и недостатки каждой установки
2	Гидравлические крепи	Описать: основные виды применяемых на подземных горных работах Проанализировать по чертежам конструкции различных крепей Подобрать тип крепи для конкретных горно-геологических условий
3	Очистные комбайна	Описать: основные виды очистных комбайнов применяемых на открытых горных работах Проанализировать по чертежам конструкции различных конструкции очистных комбайнов Подобрать тип очистных комбайнов для конкретных горно-геологических условий
4	Проходческие комбайны	Описать: основные виды комбайнов применяемых на подземных горных работах Проанализировать по чертежам конструкции различных комбайнов Подобрать тип комбайна для конкретных горно-геологических условий
5	Транспортирующее и погрузочное оборудование	Описать: схему расположения силового оборудования в корпусах буровых станков и погрузчиков Определить механические характеристики различных типов двигателей Сделать выбор силового оборудования для различных типов буровых станков и погрузчиков
6	Очистные и проходческие комплексы	Описать: основные виды очистных и проходческих комплексов применяемых на подземных горных работах Проанализировать по чертежам конструкции различных конструкции очистных и проходческих комплексов Подобрать тип очистных и проходческих комплексов для конкретных горно-геологических условий

Примеры заданий:

1. Определение максимально возможной производительности комбайна
2. Расчет главного параметра качества ремонта.
3. Расчёт производительности оборудования для подземных разработок.

3. ВИДЫ КОНТРОЛЯ

Оценивание практических работ проводится дифференцированно (по пятибалльной системе) и при определении оценок за семестр рассматривается как один из основных показателей текущего учета знаний.

Вопросы для опроса:

1. Оборудование для крепления выработок.
2. Механизация возведения сборной, анкерной, набрызгбетонной и бетонной монолитной крепи.
3. Механизированные гидравлические крепи.
4. Очистные комбайны. Конструкции комбайнов для наклонных и крутонаклонных пластов. Технические характеристики комбайнов.
5. Очистные комплексы и агрегаты. Увязка параметров машин комплекса и агрегата.
6. Проходческие и нарезные комбайны. Определение производительности проходческих и нарезных комбайнов.
7. Управление комплексами и агрегатами в профиле пласта.
8. Системы перемещения очистных и проходческих машин. Конструкции органов перемещения.
9. Устойчивость горных машин. Устойчивость секций механизированных крепей.
10. Автоматизация горных машин. Программное и дистанционное управление.
11. Проходческие комбайны
12. Классификация и требования, предъявляемые к проходческим комбайнам
13. Стреловые проходческие комбайны
14. Буровые проходческие комбайны для проведения горизонтальных выработок
15. Буровые комбайны для проведения наклонных и вертикальных выработок
16. Нарезные комбайны
17. Тенденции развития горнопроходческих комбайнов
18. Очистные комбайны
19. Классификация и требования, предъявляемые к очистным комбайнам
20. Конструкции и компоновка очистных комбайнов
21. Перспективы совершенствования очистных комбайнов
22. Оборудование для крепления и управления кровлей в очистном забое
23. Классификация и требования, предъявляемые к механизированным крепям
24. Конструкции механизированных гидравлических крепей для лав
25. Современные тенденции развития механизированных крепей
26. Очистные и проходческие комплексы и агрегаты
27. Классификация очистных и проходческих комплексов
28. Компоновочные схемы очистных комплексов и агрегатов
29. Выбор оборудования и согласование режимных параметров
30. Схемы работы очистных комплексов (агрегатов) и автоматизация их управления функциональных машин очистных комплексов и агрегатов
31. Комплекты, комплексы и агрегаты для проведения подготовительных выработок
32. Оборудование для возведения крепи из сборных элементов
33. Комбайновые комплексы для проведения подготовительных выработок

Критерии оценивания: полнота и правильность ответа на вопрос, наличие вывода, соблюдение нормы литературной речи, владение профессиональной лексикой. Каждый показатель – 1 балл

Критерии оценки:

Ответ правильный, всесторонне и глубоко освещает предложенный вопрос, показывает умение студента делать выводы, соблюдать нормы литературной речи, владение профессиональной лексикой (полный и правильный ответ) – 4 балла.

Ответ отвечает основным предъявляемым требованиям - студент обстоятельно владеет материалом, показывает умение делать выводы, соблюдать нормы литературной речи, владение профессиональной лексикой, однако не на все вопросы дает глубокие, исчерпывающие и аргументированные ответы (неточный, правильный ответ) – 3 балла.

Ответ неполно раскрывает поставленные вопросы, студент поверхностно отвечает на вопросы, допускает существенные недочеты - затрудняется делать выводы, использовать нормы литературной речи, профессиональной лексики (неточный и неполный ответ) – 2 балла.

Ответы на вопросы неправильны или не отличаются аргументированностью. Студент не показывает необходимых минимальных знаний, бытовая речь, неумение делать выводы, а также, если студент отказывается отвечать (неправильный ответ, отказ от ответа) – 1 балл.

Два и более существенных дополнения к ответу – 3 балла.

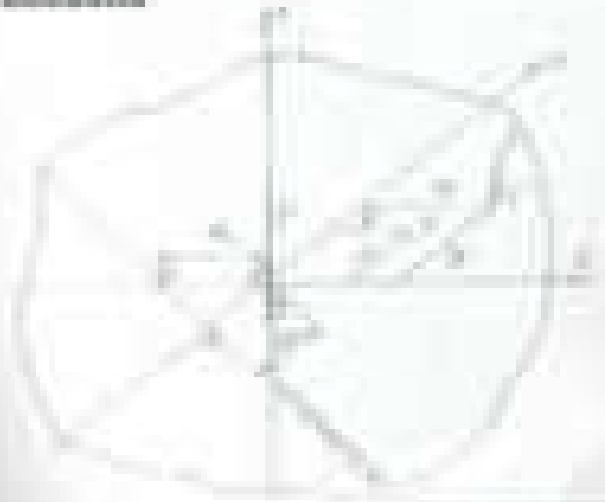
Одно существенное дополнение к ответу на вопрос – 1 балл

ЛИТЕРАТУРА

1. **Горные машины для подземной разработки месторождений полезных ископаемых**: учебное пособие / Н. М. Суслов, А. П. Комиссаров; Министерство образования и науки РФ, Уральский государственный горный университет. - Екатеринбург: УГГУ, 2017. - 155 с. : ил. - Библиогр.: с. 151-154. - **ISBN** 978-5-8019-0416-0
2. Тургель Д.К. Горные машины и оборудование подземных разработок: учебное пособие / Уральский государственный горный университет. - Екатеринбург: УГГУ, 2007. - 302 с. : ил. - Библиогр.: с. 298-299.
3. Иванов И.Ю. Рабочий инструмент горных машин: методические указания по выполнению лабораторных работ по дисциплине "Горные машины и оборудование подземных горных работ" для студентов специальности 21.05.04 - "Горное дело" специализации "Горные машины и оборудование" очного и заочного обучения / И. Ю. Иванов. - Екатеринбург: УГГУ, 2018. - 23 с.: рис., табл. - Библиогр.: с. 22.
4. Иванов И.Ю. Погрузочно-доставочные машины: методические указания по выполнению лабораторных работ по дисциплине "Горные машины и оборудование подземных горных работ" для студентов специальности 21.05.04 - "Горное дело" специализации "Горные машины и оборудование" очного и заочного обучения / И. Ю. Иванов. - Екатеринбург: УГГУ, 2018. - 22 с.: рис., табл. - Библиогр.: с. 21.
5. Комплексы для проходки восстающих выработок: методические указания по выполнению лабораторных работ по дисциплине "Горные машины и оборудование подземных горных работ" для студентов специальности 21.05.04 - "Горное дело" специализации "Горные машины и оборудование" очного и заочного обучения / И. Ю. Иванов. - Екатеринбург: УГГУ, 2018. - 23 с. : ил. - Библиогр.: с. 22.
6. Комиссаров А.П., Суслов Н.М., Тургель Д.К. Горные машины для разработки рудных месторождений: учеб. пособие / Уральская гос. горно-геологическая академия. - Екатеринбург: УГГГА, 1994. - 108 с. : ил. - Библиогр.: с. 105.
7. Очистные комбайны/ Мутыгуллин А.В. [и др.]. – Изд-во «Горное дело» ООО «Киммерийский центр»: 2014. – 576 с. http://library.gorobr.ru/catalog/gornoe-delo?view=content&id=30060

СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ В ПРИМЕРАХ И ЗАДАЧАХ

Учебное пособие



СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ В ПРИМЕРАХ И ЗАДАЧАХ

[illegible]

[illegible]

[illegible]

Глава 1

ПРОДОЛЬНОЕ РАСТЯЖЕНИЕ И СЖАТИЕ СТЕРЖНЕЙ

Растяжением называют такой вид деформации, при котором в каждом его поперечном сечении возникают только продольные внутренние усилия.

Продольное усилие F в любом поперечном сечении численно равно алгебраической сумме проекций на ось стержня внешних сил, приложенных к части стержня, расположенной по одну сторону от сечения. Усилие считается положительным, если вызывает растяжение рассматриваемого участка.

При растяжении (сжатии) в сечении возникают только нормальные напряжения, которые определяются по формуле (1.1):

$$\sigma = \frac{F}{A}, \tag{1.1}$$

где F – продольное усилие, кН; A – площадь поперечного сечения, м^2.

Условие прочности имеет вид:

$$\sigma_{max} \le \sigma_{adm}, \tag{1.2}$$

где σ_{adm} – допускаемое нормальное напряжение материала стержня, МПа.

Абсолютная деформация Δl однородного участка (постоянные сечение и материал) определяется **по закону Гука**:

$$\Delta l = \frac{Fl}{EA}\ , \tag{1.3}$$

где l – длина участка, м; E – модуль продольной упругости материала (модуль Юнга), Па.

Для наглядного представления строятся эпюры. Эпюрами продольных сил и нормальных напряжений называют графики, показывающие законы изменения сил и напряжений в поперечных сечениях по длине стержня. Эпюры продольных сил, нормальных напряжений и перемещений поперечных сечений строятся в выбранном масштабе с учетом знаков.

Пример 1.1.

К узлу C кронштейна ABC (рис. 1.1, *а*) приложена сила F = 100 кН. Стержень AC – стальной, круглого сечения диаметром d = 30 мм; стержень BC – дюралюминиевый, квадратного сечения со стороной a = 40 мм. Определить напряжения в стержнях, а также горизонтальное, вертикальное и полное перемещения узла C.

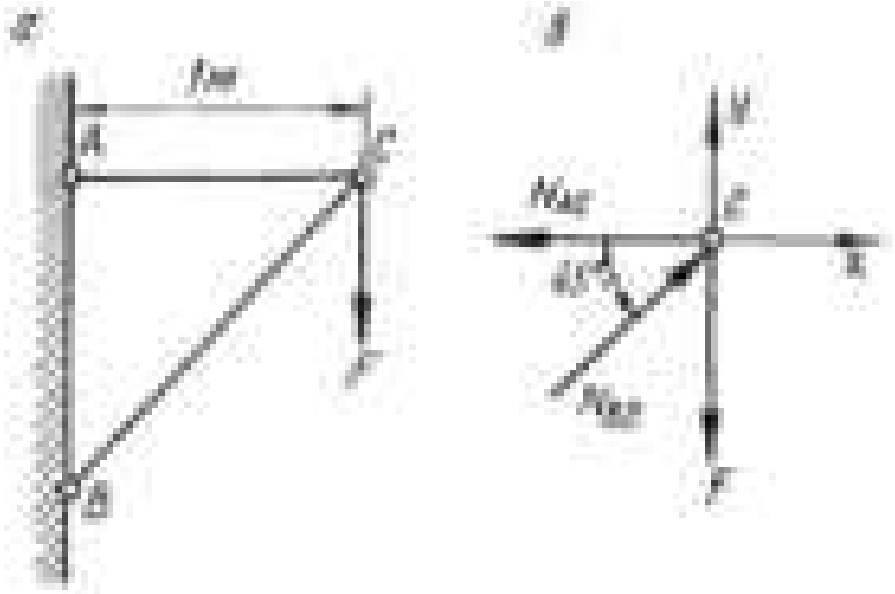


Рис. 1.1.

Решение.

Для определения продольных сил в стержнях AC и BC условно вырезаем узел C, заменяем действие стержней на узел усилиями и составляем уравнение равновесия для узла C (рис. 1.1, *б*)

$$\sum X = 0; \quad -N_{AC} + N_{BC} \cdot \cos 45^\circ = 0;$$

$$\sum Y = 0; \quad N_{BC} \cdot \sin 45^\circ - F = 0.$$

Откуда

$$N_{BC} = \frac{F}{\sin 45^\circ} = \frac{100 \cdot 10^3}{0,707} = 141 \cdot 10^3 \text{ Н} = 141 \text{ кН},$$

$$N_{AC} = N_{BC} \cdot \cos 45^\circ = 141 \cdot 10^3 \cdot 0,707 = 100 \cdot 10^3 \text{ Н} = 100 \text{ кН}.$$

Стержень AC растянут, а стержень BC сжат. Определяем площади поперечных сечений стержней

$$A_{AC} = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi (30 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 706 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

$$A_{BC} = a^2 = (40 \cdot 10^{-3})^2 = 1600 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Напряжения в поперечных сечениях стержней AC и BC

$$\sigma_{AC} = \frac{N_{AC}}{A_{AC}} = \frac{100 \cdot 10^3}{706 \cdot 10^{-6}} = 141 \cdot 10^6 \text{ Па} = 141 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{BC} = -\frac{N_{BC}}{A_{BC}} = -\frac{141 \cdot 10^3}{1600 \cdot 10^{-6}} = -88 \cdot 10^6 \text{ Па} = -88 \text{ МПа}.$$

Знак минус указывает на то, что в стержне BC возникает деформация сжатия.

Находим удлинения стержней:

$$\Delta l_{AC} = \frac{N_{AC} \cdot l_{AC}}{E_{\text{ст}} \cdot A_{AC}} = \frac{100 \cdot 10^3 \cdot 1}{2 \cdot 10^{11} \cdot 706 \cdot 10^{-6}} = 0,71 \cdot 10^{-3} \text{м} = 0,71 \text{ мм};$$

$$\Delta l_{BC} = -\frac{N_{BC} \cdot l_{BC}}{E_{\text{дюр}} \cdot A_{BC}} = -\frac{141 \cdot 10^3 \cdot 1,41}{7 \cdot 10^{10} \cdot 1600 \cdot 10^{-6}} = -1,77 \cdot 10^{-3} \text{м} = -1,77 \text{ мм},$$

где $l_{BC} = \frac{l_{AC}}{\cos 45^\circ} = \frac{1}{0,707} = 1,41$ м; $E_{\text{ст}}$, $E_{\text{дюр}}$ – модули продольной упругости стального и дюралюминиевого стержней, Па.

Для определения перемещения точки C мысленно разъединим стержни в этом шарнире и отметим их новые длины AC_1 и BC_2 (рис. 1.2, *а*). Для того, чтобы найти новое положение точки C, необходимо деформированные стержни свести вместе путем их вращения вокруг шарниров A и B. Точки C_1 и C_2 будут перемещаться по дугам, которые вследствие их малости могут быть приняты за прямые C_1C_3 и C_2C_3, перпендикулярные к стержням AC и BC. Точка пересечения этих перпендикуляров (точка C_3) и даст положение узла C после деформации. На рис. 1.2, *б* изображена диаграмма перемещений в большом масштабе.

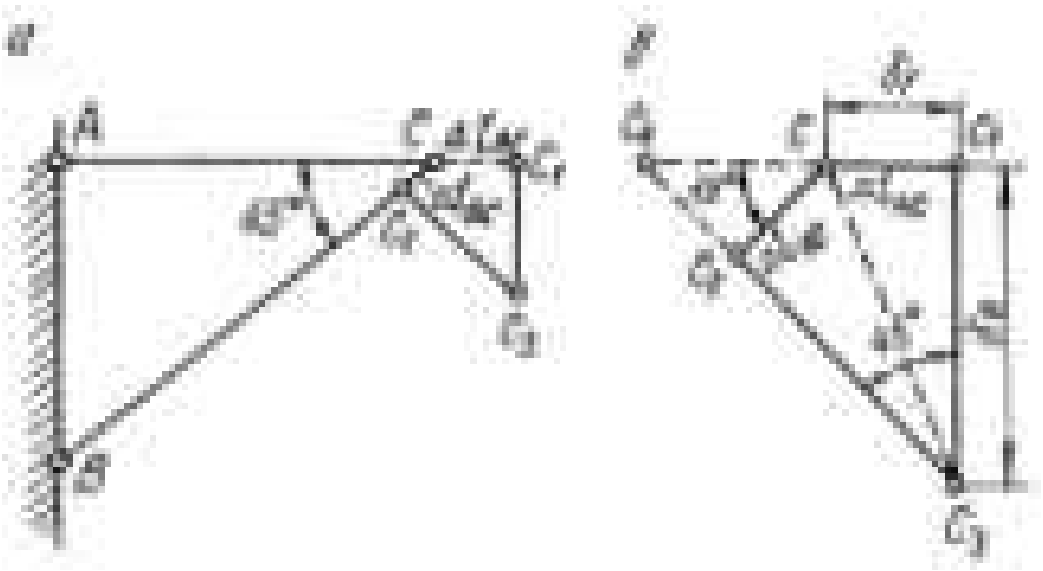


Рис. 1.2.

Горизонтальное перемещение узла C равно $\delta_{\text{г}} = \Delta l_{\text{AC}} = 0,71$ мм.

Для удобства определения вертикального перемещения произведем дополнительное построение. Продолжим линии C_1C и C_3C_2 до их пересечения в точке C_4.

Вертикальное перемещение узла C

$$\delta_в = C_1C_3 = \frac{C_1C_4}{\text{tg}45^o} = C_1C_4 = C_1C + CC_4 = \Delta l_{AC} + \frac{\Delta l_{BC}}{\cos 45^o};$$

$$\delta_в = 0,71 + \frac{1,77}{0,707} = 3,21 \text{ мм}.$$

Полное перемещение узла C

$$\delta = CC_3 = \sqrt{\delta_г^2 + \delta_в^2} = \sqrt{0,71^2 + 3,21^2} = 3,29 \text{ мм}.$$

1.1. Влияние собственного веса на напряжения и перемещения

Если ось в стержне вертикальна, то его собственный вес вызывает центральное растяжение или сжатие. Если вертикальный брус закреплен верхним концом, то от собственного веса он растягивается, а при закреплении нижнего конца – сжимается. Собственный вес вертикального бруса можно рассматривать как продольную (осевую) внешнюю нагрузку, распределенную вдоль оси бруса.

Рассмотрим брус постоянного сечения, закрепленный верхним концом. Продольная сила от собственного веса в поперечном сечении бруса на расстоянии x от его нижнего конца равна весу нижележащей части бруса

$$N_x = \rho g A x, \tag{1.4}$$

где N_x – продольная сила от собственного веса, Н; ρ – плотность материала, кг/м^3; g – ускорение свободного падения, м/с^2; A – площадь поперечного сечения бруса, м^2; x – расстояние от нижнего конца стержня, м.

Напряжение от собственного веса определяется по формуле:

$$\sigma_x = \frac{N_x}{A} = \rho g x. \tag{1.5}$$

По формулам (1.4) и (1.5) строятся эпюры N и σ с учетом знаков. Если на стержень действует дополнительная сила F, то продольная сила и нормальное напряжение определяются по формулам:

$$N_x = F + \rho g A x; \tag{1.6}$$

$$\sigma_x = \frac{F}{A} + \rho g x. \tag{1.7}$$

Полное удлинение (укорочение) стержня постоянного сечения от собственного веса определяется по формуле:

$$\Delta l = \frac{\rho g l^2}{2E}, \tag{1.8}$$

где l – длина стержня, м; E – модуль продольной упругости материала, Па.

При действии внешней силы F и собственного веса удлинение стержня определяется по формуле:

$$\Delta l = \frac{Fl}{EA} + \frac{\rho g l^2}{2E}. \qquad (1.9)$$

В формулах (1.7) и (1.9) физический смысл первого слагаемого – напряжение и удлинение от внешней силы, второго – напряжение и удлинение от собственного веса.

Перемещение любого поперечного сечения бруса, закрепленного верхним концом, равно удлинению части бруса, лежащей над сечением, и равно сумме удлинений под действием собственного веса верхней части, нижней части бруса и внешней силы.

Рассмотрим подробнее решение типовой задачи.

Пример 1.2.

Для стального бруса переменного сечения (рис. 1.3, *а*) с учетом собственного веса и при продольной нагрузке F требуется:

1. Построить эпюры продольных сил и нормальных напряжений по длине бруса.
2. Найти полное удлинение (укорочение) бруса.
3. Определить перемещение сечения I-I.

Исходные данные: $A = 20$ см^2; $a = 1{,}0$ м; $b = 1{,}5$ м; $c = 1{,}0$ м; $F = 40$ кН.

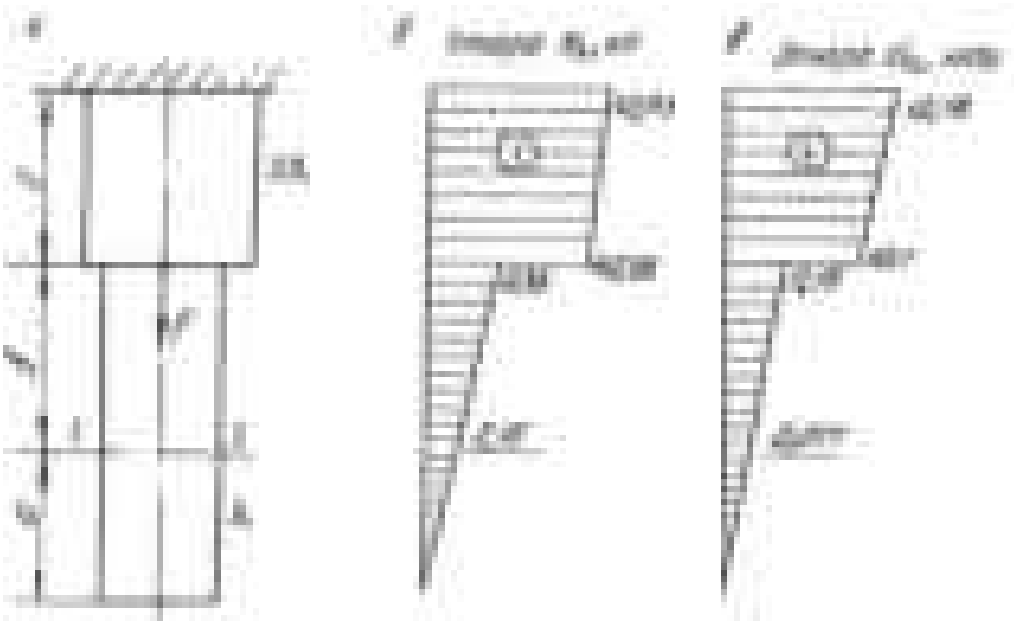


Рис. 1.3.

Решение.

Определим продольную силу и нормальное напряжение в поперечном сечении по формулам (1.6) и (1.7):

а) на участке длиной a (нижний участок): $0 \le x \le 1{,}0$ м;

$$N_x = \rho g A x;$$

$$\sigma_x = \rho g x.$$

При $x = 0$ $\quad N_x = 0,$

$\sigma_x = 0.$

При $x = 1$ м $\quad N_x = 7850 \cdot 9{,}81 \cdot 20 \cdot 10^{-4} \cdot 1 = 150$ Н $= 0{,}15$ кН;

$\sigma_x = 7850 \cdot 9{,}81 \cdot 1 = 80000$ Па $= 0{,}08$ МПа.

б) на участке длиной b (средний участок): $1{,}0 \le x \le 2{,}5$ м;

$$N_x = Q_a + \rho g A (x - a);$$

$$\sigma_x = \frac{Q_a}{A} + \rho g (x - a);$$

где $Q_a = \rho g A a = 0{,}15$ кН – вес нижнего участка бруса; для среднего участка он играет роль внешней силы.

При $x = 1{,}0$ м; $\quad N_x = Q_a = 0{,}15$ кН;

$\sigma_x = 0{,}08$ МПа.

При $x = 2{,}5$ м; $\quad N_x = 0{,}15 + 7850 \cdot 9{,}81 \cdot 20 \cdot 10^{-4} \cdot 1{,}5 \cdot 10^{-3} = 0{,}38$ кН;

$\sigma_x = 0{,}08 + 7850 \cdot 9{,}81 \cdot 1{,}5 \cdot 10^{-6} = 0{,}19$ МПа.

в) на участке длиной c (верхний участок): $2{,}5 \le x \le 3{,}5$ м;

$$N_x = Q_a + Q_b + F + \rho g 2A(x - a - b);$$

$$\sigma_x = \frac{Q_a + Q_b + F}{2A} + \rho g (x - a - b),$$

где $Q_b = \rho g A b = 0{,}23$ кН – вес среднего участка бруса.

При $x = 2{,}5$ м; $\quad N_x = 0{,}15 + 0{,}23 + 40 + 7850 \cdot 9{,}81 \cdot 2 \cdot 20 \cdot 1 \cdot 10^{-7} = 40{,}38$ кН;

$\sigma_x = 10{,}1$ МПа.

При $x = 3{,}5$ м; $\quad N_x = 0{,}15 + 0{,}23 + 40 + 7850 \cdot 9{,}81 \cdot 2 \cdot 20 \cdot 1{,}5 \cdot 10^{-7} = 40{,}96$ кН;

$\sigma_x = 10{,}18$ МПа.

Строим эпюры $\boldsymbol{N}_x$ (рис. 1.3, *б*) и σ_x (рис. 1.3, *в*).

Определим полное удлинение стержня по формуле (1.9). Полное удлинение складывается из удлинений каждого участка бруса под действием внешних сил и собственного веса.

$$\Delta l = \Delta a + \Delta b + \Delta c \ ;$$

где $\Delta a = \dfrac{\rho g a^2}{2E} = \dfrac{7850 \cdot 9{,}81 \cdot 1^2}{2 \cdot 2 \cdot 10^{11}} = 0{,}19 \cdot 10^{-6}$ м;

$$\Delta b = \frac{Q_a \cdot b}{EA} + \frac{\rho g b^2}{2E} = \frac{0{,}15 \cdot 10^3 \cdot 1{,}5}{2 \cdot 10^{11} \cdot 20 \cdot 10^{-4}} + \frac{7850 \cdot 9{,}81 \cdot 1{,}5^2}{2 \cdot 2 \cdot 10^{11}} =$$

$$= 0{,}56 \cdot 10^{-6} + 0{,}43 \cdot 10^{-6} = 0{,}99 \cdot 10^{-6} \text{ м};$$

$$\Delta c = \frac{(Q_a + Q_b + F)c}{E \cdot 2A} + \frac{\rho g c^2}{2E} = \frac{(0{,}15 + 0{,}23 + 40) \cdot 10^3 \cdot 1}{2 \cdot 10^{11} \cdot 2 \cdot 20 \cdot 10^{-4}} + \frac{7850 \cdot 9{,}81 \cdot 1^2}{2 \cdot 2 \cdot 10^{11}} =$$

$$= 50{,}48 \cdot 10^{-6} + 0{,}19 \cdot 10^{-6} = 50{,}67 \cdot 10^{-6} \text{ м};$$

$$\Delta l = 0{,}19 \cdot 10^{-6} + 0{,}99 \cdot 10^{-6} + 50{,}67 \cdot 10^{-6} = 51{,}85 \cdot 10^{-6} \text{ м}.$$

Перемещение сечения I-I равно удлинению лежащей над сечением части бруса, т. е.

$$\delta_{\text{I-I}} = \Delta c + \Delta b = 0{,}99 \cdot 10^{-6} + 50{,}67 \cdot 10^{-6} = 51{,}66 \cdot 10^{-6} \text{ м}.$$

1.2. Напряженное состояние материала в точке

Напряженным состоянием называют совокупность напряжений, действующих по всевозможным площадкам, проведенным через данную точку. В различных точках тела напряженное состояние неоднородно и определить все значения возникающих напряжений затруднительно. В связи с этим в сопротивлении материалов точку рассматривают в виде элементарного параллелепипеда с гранями $dx \cdot dy \cdot dz$. При этом считается, что возникающие напряжения на гранях и в наклонных сечениях распределяются равномерно. Нормальные напряжения на гранях обозначаются: σ_x, σ_y, σ_z, а касательные: τ_{xy}, τ_{yx}, τ_{zy}, τ_{yz}, τ_{xz}, τ_{zx}. Двойной индекс при касательных напряжениях указывает на направление и плоскость, где они действуют. Например, индексы при напряжении τ_{xy} означают, что x – направление действия этого напряжения по оси x; y – это напряжение возникает в плоскости, нормаль к которой параллельна оси y.

Во взаимно перпендикулярных сечениях касательные напряжения равны по величине и противоположны по знаку. Это свойство касательных напряжений называется **законом парности касательных напряжений**

$$-\tau_{xy} = \tau_{yx}.$$

Рассматриваемый параллелепипед в теле стержня можно сориентировать таким образом, что по его граням будут действовать только нормальные напряжения, а касательные будут равны нулю. В этом случае грани будут называться главными площадками, а действующие на них нормальные напряжения – главными напряжениями. По количеству главных напряжений, возникающих одновременно на главных площадках, различают три вида напряженного состояния точки упругого тела: линейное, плоское и объемное. Главные напряжения обозначаются: $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$. Принято считать, что $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$. Наиболее часто встречается плоское напряженное состояние материала.

Для правильной оценки опасности, угрожающей прочности стержня, необходимо знать полностью его напряженное состояние. Это требует умение вычислять напряжения не только по сечениям, перпендикулярным оси стержня, но и по наклонным сечениям.

Напряжения в наклонных сечениях, нормаль к которым с осью x составляет угол α, определяются по следующим формулам:

$$\sigma_\alpha = \sigma_x \cos^2\alpha + \sigma_y \sin^2\alpha - \tau_{yx} \sin 2\alpha; \qquad (1.10)$$

$$\tau_\alpha = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \sin 2\alpha + \tau_{yx} \cos 2\alpha, \qquad (1.11)$$

Для сечений, проходящих под углом $\beta = \alpha + 90^\circ$, возникающие напряжения определяются по формулам:

$$\sigma_\beta = \sigma_x \sin^2\alpha + \sigma_y \cos^2\alpha + \tau_{yx} \sin 2\alpha; \qquad (1.12)$$

$$\tau_\beta = -\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \sin 2\alpha - \tau_{yx} \cos 2\alpha, \qquad (1.13)$$

Угол α положительный, если он отсчитан в направлении от оси x к оси y по кратчайшему угловому пути, против хода часовой стрелки.

Нормальное напряжение σ_α считается положительным, если его направление совпадает с направлением внешней нормали к наклонной площадке. Положительное направление τ_α образовано поворотом внешней нормали к наклонной площадке на угол 90^o по ходу часовой стрелки.

Противоположные направления σ_α и τ_α следует считать отрицательными.

Площадки, где действуют экстремальные нормальные напряжения и нет касательных напряжений, называются главными площадками, а напряжения, действующие на главных площадках – главными напряжениями. Они обозначаются: $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$, причем $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ и определяются по следующим формулам:

$$\sigma_{max} = \sigma_1 = \frac{1}{2}\left[(\sigma_x + \sigma_y) + \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{yx}^2} \right]; \qquad (1.14)$$

$$\sigma_{min} = \sigma_2 = \frac{1}{2}\left[(\sigma_x + \sigma_y) - \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{yx}^2} \right]. \qquad (1.15)$$

Положение главных площадок определяется углом наклона α_0

$$\mathrm{tg}2\alpha_0 = \frac{-2\tau_{yx}}{\sigma_x - \sigma_y}, \qquad (1.16)$$

Наибольшие касательные напряжения действуют на площадках под углом 45^o

$$\tau_{max} = \frac{1}{2}\sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{yx}^2}\ . \qquad (1.17)$$

Пример 1.3.

Стальной кубик находится под действием сил, создающих плоское напряженное состояние: $\sigma_x = 80$ МПа; $\alpha = 30^o$; $\tau_{xy} = 10$ МПа (рис. 1.4). Требуется найти:

1. Главные напряжения и положение главных площадок.
2. Максимальные касательные напряжения.
3. Определить аналитически величины нормальных σ_α и касательных τ_α напряжений, действующих на площадках, нормаль, к которой составляет угол α с горизонтальной осью x. Показать на чертеже заданный элемент и направление соответствующих напряжений.

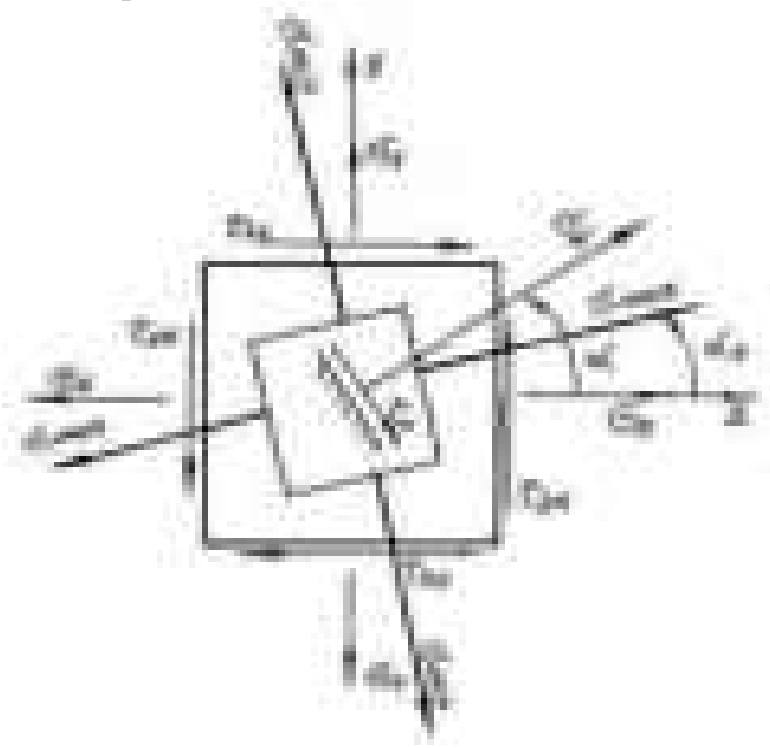


Рис. 1.4.

Решение.

Определим главные напряжения

$$\sigma_1 = \frac{1}{2}\left[(\sigma_x + \sigma_y) + \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{yx}^2}\right] = \frac{1}{2}\left[(80+20) + \sqrt{(80-20)^2 + 4\cdot 10^2}\right] =$$

$$= \frac{1}{2}\left[100 + 63,6\right] = 81,8 \text{ МПа};$$

$$\sigma_2 = \frac{1}{2}\left[(\sigma_x + \sigma_y) - \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{yx}^2}\right] = \frac{1}{2}\left[(80+20) - \sqrt{(80-20)^2 + 4\cdot 10^2}\right] =$$

$$= \frac{1}{2}\left[100 - 63,6\right] = 18,2 \text{ МПа}.$$

Найдем положение главных площадок

$$\operatorname{tg}2\alpha_0 = -\frac{2\tau_{yx}}{\sigma_x - \sigma_y} = \frac{-2\cdot(-10)}{80-20} = 0,333; \qquad 2\alpha_0 = 18^o 24'; \qquad \alpha_0 = 9^o 12'.$$

Определим аналитически величины σ_α и τ_α, действующие на площадке, нормаль к которой составляет угол 30^o с горизонтальной осью (см. рис. 1.4.)

$$\sigma_\alpha = \sigma_x \cos^2\alpha + \sigma_y \sin^2\alpha - \tau_{yx}\sin 2\alpha = 80\cdot 0,866^2 + 20\cdot 0,5^2 - (-10)\cdot 0,866 =$$

$$= 73,65 \text{ МПа};$$

$$\tau_\alpha = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\sin 2\alpha + \tau_{yx}\cos 2\alpha = \frac{80-20}{2}0,866 + (-10)\cdot 0,5 = 20,98 \text{ МПа}.$$

Вектор максимальных главных напряжений σ_{max} всегда проходит через те четверти осей координат, в которых стрелки касательных напряжений сходятся.

1.3. Статически неопределимые стержневые системы

Статически неопределимыми системами называют такие системы, у которых реакции или все внутренние суммарные силовые факторы, возникающие в сечениях их элементов при действии произвольной нагрузки, не могут быть определены из уравнений равновесия статики.

Равновесие плоской стержневой системы обеспечивается тремя опорными направлениями. Всякое закрепление сверх трех опорных направлений является «лишним» с точки зрения равновесия системы, что делает ее *статически неопределимой*. Термин «лишние» является условным. Постановка дополнительных опорных закреплений производится с целью уменьшения деформации, веса конструкции или с целью увеличения ее грузоподъемности.

Расчет статически неопределимой системы начинается с определения степени статической неопределимости системы, которая равна числу «лишних» связей (число неизвестных сил минус три – число уравнений статики для плоской системы).

Определение усилий в статически неопределимой системе связано с необходимостью составления дополнительных уравнений – уравнений совместности деформаций. Число этих уравнений должно быть равно степени статической неопределимости стержневой системы.

Уравнения совместности деформаций устанавливают геометрические зависимости между упругими перемещениями отдельных элементов при соблюдении равновесия всей системы в целом.

Геометрическая схема деформаций должна рассматриваться не с точки зрения обычной геометрии, а на основе кинематики малых перемещений, с учетом того, что траектории отдельных точек элементов являются прямыми линиями.

Решение статически неопределимых систем необходимо производить в следующей последовательности:

1. Заданную систему освободить от наложенных на нее связей, действие которых заменяется реакциями, и составить уравнения статики;
2. Определить степень статической неопределимости системы;
3. По числу «лишних» неизвестных составить дополнительные уравнения из условия совместности деформаций. В уравнениях упругие деформации выразить через усилия по закону Гука в развернутом виде по формуле (1.3);
4. Решить совместно уравнения равновесия статики и дополнительные уравнения, определяя усилия в элементах конструкций;
5. Исходя из условия задачи и на основании условия прочности, определить поперечные размеры стержней.

Рассмотрим подробнее пример расчета статически неопределимой системы.

Пример 1.4.

Для статически неопределимой системы (рис. 1.5), состоящей из жесткой невесомой балки AB и стальных стержней 1 и 2, соединенных с ней шарнирно, требуется:

1. Определить усилия, возникающие в стержне от действия силы F.
2. Подобрать сечение стержней из двух равнобоких уголков, каждое при $A_2 : A_1 = 2$; $F = 180$ кН; $a = 2{,}0$ м; $b = 1{,}0$ м; $h = 2{,}0$ м.

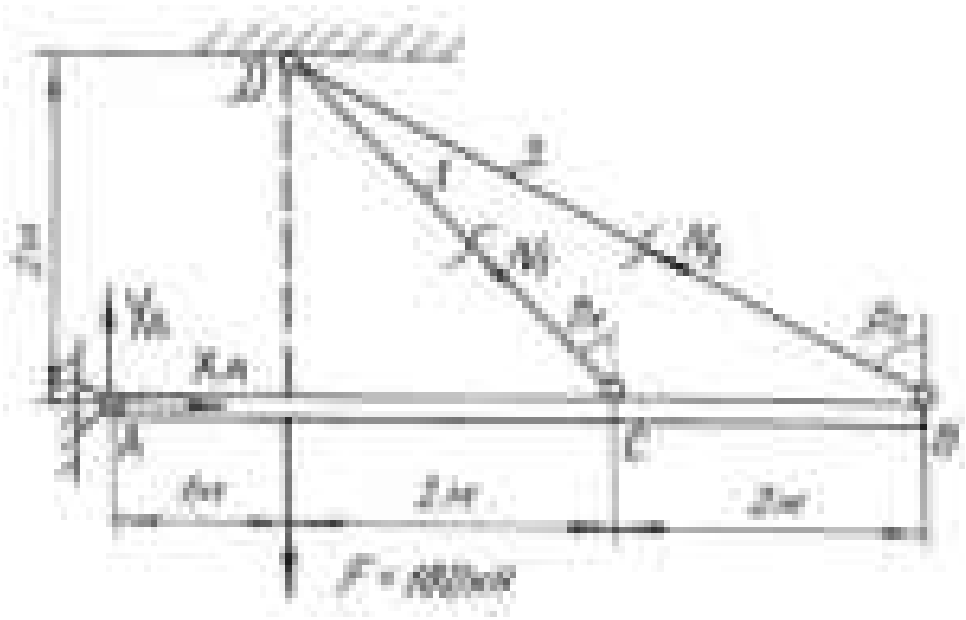


Рис. 1.5.

Решение.

Перед началом решения по приведенному плану определяем геометрические параметры системы

$$l_1 = DC = \sqrt{4+4} = 2{,}83 \text{ м}; \quad \beta_1 = 45°;$$

$$l_2 = DB = \sqrt{4+16} = 4{,}47 \text{ м}; \quad \sin\beta_2 = \frac{4}{4{,}47} = 0{,}89;$$

Далее освобождаем брус AB от наложенных связей, заменяя их действие реакциями X_A, Y_A, N_1, N_2. Так как на балку AB действуют четыре неизвестные силы, то одна связь «лишняя», т. е. задача является однажды статически неопределимой.

Из трех уравнений равновесия достаточно записать только одно уравнение, не содержащее X_A, Y_A , определение которых не ставится в задаче,

$$\sum M_A = 0; \qquad -F \cdot 1 + N_1 \cdot \cos\beta_1 \cdot 3 + N_2 \cdot \cos\beta_2 \cdot 5 = 0;$$

$$-180 + N_1 \cdot 0{,}707 \cdot 3 + N_2 \cdot 0{,}45 \cdot 5 = 0 \qquad (1.18)$$

В уравнении статики два неизвестных, поэтому нужно записать еще одно дополнительное уравнение из условия совместности деформаций стержней DB и DC. Рассматривая геометрическую схему деформаций этих стержней, считаем перемещение точек B и C балки вертикальными (рис. 1.6). Из подобия треугольников ACC_1 и ABB_1 имеем:

$$\frac{AC}{AB} = \frac{CC_1}{BB_1} = \frac{3}{5}.$$

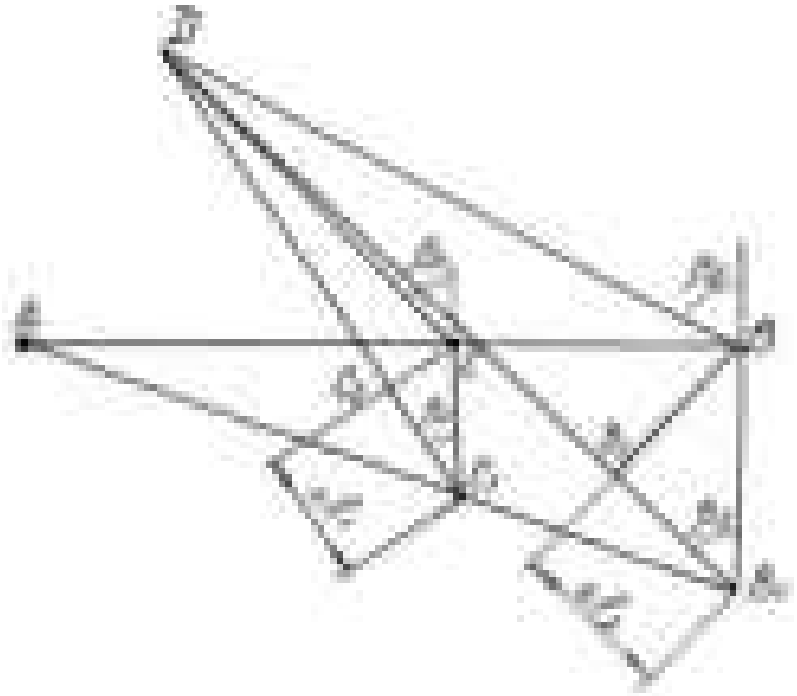


Рис. 1.6.

Учитывая, что $\begin{cases} CC_1 = \dfrac{CC_1}{\cos\beta_1} = \dfrac{\Delta l_1}{\cos\beta_1}; \\ BB_1 = \dfrac{B_1B_2}{\cos\beta_2} = \dfrac{\Delta l_2}{\cos\beta_2}, \end{cases}$

получим $\dfrac{\Delta l_1}{\cos\beta_1} = \dfrac{3}{5} \cdot \dfrac{\Delta l_2}{\cos\beta_2}$; откуда

$$\Delta l_1 = 0{,}94 \cdot \Delta l_2 . \qquad (1.19)$$

Равенство (1.19) и есть условие совместности деформации стержней 1 и 2. Выразим деформации через усилия по закону Гука

$$\Delta l_1 = \frac{N_1 l_1}{EA_1} = \frac{N_1 \cdot 2{,}83}{EA_1}; \qquad \Delta l_2 = \frac{N_2 l_2}{EA_2} = \frac{N_2 \cdot 4{,}74}{E \cdot 2A_1}.$$

Подставим полученные выражения в формулу (1.19)

$$\frac{N_1 \cdot 2{,}83}{EA_1} = 0{,}94 \frac{N_2 \cdot 4{,}74}{E \cdot 2A_1}.$$

Отсюда получим

$$2{,}83 \cdot N_1 - 2{,}10 \cdot N_2 = 0. \qquad (1.20)$$

Теперь можно определить усилия N_1 и N_2, решая совместно систему уравнений (1.18) и (1.20),

$$\begin{cases} 2{,}12 \cdot N_1 + 2{,}25 \cdot N_2 - 180 = 0; \\ 2{,}83 \cdot N_1 - 2{,}10 \cdot N_2 = 0. \end{cases}$$

Получаем $N_1 = 34{,}94$ кН; $N_2 = 47{,}08$ кН.

Подбираем сечение стержней из условий прочности:

$$A_1 \geq \frac{N_1}{\sigma_{adm}} = \frac{34{,}94 \cdot 10^3}{160 \cdot 10^6} = 2{,}18 \cdot 10^{-4}\,\text{м}^2 = 2{,}18\ \text{см}^2;$$

$$A_2 \geq \frac{N_2}{\sigma_{adm}} = \frac{47{,}08 \cdot 10^3}{160 \cdot 10^6} = 2{,}94 \cdot 10^{-4}\,\text{м}^2 = 2{,}94\ \text{см}^2.$$

Для площадей задано условие $A_2{:}A_1 = 2$. Если принять $A_1 = 2{,}18$ см^2, тогда $A_2 = 4{,}36$ см^2. Условие $A_2 \geq 2{,}94$ см^2 выполняется.

Сечение подбираем из двух равнобоких уголков по ГОСТ 8509-93 (табл. П. 3).

Для первого стержня подбираем два уголка №2 (20х20х3 мм) с площадью сечения 1,13 см^2. Для второго стержня принимаем два уголка №4 (40х40х3 мм) с площадью сечения 2,35 см^2.

Полные площади сечений будут равны $A_1 = 2{,}26$ см^2; $A_2 = 4{,}70$ см^2.

Проверим отношение площадей:

$$\frac{A_2}{A_1} = \frac{4{,}70}{2{,}26} = 2{,}08.$$

Отклонение $\delta = \dfrac{2{,}08 - 2}{2} 100\ \% = 3{,}98\ \%.$

Погрешность допустимая.

Пример 1.5. Монтажная задача

Для статически неопределимой системы (рис. 1.7), состоящей из жесткой невесомой балки AB и стальных стержней 1 и 2, соединенных с ней шарнирно, требуется определить дополнительные усилия в стержнях конструкции, если стержень 2 изготовлен короче проектного размера на $\Delta = 5 \cdot 10^{-3}$ м при $A_2 : A_1 = 2$; a =2,0 м; $b = 1{,}0$ м; $h = 2{,}0$ м.

При сборке стержни деформируются: стержень 2 – растянется, стержень 1 – сожмется. В соответствии с этим покажем направления дополнительных усилий N_1' и N_2' (см. рис. 1.7), возникающих после сборки конструкции.

Для определения усилий воспользуемся уравнением статики

$$\sum \text{M}_A = 0; \qquad -N_1' \cdot \cos\beta_1 \cdot 3 + N_2' \cdot \cos\beta_2 \cdot 5 = 0;$$

$$-2{,}12 N_1' + 2{,}25 N_2' = 0. \qquad (1.21)$$

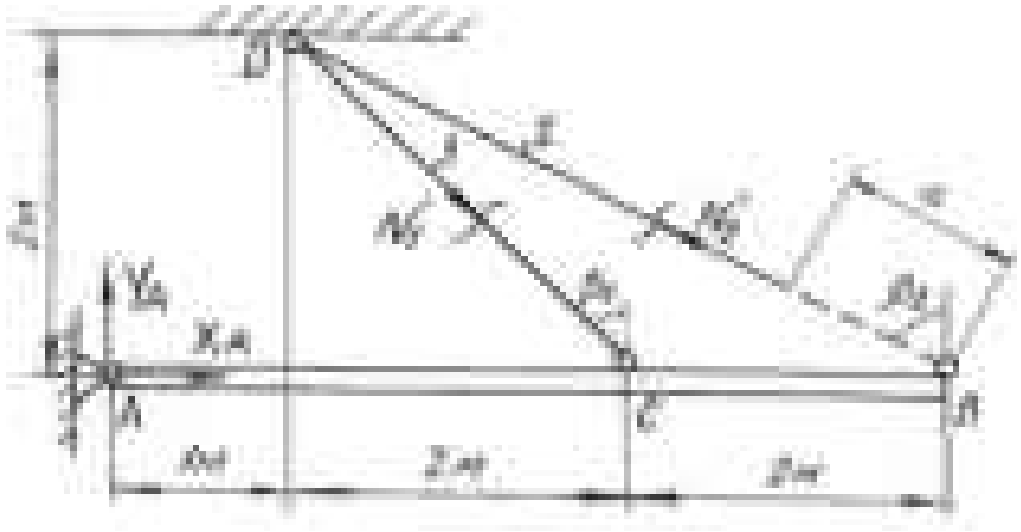


Рис. 1.7.

Уравнение одно, неизвестных два, следовательно, система один раз статически неопределима. Запишем дополнительно условие совместности деформаций. Рассмотрим картину деформаций стержней (см. рис. 1.8). Из подобия треугольников AC_1C и AB_1B получим $\frac{AC}{AB}=\frac{C_1C}{B_1B}=\frac{3}{5}$.

Учитывая соотношение $C_1C=\frac{CC_2}{\cos\beta_1}=\frac{\Delta l_1}{\cos\beta_1}$; $B_1B=\frac{B_2B}{\cos\beta_2}=\frac{\Delta-\Delta l_2}{\cos\beta_2}$,

получаем $\frac{\Delta l_1}{0{,}707}=\frac{3}{5}\cdot\frac{\Delta-\Delta l_2}{0{,}45}$; $\Delta l_1=0{,}94(\Delta-\Delta l_2)$. (1.22)

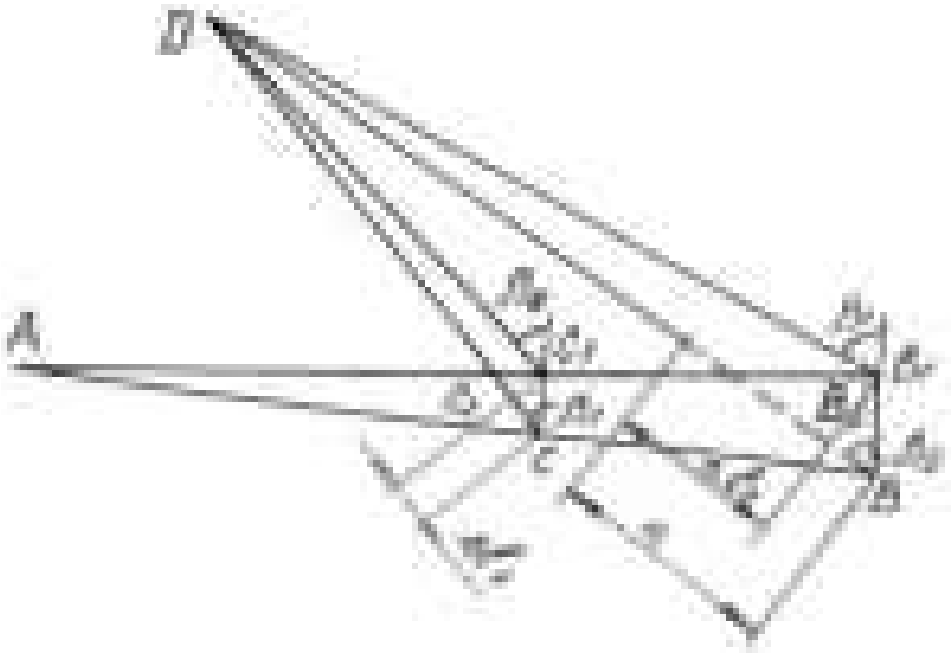


Рис. 1.8.

Выражение (1.22) – условие совместности деформаций стержней 1 и 2. Выражая деформацию через усилия по закону Гука, получим

$$\frac{N_1' l_1}{EA_1} + \frac{0{,}94 \cdot N_2' l_2}{EA_2} = 0{,}94 \cdot \Delta$$

или

$$1{,}25 \cdot N_1' + 0{,}894 \cdot N_2' = 94 \qquad (1.23)$$

Решая совместно систему уравнений (1.21) и (1.23), определяем усилия N_1' и N_2'

$$N_1' = 42{,}75 \text{ кН}; \; N_2' = 45{,}36 \text{ кН}.$$

Пример 1.6.

Стержень длиной l = 800 мм, защемленный обоими концами, подвергается действию двух сосредоточенных сил F_1=100 кН и F_2=150 кН (рис. 1.9, *а*). Определить напряжения, возникающие в различных сечениях стержня, и проверить его прочность, если допускаемое напряжение σ_{adm}=140 МПа. Площадь поперечного сечения A = 10 см^2, l_1 = 200 мм и l_2 = 600 мм.

Решение.

Обозначим реакции в заделках стержня через R_A и R_B. На стержень действует система сил, направленных вдоль одной прямой. Для такой системы статика дает одно уравнение равновесия

$$\sum Y = 0; \quad R_A - F_1 - F_2 + R_B = 0,$$

откуда $R_A + R_B = F_1 + F_2$. (1.24)

Для составления уравнения совместности деформаций мысленно отбросим нижнюю заделку и заменим ее действие на стержень реакцией R_B, т. е. приложим к сечению B (к нижнему торцовому сечению) такую силу, которая оказывает на стержень воздействие, полностью аналогичное воздействию заделки. Таким образом, изображенная система эквивалентна заданной системе и, поскольку в заданной системе перемещение сечения B равно нулю, то и для второй системы (рис.1.9, *б*) должно соблюдаться то же условие

$$\delta_B = 0. \qquad (1.25)$$

Для определения вида левой части записанного равенства используем принцип независимости действия сил, т. е. вычислим перемещение сечения B как сумму перемещений, вызванных каждой силой F_1, F_2 и R_B в отдельности

$$\delta_B = \delta_{F_1} + \delta_{F_2} + \delta_{R_B}.$$

Под действием одной лишь силы F_1 деформируется только верхняя часть стержня, нижняя и средняя части перемещаются как твердое тело. Таким образом, перемещение сечения B, вызванное силой F_1, равно удлинению верхней части стержня

$$\delta_{F_1} = \frac{F_1 l_1}{EA}.$$

Аналогично установим, что перемещение сечения B от действия силы F_2, равно удлинению верней и средней частей

$$\delta_{F_2} = \frac{F_2 l_2}{EA}.$$

Наконец, перемещение сечения B от действия силы R_B равно укорочению всего стержня

$$\delta_{R_B} = \frac{R_B l}{EA}.$$

Суммируя полученные величины и приравнивая сумму нулю согласно равенству (1.25), получим уравнение совместности деформаций,

$$\frac{F_1 l_1}{EA} + \frac{F_2 l_2}{EA} - \frac{R_B l}{EA} = 0,$$

откуда $R_B = \dfrac{F_1 l_1 + F_2 l_2}{l} = \dfrac{100 \cdot 0,2 + 150 \cdot 0,6}{0,8} = 137,5$ кН.

Подставив значение реакции R_B в уравнение равновесия (1.24), определим значение реакции в точке A:

$$R_A = F_1 + F_2 - R_B = F_1 + F_2 - \frac{F_1 l_1 + F_2 l_2}{l} = \frac{(F_1 + F_2) l - (F_1 l_1 + F_2 l_2)}{l} =$$

$$= \frac{(100 + 150) \cdot 0,8 - (100 \cdot 0,2 + 150 \cdot 0,6)}{0,8} = 112,5 \text{ кН}.$$

На рис. 1.9, *в* приведена эпюра продольных сил, в соответствии с которой определяем напряжения на различных участках стержня.

В поперечных сечениях верхней части стержня

$$\sigma^{(1)} = \frac{N_1}{A} = \frac{112,5 \cdot 10^3}{10 \cdot 10^{-4}} = 112,5 \cdot 10^6 \text{ Па} = 112,5 \text{ МПа};$$

в поперечных сечениях средней части

$$\sigma^{(2)} = \frac{N_2}{A} = \frac{12,5 \cdot 10^3}{10 \cdot 10^{-4}} = 12,5 \cdot 10^6 \text{ Па} = 12,5 \text{ МПа},$$

а в нижней части

$$\sigma^{(3)} = \frac{N_3}{A} = -\frac{137,5 \cdot 10^3}{10 \cdot 10^{-4}} = -137,5 \cdot 10^6 \text{ Па} = -137,5 \text{ МПа}.$$

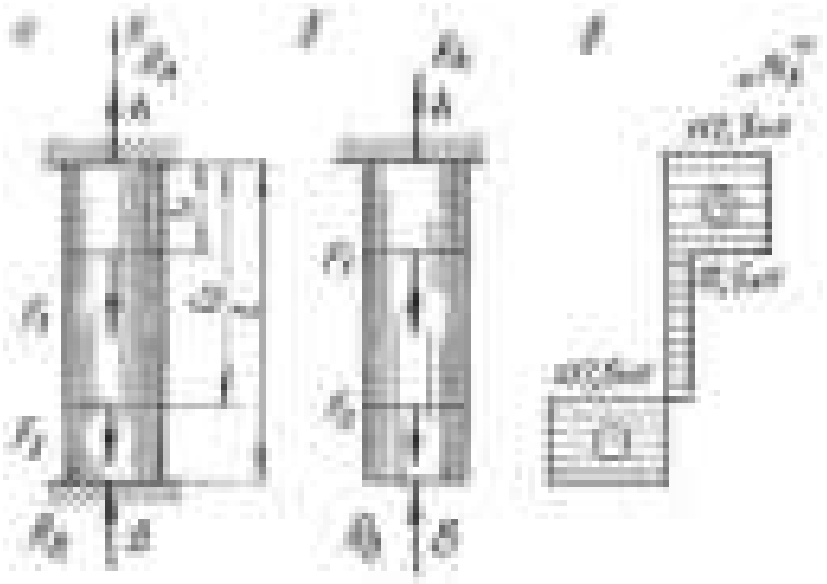


Рис. 1.9.

Наиболее напряженными, как видно из расчетов, являются поперечные сечения нижней части стержня. Это напряжение используем для проверки стержня на прочность:

$$\left|\sigma^{(3)}\right| = 137{,}5 \text{ МПа} < \sigma_{adm} = 140 \text{ МПа},$$

т. е. условие прочности выполняется.

Пример 1.7. Температурная задача

Определить допускаемое повышение температуры составного стержня (рис. 1.10.) из условия, чтобы напряжения сжатия не превышали в стальной части $\sigma_c = 120$ МПа, в медной $\sigma_м = 60$ МПа и в алюминиевой $\sigma_a = 70$ МПа. (линейные размеры на рисунке приведены в мм).

Решение.

Площади поперечных сечений ступеней стержня

$$A_м = \frac{\pi(50\cdot10^{-3})^2}{4} = 1963\cdot10^{-6} \text{ м}^2,$$

$$A_a = \frac{\pi(40\cdot10^{-3})^2}{4} = 1257\cdot10^{-6} \text{ м}^2,$$

$$A_c = \frac{\pi(30\cdot10^{-3})^2}{4} = 707\cdot10^{-6} \text{ м}^2.$$

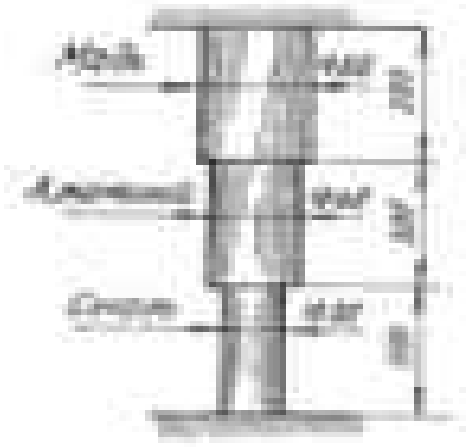


Рис. 1.10.

Продольные силы, при которых напряжения в ступенях будут равны заданным величинам, должны быть следующими:

$$N_{\text{м}} = A_{\text{м}} \cdot \sigma_{\text{м}} = 1963 \cdot 10^{-6} \cdot 60 \cdot 10^{6} = 118000 \text{ Н} = 118 \text{ кН};$$

$$N_{\text{а}} = A_{\text{а}} \cdot \sigma_{\text{а}} = 1257 \cdot 10^{-6} \cdot 70 \cdot 10^{6} = 88000 \text{ Н} = 88 \text{ кН};$$

$$N_{\text{с}} = A_{\text{с}} \cdot \sigma_{\text{с}} = 707 \cdot 10^{-6} \cdot 120 \cdot 10^{6} = 84800 \text{ Н} = 84{,}8 \text{ кН}.$$

Величина продольной силы не одинакова для всего стержня, следовательно, в качестве допускаемой продольной силы должно быть принято меньшее из трех полученных значений, а именно $N = N_{\text{с}} = 84{,}8$ кН.

Длина стержня в результате защемления обоих концов остается при изменении температуры неизменной. Следовательно, удлинение стержня в результате повышения температуры должно равняться полученному упругому укорочению

$$\Delta l_t = \Delta l = l_{\text{м}} \alpha_{\text{м}} \Delta t + l_{\text{а}} \alpha_{\text{а}} \Delta t + l_{\text{с}} \alpha_{\text{с}} \Delta t = l(\alpha_{\text{м}} + \alpha_{\text{а}} + \alpha_{\text{с}}) \Delta t,$$

где $\alpha_{\text{м}}$, $\alpha_{\text{а}}$, $\alpha_{\text{с}}$ – соответствующие коэффициенты теплового линейного расширения.

$$\Delta l = \Delta l_{\text{м}} = \Delta l_{\text{а}} = \Delta l_{\text{с}} = \frac{N l_{\text{м}}}{E_{\text{м}} A_{\text{м}}} + \frac{N l_{\text{а}}}{E_{\text{а}} A_{\text{а}}} + \frac{N l_{\text{с}}}{E_{\text{с}} A_{\text{с}}} = Nl\left(\frac{1}{E_{\text{м}} A_{\text{м}}} + \frac{1}{E_{\text{а}} A_{\text{а}}} + \frac{1}{E_{\text{с}} A_{\text{с}}}\right);$$

$$l(\alpha_{\text{м}} + \alpha_{\text{а}} + \alpha_{\text{с}}) \Delta t = Nl\left(\frac{1}{E_{\text{м}} A_{\text{м}}} + \frac{1}{E_{\text{а}} A_{\text{а}}} + \frac{1}{E_{\text{с}} A_{\text{с}}}\right),$$

откуда $\Delta t = \dfrac{N\left(\dfrac{1}{E_{\text{м}} A_{\text{м}}} + \dfrac{1}{E_{\text{а}} A_{\text{а}}} + \dfrac{1}{E_{\text{с}} A_{\text{с}}}\right)}{\alpha_{\text{м}} + \alpha_{\text{а}} + \alpha_{\text{с}}}.$

Подставим численные значения величин и произведем вычисления

$$\Delta t = \frac{84800\left[\dfrac{1}{1 \cdot 10^{11} \cdot 1963 \cdot 10^{-6}} + \dfrac{1}{0{,}7 \cdot 10^{11} \cdot 1257 \cdot 10^{-6}} + \dfrac{1}{2 \cdot 10^{11} \cdot 707 \cdot 10^{-6}}\right]}{16{,}5 \cdot 10^{-6} + 25 \cdot 10^{-6} + 12{,}5 \cdot 10^{-6}} = 36^{\circ}.$$

Далее определим напряжения в поперечных сечениях стержня при повышении температуры на 36°

$$\sigma_{\text{м}} = -\frac{N}{A_{\text{м}}} = -\frac{84800}{1963 \cdot 10^{-6}} = -43 \cdot 10^{6} \text{ Па} = -43 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{\text{а}} = -\frac{N}{A_{\text{а}}} = -\frac{84800}{1257 \cdot 10^{-6}} = -67{,}5 \cdot 10^{6} \text{ Па} = -67{,}5 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{\text{с}} = -120 \text{ МПа}.$$

1.4. Задания для расчетов стержней с учетом собственного веса

Для стального бруса с учетом собственного веса и при продольной нагрузке F (табл. 1.1.) требуется по указанной схеме (табл. 1.2.):

1. Построить эпюры продольных сил и нормальных напряжений по длине бруса.

2. Найти полное удлинение (укорочение) бруса для геометрических размеров, приведенных в табл. 1.1. Плотность стали ρ=7850 кг/см^3; ускорение силы тяжести g = 9,81 м/с^2, модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа.

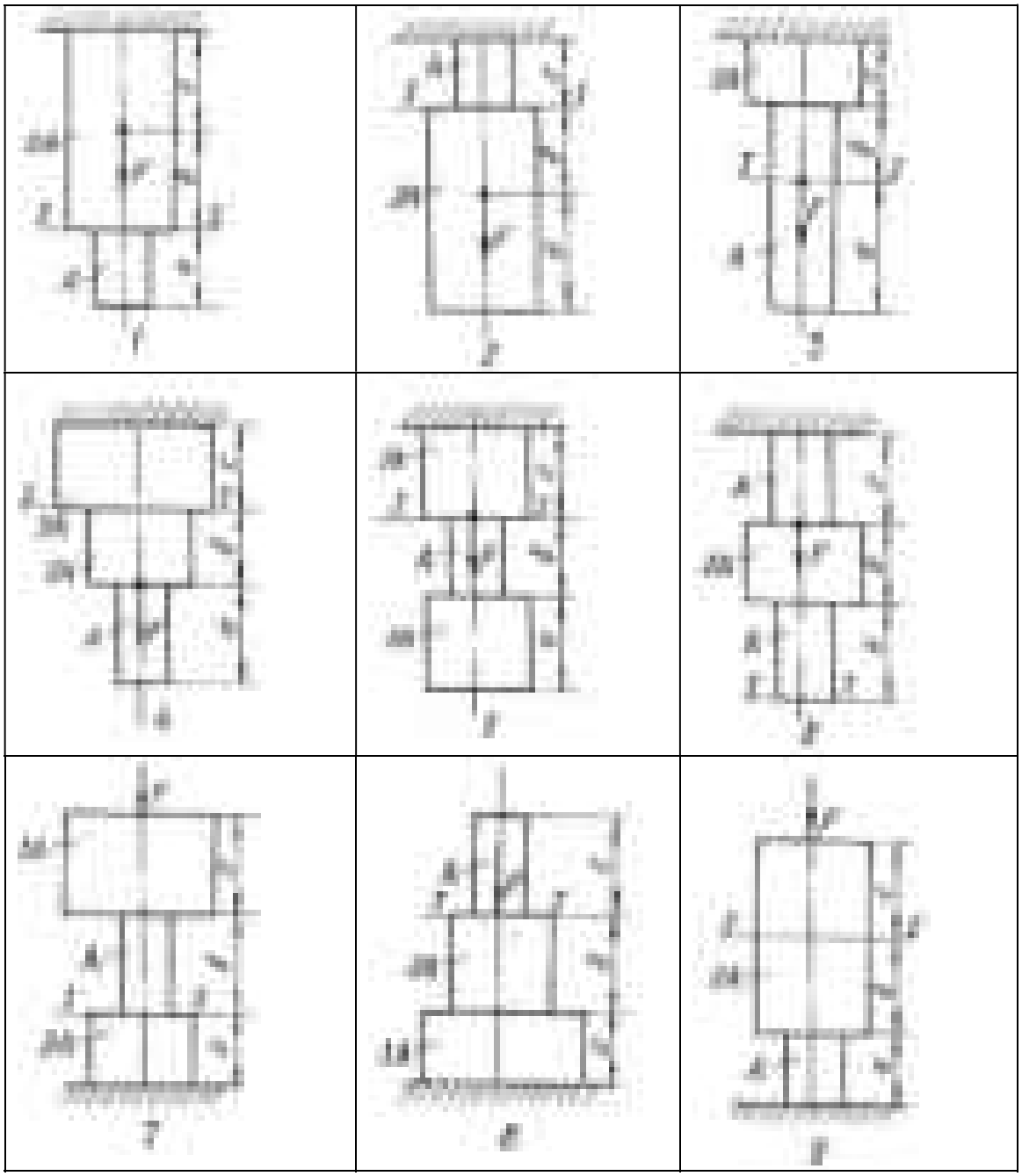
3. Определить перемещение сечений I-I.

Таблица 1.1

Номер варианта	a, м	b, м	c, м	F, кН	A, см²
1	1,5	1,0	2,0	30	20
2	1,0	1,5	2,0	40	30
3	2,0	1,0	2,0	50	40
4	2,0	1,0	1,5	60	18
5	2,0	1,5	1,5	20	24
6	1,5	1,0	2,0	40	28
7	1,5	1,0	1,0	50	30
8	1,0	1,5	2,0	50	32
9	1,5	1,0	1,5	60	12
10	2,0	1,0	1,5	70	14
11	1,0	2,0	1,0	20	15
12	2,0	2,0	1,0	40	18
13	1,0	1,5	1,0	30	20
14	1,4	1,0	1,0	40	24
15	1,0	3,0	1,0	50	28
16	1,0	2,0	1,0	40	30
17	1,2	1,0	2,4	70	32
18	2,0	1,5	2,0	60	20
19	2,6	1,0	1,7	60	18
20	2,0	1,0	1,5	50	22
21	1,5	1,8	1,4	40	15
22	2,0	1,0	1,4	30	16
23	1,2	1,2	1,2	20	20
24	1,5	1,0	2,0	10	16
25	1,4	2,0	1,0	40	18

Таблица 1.2

Расчетные схемы бруса



1.5. Задания для определения напряжений при плоском напряженном состоянии

Стальной кубик находится под действием сил, создающих плоское напряженное состояние (рис. 1.11.). Показать на рисунке элемент и направления напряжений в соответствии с вариантом задания.

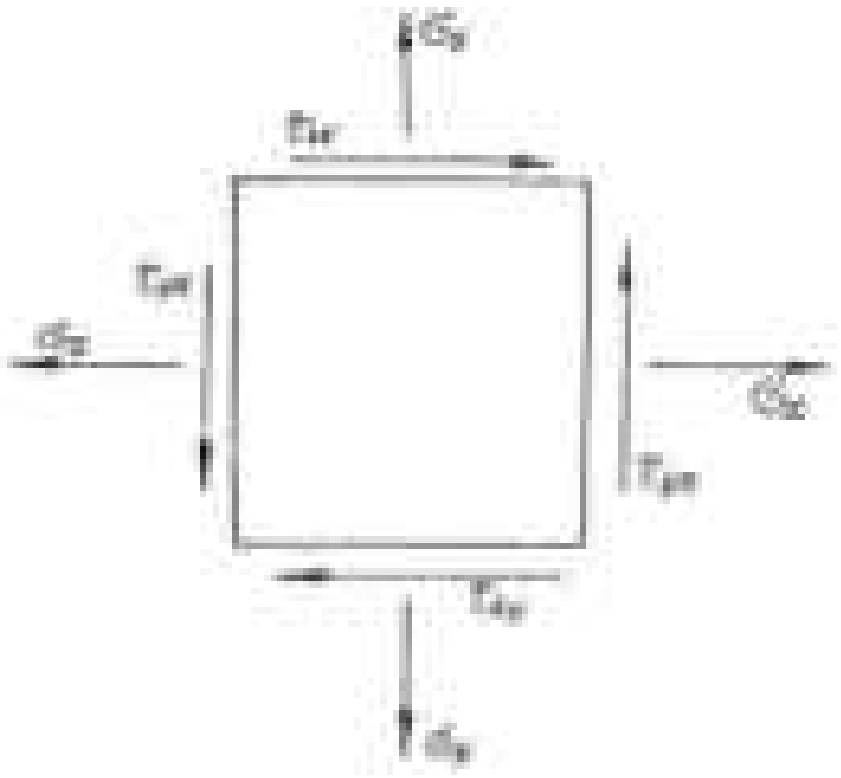


Рис. 1.11.

Требуется найти:

1. Главные напряжения и положение главных площадок.
2. Максимальные касательные напряжения.
3. Определить аналитически величины нормальных σ_α и касательных напряжений τ_α , действующих на площадках, нормаль к которым составляет угол α с горизонтальной осью x.

Данные приведены в табл. 1.3.

Таблица 1.3

Номер варианта	σ_x , МПа	σ_y , МПа	τ_{xy} , МПа	α, град
1	40,0	-20,0	-10,0	30
2	12,0	10,0	-80,0	-45
3	-10,0	-14,0	-12,0	15
4	15,0	12,0	90,0	30
5	20,0	-40,0	80,0	15
6	-12,0	10,0	-80,0	45
7	20,0	-2,0	10,0	-30
8	80,0	10,0	-60,0	45
9	12,0	14,0	10,0	30
10	-14,0	-10,0	50,0	15
11	20,0	10,0	-80,0	-45
12	30,0	-50,0	-10,0	60
13	-25,0	10,0	50,0	15
14	16,0	80,0	10,0	30
15	18,0	-10,0	10,0	-30
16	22,0	12,0	-90,0	45
17	-16,0	-12,0	10,0	20
18	10,0	80,0	-60,0	-20
19	25,0	-25,0	10,0	30
20	-10,0	10,0	60,0	60
21	12,0	10,0	-60,0	20
22	18,0	-10,0	-12,0	45
23	-40,0	30,0	20,0	30
24	50,0	-60,0	10,0	-30
25	45,0	35,0	15,0	-45

1.6. Задания для расчета статически неопределимых стержневых систем

Для статически неопределимой системы, состоящей из жесткой невесомой балки и стальных стержней 1 и 2, соединенных с ней шарнирно (табл.1.4), требуется:

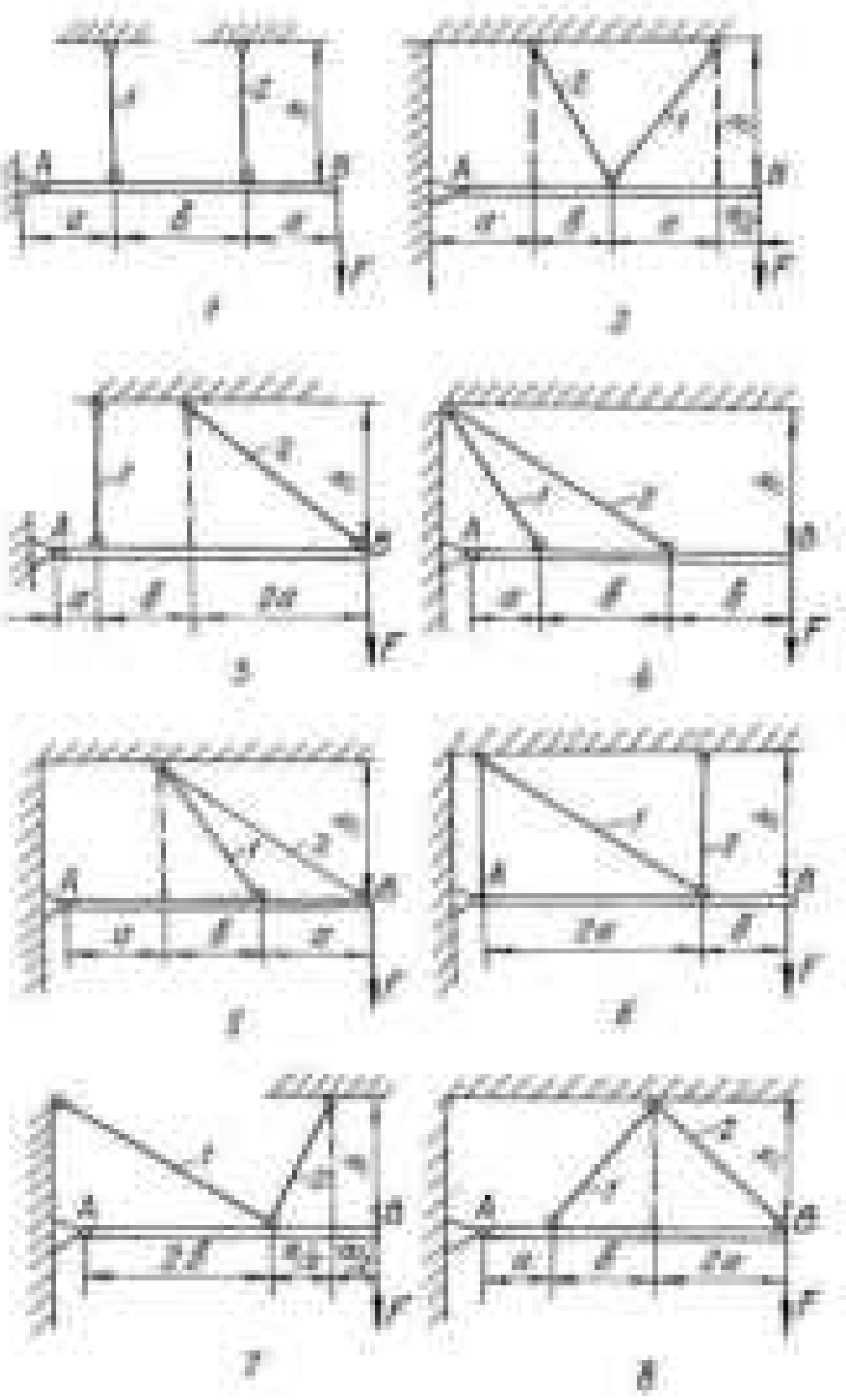
1. Определить усилия, возникающие в стержнях от действия нагрузки F;
2. Подобрать сечение стержней из двух равнобоких уголков каждое по ГОСТ 8509-93 (см. табл. П. 3).
3. Определить дополнительные усилия в стержнях конструкции, если стержень 2 изготовлен короче проектного размера на $\Delta = 5 \cdot 10^{-3}$ м.

При расчетах принять $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; σ_{adm}=160 МПа, остальные данные приведены в табл. 1.4. Расчетные схемы приведены в табл. 1.5.

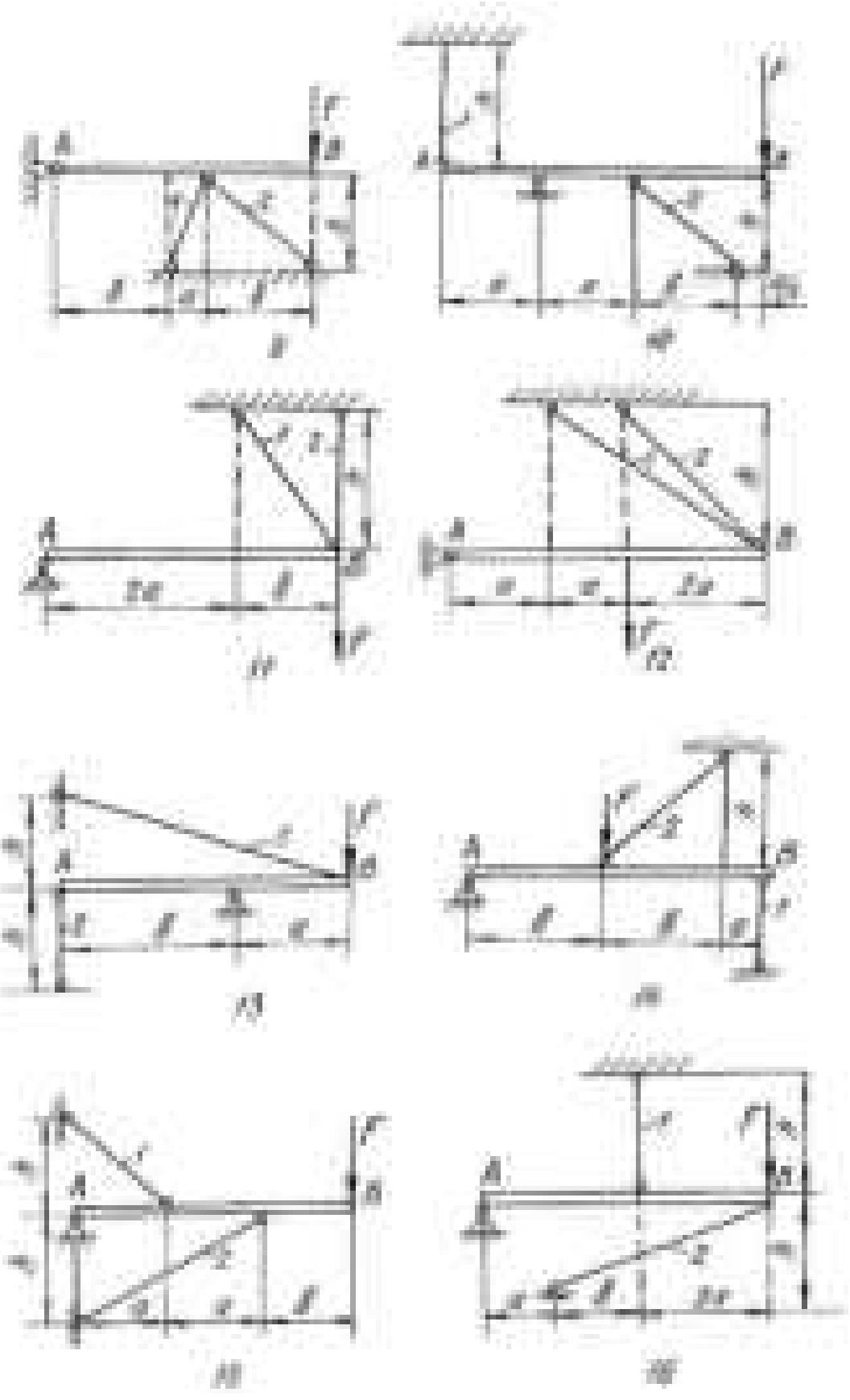
Таблица 1.4

Номер варианта	a, м	b, м	h, м	$A_2 : A_1$	F, кН
1	2,0	1,4	1,8	2,0	80
2	2,2	1,6	2,0	1,5	120
3	2,6	1,8	2,2	1,2	150
4	2,5	1,1	1,5	1,0	180
5	1,8	1,0	1,2	1,5	100
6	2,0	1,0	1,5	2,0	240
7	2,4	1,4	1,6	1,8	140
8	2,8	1,6	2,	2,0	120
9	1,6	1,2	1,5	1,5	100
10	2,4	1,4	1,6	1,8	180
11	3,0	2,0	2,0	1,5	260
12	2,4	1,8	2,2	2,0	320
13	1,8	1,4	1,2	1,5	400
14	2,0	1,5	1,3	1,2	360
15	1,5	1,5	2,0	1,5	400
16	1,0	0,9	1,5	1,1	340
17	1,1	1,3	1,8	1,8	250
18	1,5	1,2	2,0	2,0	120
19	0,9	0,6	3,0	1,4	170
20	0,8	0,7	2,3	1,6	210
21	1,2	1,7	1,3	1,3	200
22	1,3	1,4	0,8	1,7	90
23	2,0	2,0	2,0	0,9	110
24	2,0	1,1	1,0	0,8	130
25	1,5	1,6	0,8	0,7	280

Таблица 1.5



Окончание табл. 1.5



Глава 2

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЛАВНЫХ МОМЕНТОВ ИНЕРЦИИ ПОПЕРЕЧНЫХ СЕЧЕНИЙ

Моментами инерции являются геометрические характеристики, отражающие заполнение веществом плоского поперечного сечения балки. Значения моментов инерции для стандартных поперечных сечений можно найти в любой литературе, список которой приведен в конце настоящего пособия. Моменты инерции относительно собственных осей простых фигур определяются по известным формулам.

Для прямоугольника

$$J_x = \frac{bh^3}{12}; \qquad J_y = \frac{hb^3}{12}; \qquad J_{xy} = 0, \tag{2.1}$$

где x, y – горизонтальная и вертикальная оси, проходящие через центр тяжести прямоугольника; b – ширина; h – высота прямоугольника.

Для круга

$$J_x = J_y = \frac{\pi d^4}{64}; \qquad J_{xy} = 0. \tag{2.2}$$

Для треугольника

$$J_x = \frac{bh^3}{36}; \qquad J_y = \frac{hb^3}{36}; \qquad J_{xy} = \pm\frac{b^2h^2}{72}. \tag{2.3}$$

При этом знак центробежного момента определяется следующим образом. Треугольник вычерчивается в масштабе, через его центр проводятся оси, которые делят треугольник на четыре четверти. В первой и третьей четвертях площадь положительна, в остальных – отрицательна. Если суммарная положительная площадь будет по размеру больше отрицательной, то знак центробежного момента будет тоже положительный и наоборот.

Осевые моменты инерции прокатных профилей выписываются из таблицы (сортамента проката) в соответствии с номером профиля. Для равнополочных уголков центробежный момент относительно горизонтальной и вертикальной осей определяется по формуле:

$$J_{xy} = \left(J_{x_0} - J_{y_0}\right)\frac{\sin 2\alpha}{2} + J_{x_0y_0}\cos 2\alpha, \tag{2.4}$$

где x_0, y_0 – оси, проходящие через центр тяжести уголка под углом 45° к горизонтальной и вертикальной осям уголка.

При этом нужно помнить, что угол поворота осей *xy* относительно осей x_0y_0 будет отрицательным. Если уголок неравнополочный, то его условно разбивают на два прямоугольника, находят их центры тяжести, и центробежный

момент относительно собственных осей всего уголка определяют по формуле центробежных моментов инерции относительно параллельных осей.

Для составного сечения необходимо определять положение центра тяжести, разбив его на простейшие части (прямоугольник, круг, треугольник, двутавр, швеллер, уголок). Формулы для определения центра тяжести имеют вид:

$$x_c = \frac{\sum S_{x_{\text{вр}}}}{\sum A} = \frac{\left(A_1 x_1 + A_2 x_2 + \ldots, + A_n x_n\right)}{\left(A_1 + A_2 + \ldots, + A_n\right)};$$
$$y_c = \frac{\sum S_{y_{\text{вр}}}}{\sum A} = \frac{\left(A_1 y_1 + A_2 y_2 + \ldots, + A_n y_n\right)}{\left(A_1 + A_2 + \ldots, + A_n\right)}, \qquad (2.5)$$

где $S_{y_{\text{вр}}}, S_{x_{\text{вр}}}$ – статические моменты площадей простых фигур относительно временных осей; A_1, A_2,…, A_n – площади простых фигур; x_n, y_n – координаты центров тяжести простых фигур во временных осях.

Главными моментами инерции плоской фигуры (сечения) называют моменты инерции, определяемые относительно главных центральных осей сечения. Такие оси должны отвечать следующим требованиям:

1) они проходят через центр тяжести сечения;

2) относительно этих осей наблюдаются экстремальные значения моментов инерции (главные моменты инерции);

3) центробежный момент инерции относительно главных осей равен нулю.

В формулы напряжений, содержащие моменты инерции, необходимо всегда подставлять значения главных моментов инерции. Определение главных моментов инерции проводится в следующем порядке.

1. Заданное поперечное сечение сложной конфигурации вычерчивается в выбранном масштабе с указанием всех размеров.

2. Сечение условно разбивается на простейшие фигуры (прямоугольник, круг, треугольник, двутавр, швеллер, уголок).

3. Определяется положение центра тяжести площадки каждой простой фигуры и из этих центров проводятся собственные оси координат.

4. Для всей фигуры сечения проводятся временные (вспомогательные) оси координат $(x_{\text{вр}}, y_{\text{вр}})$ параллельно собственным осям отдельных фигур (желательно, чтобы временные оси проходили через центры тяжести простых фигур, что ведет к уменьшению объема вычислений).

5. Определяются координаты центра тяжести площади всего сечения по формулам (2.5).

6. Центр тяжести сечения наносится на чертеж, и из него проводятся опорные оси координат (x_c, y_c) параллельно временным осям.

7. Определяются осевые и центробежные моменты инерции сечения относительно опорных осей. При этом используют формулы для определения моментов инерции относительно параллельных осей:

$$J_{x_c} = \left(J_{x_1} + A_1 a_1^2\right)^{\text{I}} + \left(J_{x_2} + A_2 a_2^2\right)^{\text{II}} + \ldots + \left(J_{x_n} + A_n a_n^2\right)^{n};$$

$$J_{y_c} = \left(J_{y_1} + A_1 b_1^2\right)^{\text{I}} + \left(J_{y_2} + A_2 b_2^2\right)^{\text{II}} + \ldots + \left(J_{y_n} + A_n b_n^2\right)^{n}; \qquad (2.6)$$

$$J_{x_c y_c} = \left(J_{x_1 y_1} + A_1 a_1 b_1\right)^{\text{I}} + \left(J_{x_2 y_2} + A_2 a_2 b_2\right)^{\text{II}} + \ldots + \left(J_{x_n y_n} + A_n a_n b_n\right)^{n},$$

где $J_{x_1}, J_{x_2}, \ldots, J_{x_n}$ и $J_{y_1}, J_{y_2}, \ldots, J_{y_n}$ – моменты инерции простых фигур относительно собственных осей; $J_{x_1 y_1}, J_{x_2 y_2}, \ldots, J_{x_n y_n}$ – центробежные моменты инерции простых фигур относительно собственных осей; $a_1, a_2, \ldots, a_n$ – расстояния между собственными осями $x_1, x_2 \ldots, x_n$ простых фигур и центральной осью x_c; $b_1, b_2 \ldots, b_n$ – расстояния между собственными осями $y_1, y_2 \ldots, y_n$ простых фигур и центральной осью y_c (с учетом знаков).

8. Определяется положение главных осей инерции по формуле:

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = \frac{2 \cdot J_{x_c y_c}}{J_{y_c} - J_{x_c}}. \qquad (2.7)$$

Положительным считается угол α_0, откладываемый против хода часовой стрелки.

9. Проводятся главные оси на чертеже под углом α_0 по отношению к центральным осям.

10. Определяются главные моменты инерции по формулам:

$$\begin{aligned} J_{x_0} &= J_{x_c} \cos^2 \alpha_0 + J_{y_c} \sin^2 \alpha_0 - J_{x_c y_c} \sin 2\alpha_0; \\ J_{y_0} &= J_{x_c} \sin^2 \alpha_0 + J_{y_c} \cos^2 \alpha_0 + J_{x_c y_c} \sin 2\alpha_0 \end{aligned} \qquad (2.8)$$

или

$$J_{\max/\min} = \frac{J_{x_c} + J_{y_c}}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{\left(J_{x_c} - J_{y_c}\right)^2 + 4 \cdot J_{x_c y_c}^2}. \qquad (2.9)$$

11. Проводится проверка правильности решения задачи в двух вариантах:

а) суммы главных моментов инерции и моментов инерции относительно центральных осей должны быть равны

$$J_{x_0} + J_{y_0} = \left(J_{x_c} + J_{y_c}\right) \pm 5\ \%; \qquad (2.10)$$

б) центробежный момент инерции относительно главных осей должен быть равен нулю

$$J_{x_0y_0} = \frac{J_{x_c} - J_{y_c}}{2}\sin 2\alpha_0 + J_{x_cy_c}\cos 2\alpha_0 = 0\,. \qquad (2.11)$$

Пример 2.1.

Для заданного поперечного сечения, состоящего из швеллера и равнополочного уголка (рис. 2.1), требуется:

1) определить положение центра тяжести;

2) найти осевые и центробежный моменты инерции относительно осей, проходящих через центр тяжести;

3) определить направления главных центральных осей x_0 и y_0;

4) найти моменты инерции относительно главных центральных осей;

5) вычертить сечение в масштабе 1:2 и указать на нем все размеры в числах и все оси.

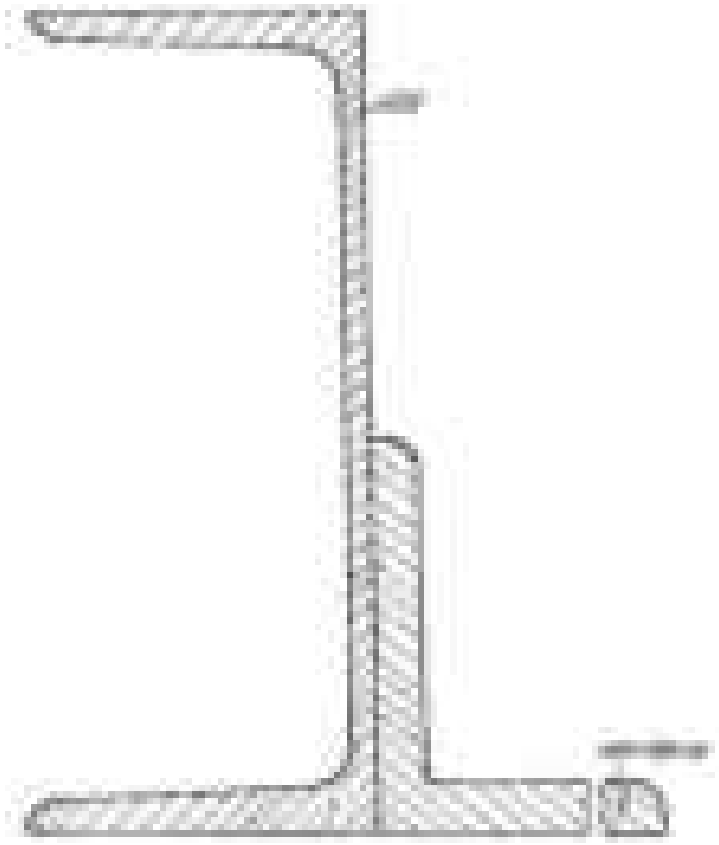


Рис. 2.1.

Решение.

1. Проводим временные оси $x_{\text{вр}}$ и $y_{\text{вр}}$ через левый нижний угол сечения (рис. 2.2) и разбиваем сечение на две фигуры: швеллер I и уголок II.

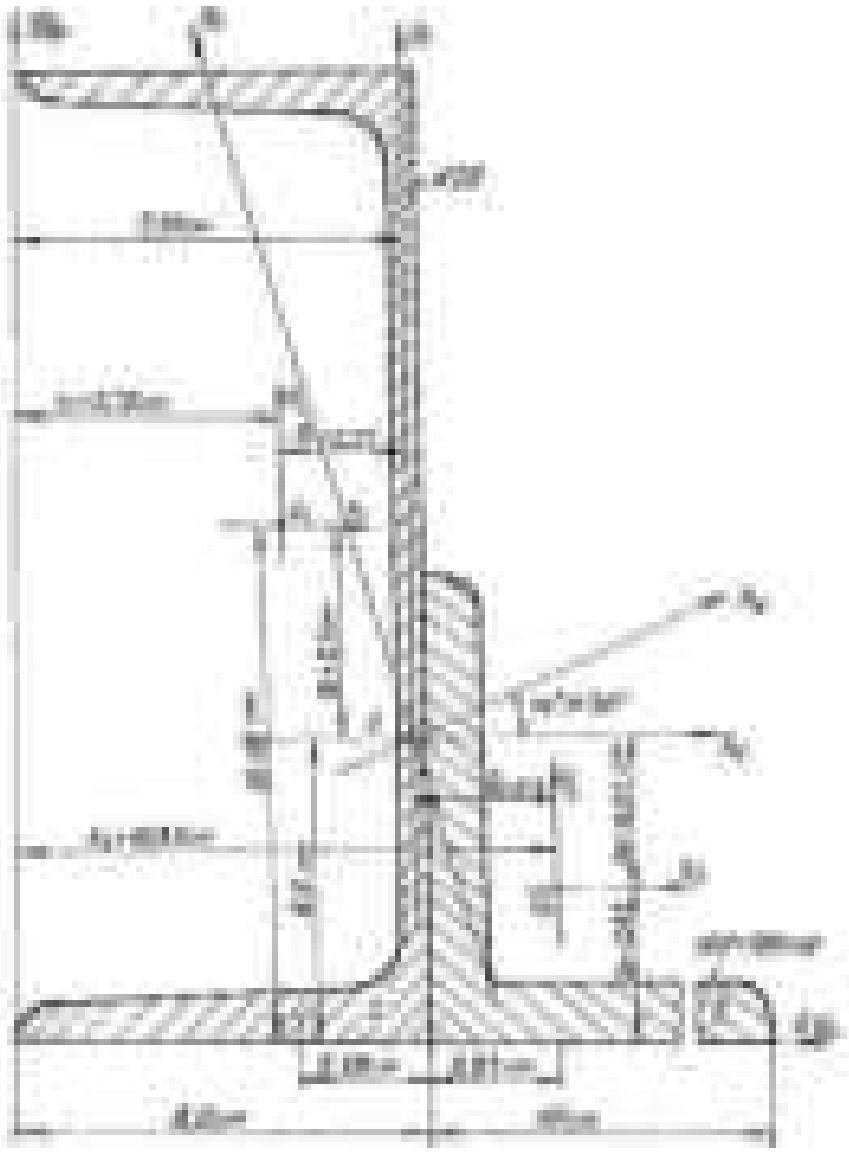


Рис. 2.2.

Основные данные фигур выписываем из таблиц сортамента проката.

Швеллер № 20а: $A_1 = 25{,}2$ см^2, $Z_0 = 2{,}28$ см, $J_{x_1} = 1670$ см^4, $J_{y_1} = 139$ см^4.

Уголок 100×100×10 мм: $A_2 = 19{,}2$ см^2, $Z_0 = 2{,}83$ см, $J_{x_0} = 284$ см^4, $J_{y_0} = 74{,}1$ см^4, $J_{x_2} = J_{y_2} = 179$ см^4 (рис. 2.3).

Координаты центра тяжести сечения

$$x_c = \frac{\left(A_1 x_1 + A_2 x_2\right)}{\left(A_1 + A_2\right)} = \frac{25{,}2 \cdot 5{,}72 + 19{,}2 \cdot 10{,}83}{25{,}2 + 19{,}2} = 7{,}93 \text{ см};$$

$$y_c = \frac{\left(A_1 y_1 + A_2 y_2\right)}{\left(A_1 + A_2\right)} = \frac{25{,}2 \cdot 10 + 19{,}2 \cdot 2{,}83}{25{,}2 + 19{,}2} = 6{,}9 \text{ см};$$

где A_1, A_2 – площади поперечного сечения первой и второй фигур; x_1, x_2, y_1, y_2 – координаты центров тяжести фигур относительно временных осей.

По значениям координат центра тяжести фигуры наносим точку C (см. рис. 2.2.) и проводим центральные оси x_c и y_c параллельно временным осям.

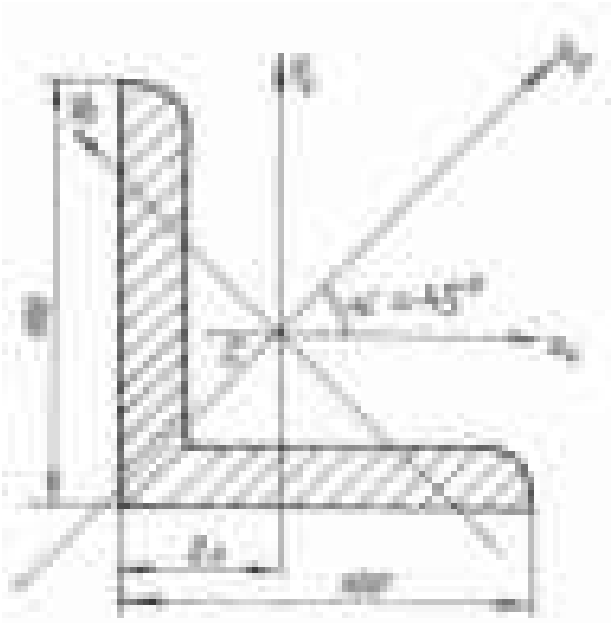


Рис. 2.3.

2. Вычисляем осевые моменты инерции относительно центральных опорных осей

$$J_{x_C} = \left(J_{x_C}\right)^{\text{I}} + \left(J_{x_C}\right)^{\text{II}} = \left(J_{x_1} + A_1 a_1^2\right) + \left(J_{x_2} + A_2 a_2^2\right) =$$

$$= \left[1670 + 25{,}2\left(3{,}1\right)^2\right] + \left[179 + 19{,}2\left(-4{,}07\right)^2\right] = 2409 \text{ см}^4;$$

$$J_{y_C} = \left(J_{y_C}\right)^{\text{I}} + \left(J_{y_C}\right)^{\text{II}} = \left(J_{y_1} + A_1 b_1^2\right) + \left(J_{y_2} + A_2 b_2^2\right) =$$

$$= \left[139 + 25{,}2\left(\text{-}2{,}21\right)^2\right] + \left[179 + 19{,}2\left(2{,}9\right)^2\right] = 603 \text{ см}^4.$$

3. Вычисляем центробежный момент инерции сечения относительно осей x_c и y_c. Центробежный момент швеллера относительно собственных осей равен 0, так как его оси проходят через центр тяжести и одна из них является осью симметрии.

Для уголка собственные центральные оси, т. е. оси x_2 и y_2 не являются главными, поэтому центробежный момент уголка в этой системе координат не равен 0. Вычислим его.

Из таблиц сортамента

$$J_{x_0} = 284 \text{ см}^4; \quad J_{y_0} = 74{,}1 \text{ см}^4;$$

$$J_{x_2y_2} = \frac{\left(J_{x_0} - J_{y_0}\right)}{2}\sin 2\alpha + J_{x_0y_0}\cos 2\alpha = \frac{284 - 74{,}1}{2}(-1) + 0 = -104{,}95 \text{ см}^4.$$

Угол α отрицателен, так как поворот осей x_0, y_0 направлен по ходу часовой стрелки.

$$J_{x_cy_c} = \left(J_{x_cy_c}\right)^{\text{I}} + \left(J_{x_cy_c}\right)^{\text{II}} = (J_{x_1y_1} + A_1a_1b_1) + (J_{x_2y_2} + A_2a_2b_2) =$$

$$= [0 + 25{,}2(3{,}1)(-2{,}21)] + [-104{,}95 + 19{,}2(-4{,}07)(2{,}90)] =$$

$$= -172{,}0 - 104{,}95 - 225 = -501{,}95 \text{ см}^4.$$

Угол поворота главных осей инерции

$$\text{tg}2\alpha_0 = \frac{2J_{x_cy_c}}{\left(J_{y_c} - J_{x_c}\right)} = \frac{2(-501{,}95)}{(603 - 2409)} = 0{,}555, \quad 2\alpha_0 = 29^{\text{o}}03', \quad \alpha_0 = 14^{\text{o}}31'30''.$$

4. Откладываем полученный угол против хода часовой стрелки от центральных осей x_c, y_c и проводим главные оси инерции x_0, y_0 (см. рис. 2.2).

5. Определяем главные моменты инерции

$$J_{x_0} = J_{x_c}\cos^2\alpha_0 + J_{y_c}\sin^2\alpha_0 - J_{x_cy_c}\sin 2\alpha_0 = 2536 \text{ см}^4;$$

$$J_{y_0} = J_{x_c}\sin^2\alpha_0 + J_{y_c}\cos^2\alpha_0 + J_{x_cy_c}\sin 2\alpha_0 = 476 \text{ см}^4.$$

Так как $J_{x_c} > J_{y_c}$, то $J_{\max}$ будет относительно оси x_0, а $J_{\min}$ будет относительно оси y_0.

Проверка.

а) Согласно формуле (2.10)

$$J_{x_c} + J_{y_c} = \left(J_{x_0} + J_{y_0}\right) \pm 5\ \%;$$

$$(2409 + 603)\cdot 10^{-8} = (2536 + 476)\cdot 10^{-8} \text{ м}^4;$$

$$3012\cdot 10^{-8} \text{ см}^4 = 3012\cdot 10^{-8} \text{ см}^4.$$

б) Согласно формуле (2.11)

$$J_{x_0y_0} = \frac{\left(J_{x_c} - J_{y_c}\right)}{2}\sin 2\alpha_0 + J_{x_cy_c}\cos 2\alpha_0 = 0;$$

$$J_{x_0y_0} = \frac{(2409-603)}{2}\sin 2\left(14^\circ 31' 30''\right) - 501{,}95 \cdot \cos 2\left(14^\circ 31' 30''\right) = 0;$$
$$J_{x_0y_0} = 438 - 438 = 0.$$

Проверка показывает, что главные моменты инерции определены правильно.

6. Вычерчиваем поперечное сечение в масштабе 1:2 с указанием всех осей и размеров.

Пример 2.2.

Для заданного поперечного сечения (рис. 2.4) определить положение центра тяжести, найти положение главных осей инерции и значения главных моментов инерции.

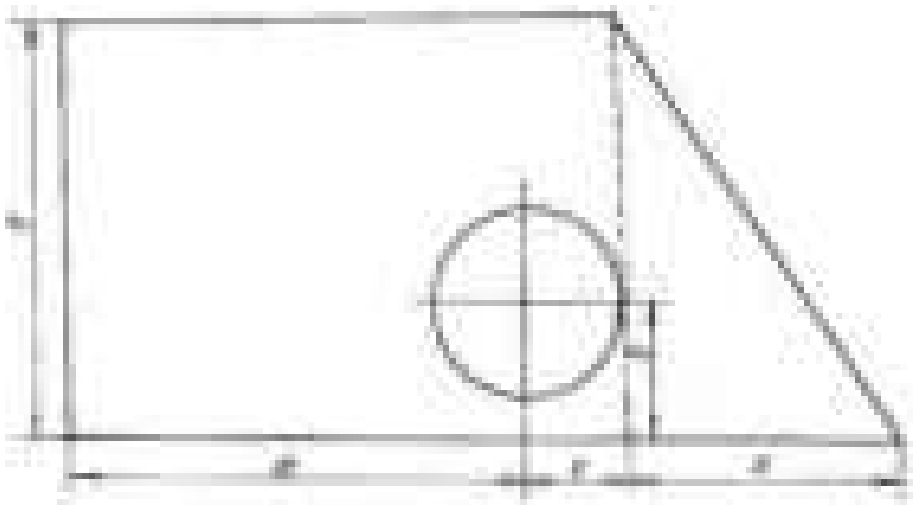


Рис. 2.4.

Решение.

1. Чертим поперечное сечение в масштабе 1:1;

2. Разбиваем сечение на простейшие фигуры: I – прямоугольник, II – прямоугольный треугольник, III – круг;

3. Проводим временные оси $x_{вр}$ и $y_{вр}$ через левый нижний угол заданного сечения (рис. 2.5).

4. Обозначив на рисунке центры тяжести простейших фигур, находим их координаты относительно временных осей и определяем площади фигур

$$C_1\begin{cases} x_1 = 6 \text{ см}; \\ y_1 = 4{,}5 \text{ см}; \end{cases} \qquad C_2\begin{cases} x_2 = 14 \text{ см}; \\ y_2 = 3 \text{ см}; \end{cases} \qquad C_3\begin{cases} x_3 = 10 \text{ см}; \\ y_3 = 3 \text{ см}. \end{cases}$$

$$A_1 = 108 \text{ см}^2, \qquad A_2 = 27 \text{ см}^2, \qquad A_3 = 12{,}56 \text{ см}^2.$$

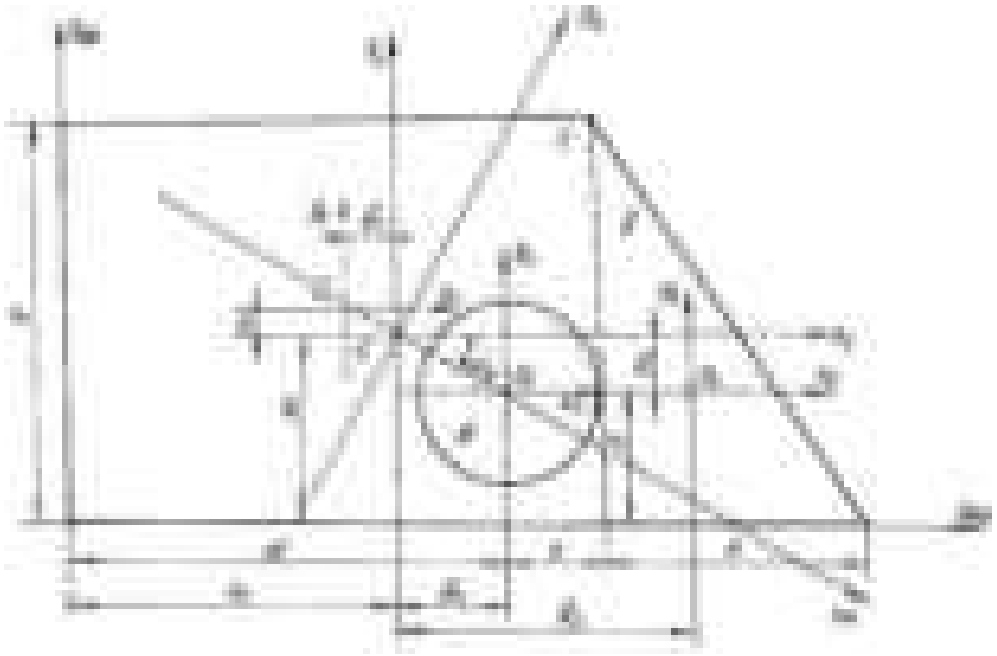


Рис. 2.5.

5. Определим координаты центра тяжести сечения

$$x_C = \frac{S_y}{A} = \frac{x_1 A_1 + x_2 A_2 - x_3 A_3}{A_1 + A_2 - A_3} = \frac{6 \cdot 108 + 14 \cdot 27 - 10 \cdot 12{,}56}{108 + 27 - 12{,}56} = 7{,}35 \text{ см};$$

$$y_C = \frac{S_x}{A} = \frac{y_1 A_1 + y_2 A_2 - y_3 A_3}{A_1 + A_2 - A_3} = \frac{4{,}5 \cdot 108 + 3 \cdot 27 - 3 \cdot 12{,}56}{108 + 27 - 12{,}56} = 4{,}32 \text{ см}.$$

Обозначим на рис. 2.5 положение центра тяжести C (x_c =7,35 см; y_c =4,32 см) и проведем центральные оси x_c и y_c параллельно временным осям.

6. Определим координаты центров тяжести простейших фигур $(C_1,\ C_2,\ C_3)$ относительно центральных осей x_c и y_c

$$C_1 \begin{cases} b_1 = x_1 - x_C = 1{,}35 \text{ см} \\ a_1 = y_1 - y_C = 0{,}18 \text{ см} \end{cases} \qquad C_2 \begin{cases} b_2 = x_2 - x_C = 6{,}65 \text{ см} \\ a_2 = y_2 - y_C = -1{,}32 \text{ см} \end{cases}$$

$$C_3 \begin{cases} b_3 = x_3 - x_C = 2{,}65 \text{ см} \\ a_3 = y_3 - y_C = -1{,}32 \text{ см}. \end{cases}$$

7. Определим моменты инерции простейших фигур относительно их центральных осей

Для прямоугольника:

$$J_{x_1} = \frac{bh^3}{12} = \frac{12 \cdot 9^3}{12} = 729 \text{ см}^4;\ J_{y_1} = \frac{b^3 h}{12} = \frac{12^3 \cdot 9}{12} = 1296 \text{ см}^4;\ J_{x_1 y_1} = 0.$$

Для треугольника:

$$J_{x_2}=\frac{bh^3}{36}=\frac{6\cdot 9^3}{36}=121{,}5\text{ см}^4;\qquad J_{y_2}=\frac{b^3h}{36}=\frac{6^3\cdot 9}{36}=54\text{ см}^4;$$

$$J_{x_2y_2}=-\frac{b^2h^2}{72}=-\frac{6^2\cdot 9^2}{72}=-40{,}5\text{ см}^4,$$

знак минус указывает на преобладание суммарной отрицательной части площади поперечного сечения.

Для круга:

$$J_{x_3}=J_{y_3}=\frac{\pi d^4}{64}=\frac{3{,}14\cdot 4^4}{64}=12{,}56\text{ см}^4;\qquad J_{x_3y_3}=0.$$

8. Определим моменты инерции всего сечения относительно центральных осей x_c и y_c, используя формулы моментов инерции относительно параллельных осей

$$J_{x_c}=\left(J_{x_c}\right)^{\text{I}}+\left(J_{x_c}\right)^{\text{II}}-\left(J_{x_c}\right)^{\text{III}}=\left(J_{x_1}+A_1a_1^2\right)+\left(J_{x_2}+A_2a_2^2\right)-\left(J_{x_3}+A_3a_3^2\right)=$$

$$=\left(729+0{,}18^2\cdot 108\right)+\left(121{,}5+(-1{,}32)^2\cdot 27\right)-\left(12{,}56+(-1{,}32)^2\cdot 12{,}56\right)=866{,}6\text{ см}^4;$$

$$J_{y_c}=\left(J_{y_c}\right)^{\text{I}}+\left(J_{y_c}\right)^{\text{II}}-\left(J_{y_c}\right)^{\text{III}}=\left(J_{y_1}+A_1b_1^2\right)+\left(J_{y_2}+A_2b_2^2\right)-\left(J_{y_3}+A_3b_3^2\right)=$$

$$=\left(1296+(-1{,}35)^2\cdot 108\right)++\left(54+6{,}65^2\cdot 27\right)-\left(12{,}56+2{,}65^2\cdot 12{,}56\right)=1093{,}32\text{ см}^4;$$

$$J_{x_cy_c}=\left(J_{x_cy_c}\right)^{\text{I}}+\left(J_{x_cy_c}\right)^{\text{II}}-\left(J_{x_cy_c}\right)^{\text{III}}=$$

$$=\left(J_{x_1y_1}+a_1b_1A_1\right)+\left(J_{x_2y_2}+a_2b_2A_2\right)-\left(J_{x_3y_3}+a_3b_3A_3\right)=$$

$$=\left(0+0{,}18\cdot(-1{,}35)\cdot 108\right)+\left(-40{,}5+(-1{,}32)\cdot 6{,}65\cdot 27\right)-\left(0+(-1{,}32)\cdot 2{,}56\cdot 12{,}56\right)=$$

$$=-259{,}82\text{ см}^4.$$

Получили, что центробежный момент сечения $J_{x_cy_c}\neq 0$, следовательно, оси x_c и y_c не являются главными осями инерции.

9. Найдём положение главных осей инерции по формуле:

$$\operatorname{tg}2\alpha_0=\frac{-2\cdot J_{x_cy_c}}{J_{x_c}-J_{y_c}}=-2{,}29;\text{ откуда }\ 2\cdot\alpha_0=-66^{\text{o}}20';\ \ \alpha_0=-33^{\text{o}}10'.$$

10. Проводим главные оси инерции x_0, y_0 под углом α_0 относительно центральных осей и определяем значение главных моментов инерции

$$J_{x_0}=J_{x_c}\cos^2\alpha_0+J_{y_c}\sin^2\alpha_0-J_{x_cy_c}\sin 2\alpha_0=696{,}48\text{ см}^4;$$

$$J_{y_0} = J_{x_c}\sin^2\alpha_0 + J_{y_c}\cos^2\alpha_0 + J_{x_c y_c}\sin 2\alpha_0 = 1263{,}42 \text{ см}^4.$$

$$J_{\min} = J_{x_0} = 696{,}48 \text{ см}^4; \qquad J_{\max} = J_{y_0} = 1263{,}42 \text{ см}^4.$$

Проверка.

а) Согласно формуле (2.10)

$$J_{x_c} + J_{y_c} = \left(J_{x_0} + J_{y_0}\right) \pm 5\%;$$

$$\left(866{,}6 + 1093{,}32\right)\cdot 10^{-8} = \left(696{,}48 + 1263{,}42\right)\cdot 10^{-8} \text{ м}^4;$$

$$1959{,}9\cdot 10^{-8}\text{см}^4 = 1959{,}9\cdot 10^{-8}\text{см}^4.$$

б) Согласно формуле (2.11)

$$J_{x_0 y_0} = \frac{\left(J_{x_c} - J_{y_c}\right)}{2}\sin 2\alpha_0 + J_{x_c y_c}\cos 2\alpha_0 = 0;$$

$$J_{x_0 y_0} = \frac{\left(866{,}6 - 1093{,}32\right)}{2}\sin 2\left(-33^{\circ}10'\right) + \left(-259{,}82\right)\cos 2\left(-33^{\circ}10'\right) = 0;$$

$$J_{x_0 y_0} = 104 - 104 = 0.$$

Проверка показывает, что главные моменты инерции определены правильно.

2.1. Задания для определения главных моментов инерции

а) Для заданного поперечного сечения (табл. 2.1), состоящего из швеллера и равнополочного уголка или из швеллера и двутавра (табл. 2.2), требуется:

1. Определить положение центра тяжести;
2. Найти осевые и центробежный моменты инерции относительно осей x_C и y_C, проходящих через центр тяжести сечения;
3. Определить положение главных осей инерции x_0 и y_0;
4. Найти главные моменты инерции относительно главных осей x_0 и y_0;
5. Вычертить сечение в выбранном масштабе и указать на нем все размеры в числах и все оси;
6. Сделать проверочные расчеты.

б) Для заданного поперечного сечения (табл. 2.3) требуется:

1. Определить положение центра тяжести;
2. Найти осевые и центробежный моменты инерции относительно осей x_C и y_C, проходящих через центр тяжести сечения;
3. Определить положение главных осей инерции x_0 и y_0;

4. Найти главные моменты инерции относительно главных осей x_0 и y_0;

5. Сделать проверочные расчеты.

Таблица 2.1

Номер варианта	Тип сечения	Швеллер №	Равнобокий уголок, мм	Двутавр №
1	I	14	80×80×8	12
2	II	16	80×80×6	14
3	III	18	90×90×8	16
4	IV	20	90×90×7	18
5	V	22	90×90×6	20а
6	VI	24	100×100×8	20
7	VII	27	100×100×10	22а
8	VIII	30	100×100×12	22
9	IX	33	125×125×10	24а
10	X	36	125×125×12	24

Таблица 2.2

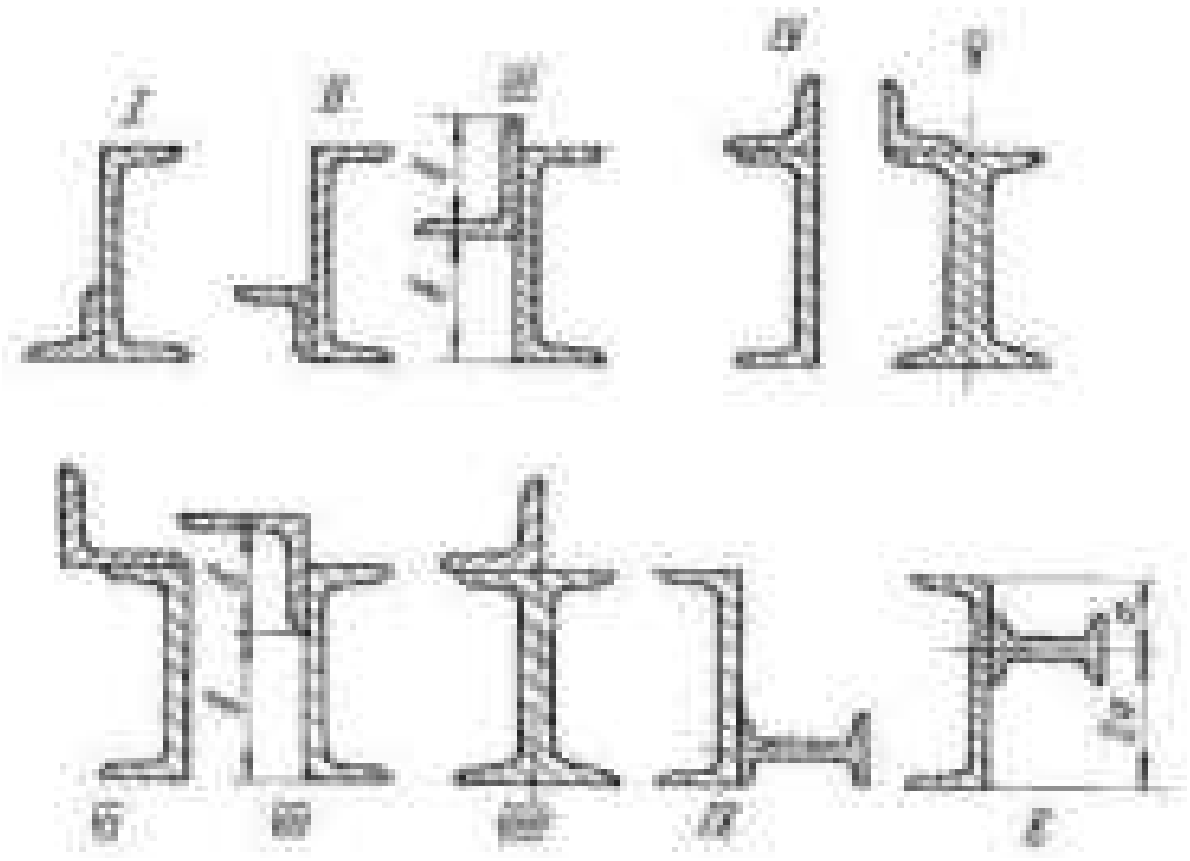
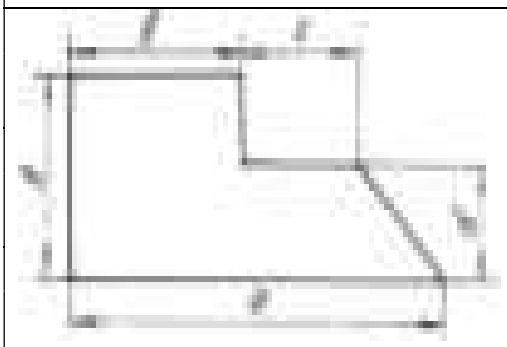
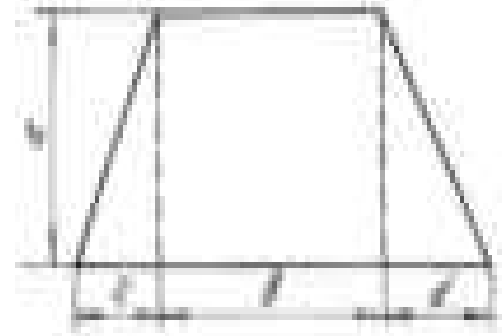
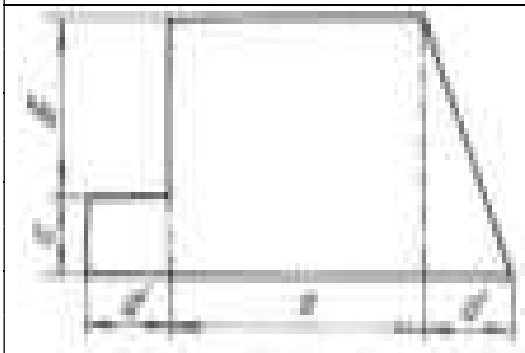
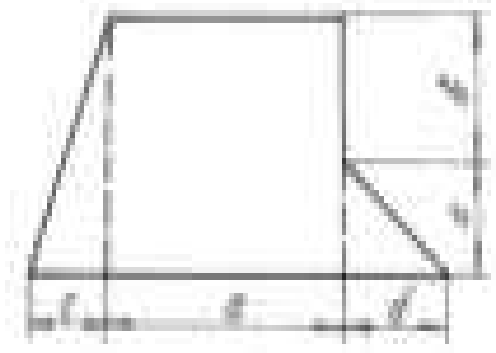
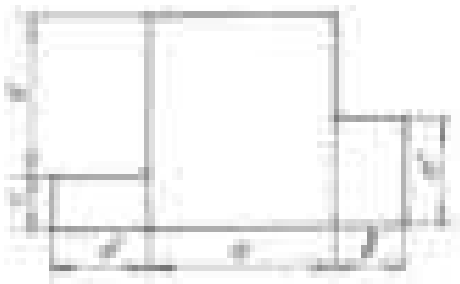
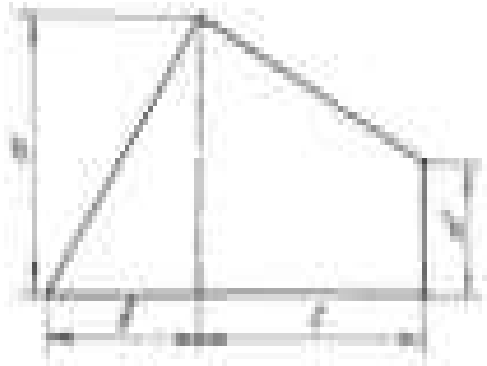
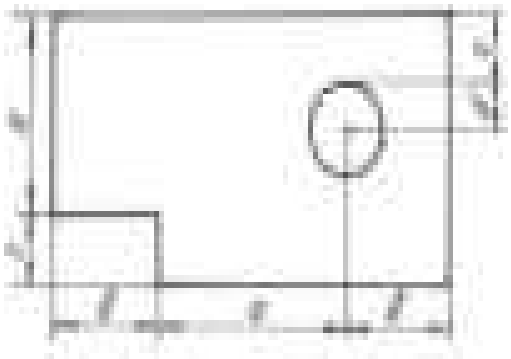


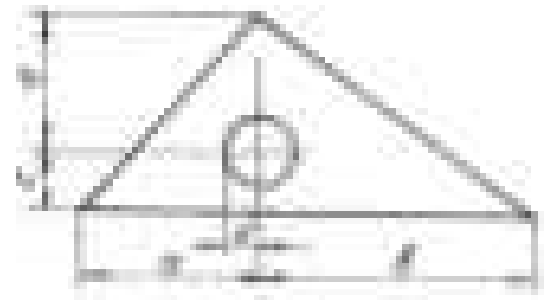
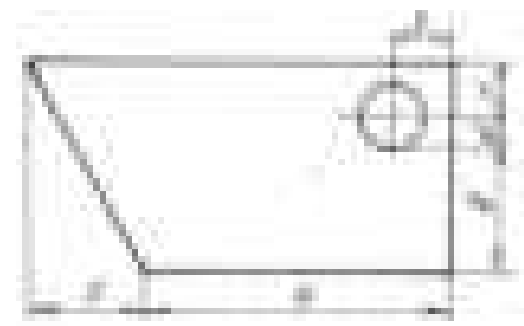
Таблица 2.3

Вид поперечного сечения	Номер варианта	*a*, см	*в*, см	*c*, см	*d*, см
	1	12	6	4	2
	2	16	10	2	6
	3	9	6	1	3
	4	6	9	3	5
	5	7	8	6	9
	6	8	6	4	6
	7	9	5	2	3
	8	6	4	3	4
	9	5	2	4	4
	10	4	3	2	5
	11	7	5	3	2
	12	9	4	4	6
	13	7	5	3	3
	14	6	3	6	4
	15	4	2	5	6

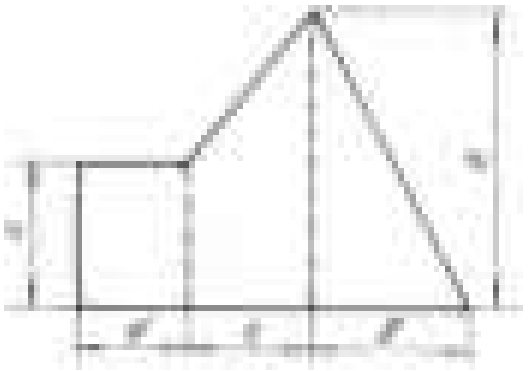
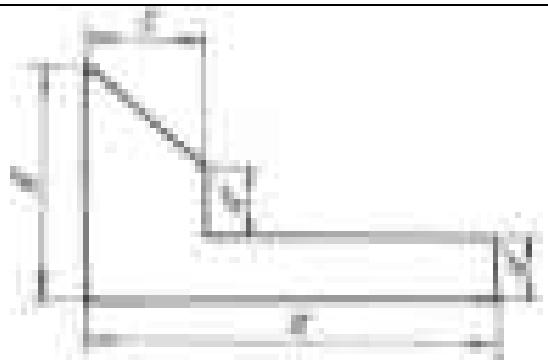
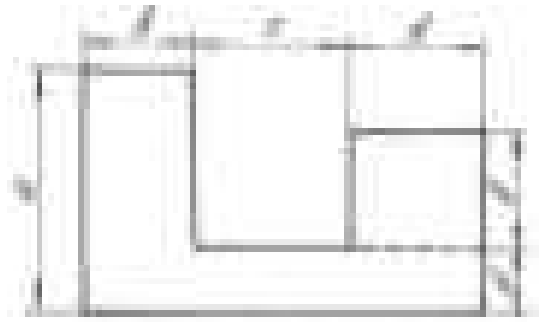
Продолжение табл. 2.3

Вид поперечного сечения	Номер варианта	*a*, см	*в*, см	*c*, см	*d*, см
	16	12	9	4	6
	17	18	12	5	8
	18	14	6	6	7
	19	15	19	3	4
	20	12	10	6	6
	21	16	8	9	4
	22	20	9	8	12
	23	14	14	12	6
	24	24	20	10	4
	25	10	8	4	3
	26	11	9	6	6
	27	13	12	5	9
	28	15	10	5	6
	29	8	4	8	12
	30	8	5	2	2
	31	9	4	1	2
	32	6	9	3	3
	33	10	6	4	1
	34	12	8	5	1

Продолжение табл. 2.3

Вид поперечного сечения	Номер варианта	*a*, см	*в*, см	*c*, см	*d*, см
	35	6	6	3	4
	36	9	4	6	5
	37	10	6	12	9
	38	12	9	10	6
	39	12	10	3	1
	40	10	12	3	2
	41	9	12	3	1
	42	8	10	3	2
	43	20	12	4	4
	44	18	10	3	5
	45	12	9	5	6
	46	15	12	6	4
	47	10	4	3	1
	48	12	6	4	2
	49	14	5	5	3
	50	16	6	4	1

Окончание табл. 2.3

Вид поперечного сечения	Номер варианта	*а*, см	*в*, см	*с*, см	*d*, см
	51	12	10	6	3
	52	18	12	4	9
	53	20	14	8	6
	54	22	16	10	4
	55	30	12	12	4
	56	24	14	10	6
	57	18	16	9	5
	58	12	10	8	3
	59	9	6	2	4
	60	6	5	4	2
	61	10	8	3	8
	62	12	9	4	1
	63	20	10	6	3
	64	12	6	4	3
	65	15	9	3	6
	66	18	10	9	6

Глава 3
ДЕФОРМАЦИЯ КРУЧЕНИЯ ВАЛА

Деформация кручения возникает при действии на вал пар сил, действующих в плоскостях, перпендикулярных к его продольной оси. При расчетах вала на кручение выполняются следующие условия прочности и жесткости:

$$\tau_{max} \le \tau_{adm}, \quad \varphi_{max} \le \varphi_{adm},$$

где τ_{max} – максимальное касательное напряжение, φ_{max} – максимальный угол закручивания вала.

Для определения максимального касательного напряжения и максимального угла закручивания необходимо иметь представление о том, как изменяется величина крутящего момента по длине вала. Текущие значения крутящих моментов определяются графиками их изменения, называемыми эпюрами. Вал по длине делится на участки вертикальными линиями, проведенными через те сечения, где приложены моменты пар сил. На каждом участке крутящий момент имеет постоянное значение и равен алгебраической сумме моментов относительно продольной оси, приложенных слева от сечения, проведенного условно на данном участке, или же приложенных справа от этого сечения.

Правило знаков: момент в сечении считается положительным, если, смотря на торцевое крайнее правое сечение вала, момент направлен по ходу часовой стрелки. Параллельно продольной оси вала проводится нулевая линия, от которой положительные моменты откладываются вверх, отрицательные – вниз в выбранном масштабе. Эпюра штрихуется вертикальными линиями. Диаметр сечения вала определяется из условия прочности

$$\tau_{max} = \frac{T_{max}}{W_p} \le \tau_{adm}, \tag{3.1}$$

где T_{max} – максимальный крутящий момент из эпюры T; $W_p = \dfrac{J_p}{d/2} = \dfrac{\left(\pi d^4/32\right)}{\left(d/2\right)} = \dfrac{\pi d^3}{16}$ – полярный момент сопротивления кручению поперечного сечения.

Исходя из условия прочности $\dfrac{\pi d^3}{16} \ge \dfrac{T_{max}}{\tau_{adm}}$, можно определить диаметр вала

$$d \ge \sqrt[3]{\frac{16T_{max}}{\left(\pi\tau_{adm}\right)}} \quad . \tag{3.2}$$

Углы закручивания вала на отдельных участках определяются по формуле:

$$\varphi = \frac{Tl}{GJ_p}, \tag{3.3}$$

где T − крутящий момент на рассматриваемом участке вала, взятый из эпюры моментов; l - длина участка вала; GJ_p − жесткость вала при кручении; G − модуль сдвига; $J_p = \frac{\pi d^4}{32}$ − полярный момент инерции поперечного сечения вала.

При построении эпюры углов закручивания вала необходимо помнить, что полный угол закручивания равен алгебраической сумме углов закручивания вала на отдельных участках. Значения углов закручивания в промежуточных сечениях определяются по формуле:

$$\alpha_{\text{прав}} = \alpha_{\text{лев}} + \varphi, \tag{3.4}$$

где $\alpha_{\text{лев}}$ − суммарный угол закручивания всех участков, которые находятся слева от рассматриваемого участка; φ − угол закручивания на данном участке.

Для определения максимального относительного угла закручивания определяют углы для каждого участка по формуле:

$$\theta = \frac{\varphi}{l}, \tag{3.5}$$

где l − длина рассматриваемого участка.

Пример 3.1.

К стальному валу приложены три известных момента: T_1=1100 Н·м, T_2=1400 Н·м, T_3 = 1800 Н·м, a = 1,1 м, b = 1,4 м, c = 1,8 м (рис. 3.1).

Требуется:

1. Установить, при каком значении момента X угол закручивания правого концевого сечения вала равен нулю.

2. Построить эпюру крутящих моментов.

3. При заданном значении τ_{adm} определить диаметр вала из расчета на прочность и округлить его величину до ближайшего большого, соответственно равного 30, 35,40, 45, 50, 60, 70, 80, 90, 100 мм.

4. Построить эпюру углов закручивания.

5. Найти наибольший относительный угол закручивания и проверить вал на жесткость при $\theta_{\text{adm}} = 1{,}5\,\text{град}/\text{м}$.



Рис. 3.1.

Решение.

1. Задача является статически неопределимой, так как невозможно определить из одного уравнения равновесия два неизвестных момента T_p и X. Для решения составим одно уравнение статики и одно уравнение совместности деформации. Уравнение статики представляем в виде уравнения моментов относительно продольной оси вала

$$\sum T = T_p + T_1 - T_2 - T_3 + X = 0\,.$$

Угол закручивания правого концевого сечения может быть выражен как алгебраическая сумма взаимных углов закручивания сечений отдельных участков под действием каждого из моментов в отдельности

$$\sum \varphi = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 + \varphi_4 = 0\,,$$

где φ_1 – угол закручивания вала на участке 0-1 под действием момента T_1; φ_2 – угол закручивания вала на участке под действием момента T_2; φ_3 – угол закручивания вала на участке под действием момента T_3; φ_4 – угол закручивания вала на участке 3-4 под действием неизвестного момента *X*.

При этом

$$\varphi_1 = \frac{T_1 a}{GJ_p};\quad \varphi_2 = -\frac{T_2\left(a+b\right)}{GJ_p};\quad \varphi_3 = -\frac{T_3\left(a+b+c\right)}{GJ_p};\quad \varphi_4 = \frac{X\left(2a+b+c\right)}{GJ_p}.$$

$$\sum \varphi = \frac{T_1 a}{GJ_p} - \frac{T_2\left(a+b\right)}{GJ_p} - \frac{T_3\left(a+b+c\right)}{GJ_p} + \frac{X\left(2a+b+c\right)}{GJ_p} =$$

$$= T_1 a - T_2\left(a+b\right) - T_3\left(a+b+c\right) + X\left(2a+b+c\right) = 0.$$

Подставив данные, получим

$$1100 \cdot 1{,}1 - 1400 \cdot 2{,}5 - 1800 \cdot 4{,}3 + X \cdot 5{,}4 = 0\,;$$

откуда $X = \dfrac{-1210 + 3500 + 7740}{5{,}4} = 1857$ Н·м.

Реактивный момент находим из уравнения статики:

$$T_p = -T_1 + T_2 + T_3 - X;$$

$$T_p = -1100 + 1400 + 1800 - 1857 = 243 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2. Для построения эпюры моментов (рис. 3.2) определяем значения мо-

ментов методом сечений.

В сечении IV-IV $T_{\text{IV}} = 1857$ Н·м.

В сечении III-III $T_{\text{III}} = 1857 - 1800 = 57$ Н·м.

В сечении II-II $T_{\text{II}} = 1857 - 1800 - 1400 = -1343$ Н·м.

В сечении I-I $T_{\text{I}} = 1857 - 1800 - 1400 + 1100 = -243$ Н·м.

3. Найдем полярный момент инерции сечения

$$W_P \geq \frac{|T_{\max}|}{\tau_{\text{adm}}} \geq \frac{1857}{60 \cdot 10^6} \geq 30{,}95 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3,$$

где $\tau_{\text{adm}} = 60$ МПа; $T_{\max} = 1857$ Нм.

Из соотношения $W_p = \frac{\pi d^3}{16}$ найдем диаметр вала:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot W_P}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 30{,}95 \cdot 10^{-6}}{3{,}14}} = 5{,}5 \cdot 10^{-2} \text{ м} = 55 \text{ мм}.$$

Принимаем диаметр вала равным 60 мм.

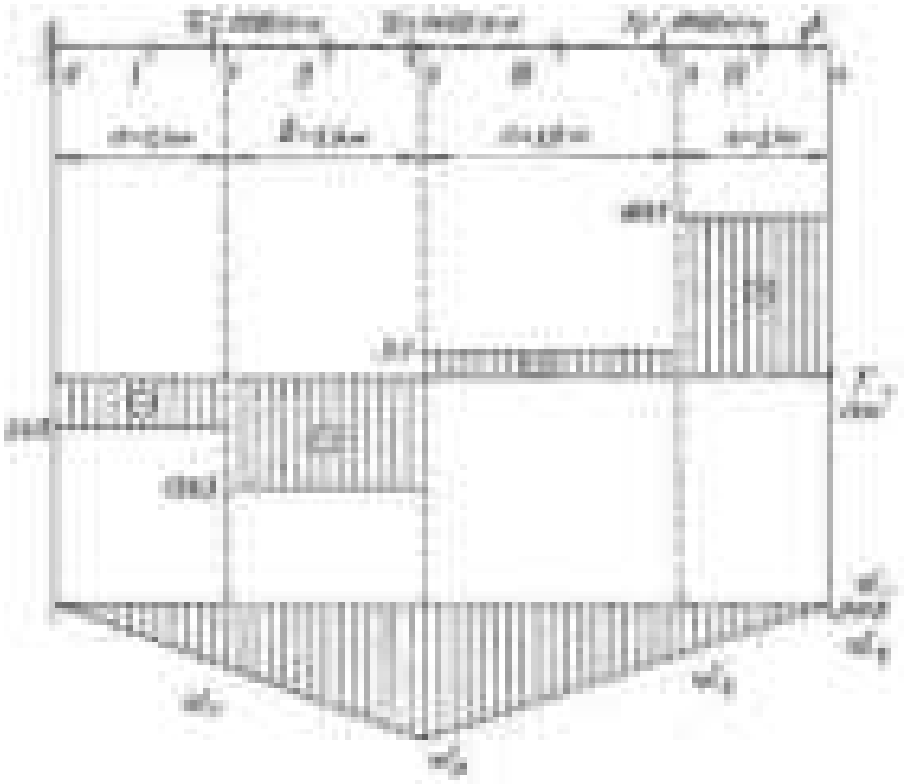


Рис. 3.2.

4. Углы закручивания вала на участках находим по формуле (3.3). Для этого сначала найдем J_p

$$J_p = \frac{3{,}14 \cdot 6^4}{32} = 127{,}2 \text{ см}^4 = 127{,}2 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4.$$

$$\varphi_{\text{I}} = \frac{T_{\text{I}} a}{G J_p} = -\frac{243 \cdot 10^{-6} \cdot 1{,}1}{8 \cdot 10^4 \cdot 127{,}2 \cdot 10^{-8}} = -0{,}0026 \text{ рад};$$

$$\varphi_{\text{II}} = \frac{T_{\text{II}} b}{G J_p} = -\frac{-1343 \cdot 10^{-6} \cdot 1{,}4}{8 \cdot 10^4 \cdot 127{,}2 \cdot 10^{-8}} = -0{,}0185 \text{ рад};$$

$$\varphi_{\text{III}} = \frac{T_{\text{III}} c}{G J_p} = \frac{57 \cdot 10^{-6} \cdot 1{,}8}{8 \cdot 10^4 \cdot 127{,}2 \cdot 10^{-8}} = 0{,}0010 \text{ рад};$$

$$\varphi_{\text{IV}} = \frac{T_{\text{IV}} a}{G J_p} = \frac{1857 \cdot 10^{-6} \cdot 1{,}1}{8 \cdot 10^4 \cdot 127{,}2 \cdot 10^{-8}} = 0{,}0200 \text{ рад}.$$

В месте жёсткой заделки в сечении 0 вал неподвижен. По формуле (3.4), находим угол закручивания вала в сечениях 1, 2, 3, 4:

$\alpha_1 = \alpha_0 + \varphi_{\text{I}} = 0 - 0{,}0026$ рад;

$\alpha_2 = \alpha_1 + \varphi_{\text{II}} = -0{,}0026 - 0{,}0185 = -0{,}0211$ рад;

$\alpha_3 = \alpha_2 + \varphi_{\text{III}} = -0{,}0211 + 0{,}001 = -0{,}0201$ рад;

$\alpha_4 = \alpha_3 + \varphi_{\text{IV}} = -0{,}0201 + 0{,}02 = -0{,}0001 \approx 0$ рад.

Строим эпюру углов закручивания (см. рис.3.2). Относительный угол закручивания на каждом участке можно определить по формуле (3.5):

$$\theta_{\text{I}} = \frac{\varphi_{\text{I}}}{1{,}1} = -\frac{0{,}0026}{1{,}1} = -0{,}0023 \text{ рад/м};$$

$$\theta_{\text{II}} = \frac{\varphi_{\text{II}}}{1{,}4} = -\frac{0{,}0185}{1{,}4} = -0{,}0132 \text{ рад/м};$$

$$\theta_{\text{III}} = \frac{\varphi_{\text{III}}}{1{,}8} = \frac{0{,}0010}{1{,}8} = 0{,}0006 \text{ рад/м};$$

$$\theta_{\text{IV}} = \frac{\varphi_{\text{IV}}}{1{,}1} = \frac{0{,}0200}{1{,}1} = 0{,}0182 \text{ рад/м}.$$

5. Наибольшим является относительный угол закручивания на участке 3-4

$$\theta_{\max} = 0{,}0182 \text{ рад/м} = 0{,}0182 \frac{180^\circ}{\pi} = 1{,}04 \text{ град/м}.$$

Таким образом, $\theta_{\max} = 1{,}04$ град/м $< \theta_{\text{adm}} = 1{,}5$ град/м, т. е. условие жесткости выполняется.

Пример 3.2.

Шкив двухколодочного тормоза крана, имеющий диаметр $D = 300$ мм, жестко крепится на стальном валу диаметром $d = 30$ мм (рис. 3.3). Определить наибольшие напряжения кручения в сечении вала, если сила нажатия на колодки тормозного шкива Q = 820 Н, коэффициент трения скольжения между колодками и шкивом $f = 0{,}4$. Определить угол закручивания вала, если $l = 400$ мм.

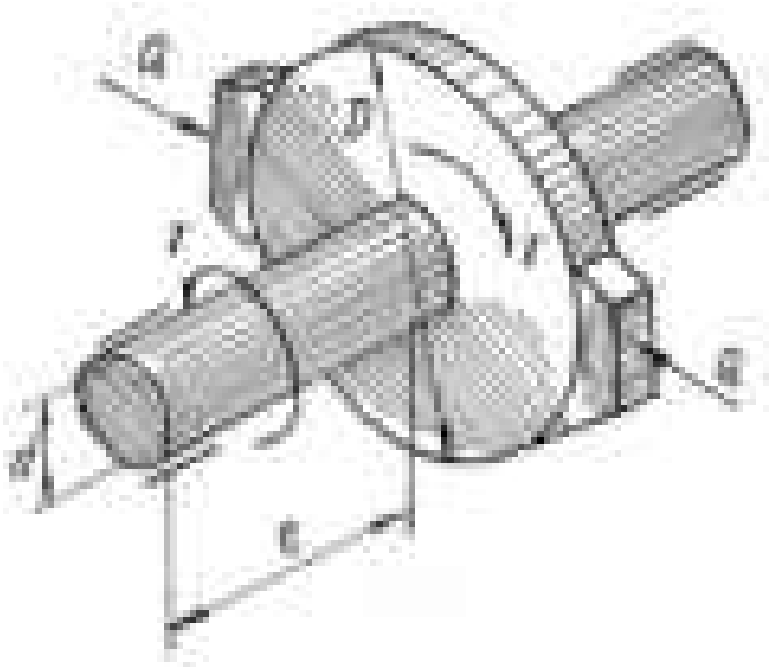


Рис. 3.3.

Решение.

Окружное усилие на тормозном шкиве равно силе трения, возникающей между колодками и шкивом

$$F = Qf = 820 \cdot 0{,}4 = 328 \text{ Н}.$$

Крутящий момент на тормозном шкиве

$$T = FD = 328 \cdot 30 \cdot 10^{-2} = 98{,}4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Полярный момент сопротивления и полярный момент инерции сечения вала равны

$$W_p = \frac{\pi}{16} d^3 = \frac{\pi}{16}\left(3 \cdot 10^{-2}\right)^3 = 5{,}3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$$J_p = \frac{\pi}{32} d^4 = \frac{\pi}{32}\left(3 \cdot 10^{-2}\right)^4 = 7{,}96 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4.$$

Наибольшее касательное напряжение в сечении определяем по формуле (3.1)

$$\tau_{\max} = \frac{T}{W_P} = \frac{98,4}{5,3 \cdot 10^{-6}} = 18,5 \cdot 10^6 \text{ Па} = 18,5 \text{ МПа}.$$

Угол закручивания вала тормозного шкива

$$\varphi = \frac{Tl}{GJ_p} \cdot \frac{180^\circ}{\pi} = \frac{98,4 \cdot 0,4}{8 \cdot 10^{-10} \cdot 7,96 \cdot 10^{-8}} \cdot \frac{180^\circ}{\pi} = 0,36^\circ,$$

следовательно $\varphi = 22'$.

Пример 3.3.

К стальному валу, оба конца которого защемлены (рис. 3.4, *а*), приложен крутящий момент $T = 440$ Н·м. Определить реактивные моменты в опорах A и B и построить эпюру крутящих моментов при $l_1 = 0,2$ м, $l = 0,8$ м.

Решение.

Обозначим реактивные моменты в защемлении через T_A и T_B. Из статики знаем уравнение равновесия

$$-T_A + T - T_B = 0 \text{ или } T_A + T_B = T$$

Далее составим уравнение совместности деформаций. Для этого отбросим (мысленно) защемление правого конца вала и заменим его действием на вал неизвестным реактивным моментом T_B (рис. 3.4, *б*).

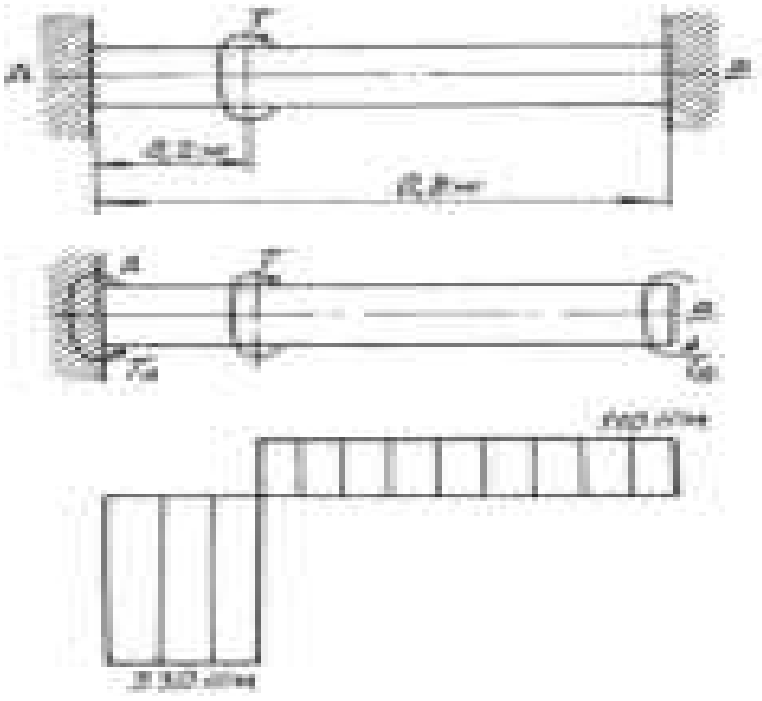


Рис. 3.4.

Величину момента T_B определим из условия, что угол закручивания правого крайнего сечения от действия моментов T и T_A равен нулю, так как это сечение вследствие защемления неподвижно. Угол закручивания правого освобожденного сечения вала на основе принципа независимости действия сил можно определить как сумму двух слагаемых

$$\varphi = \varphi' + \varphi'',$$

где φ' и φ'' – углы закручивания правого освобожденного сечения вала, найденные отдельно от моментов T и T_B, при этом $\varphi' = \dfrac{Tl_1}{GJ_p}$; $\varphi'' = -\dfrac{T_B l}{GJ_p}$.

Знак минус в выражении φ'' взят потому, что моменты T и T_B противоположны по направлению.

Полный угол закручивания правого сечения равен нулю, поэтому

$$\varphi = \varphi' + \varphi'' = \frac{Tl_1}{GJ_p} - \frac{T_B l}{GJ_p} = 0,$$

откуда $T_B = \dfrac{Tl_1}{l} = \dfrac{440 \cdot 0{,}2}{0{,}8} = 110$ Н·м.

Из уравнения статики определим момент T_A

$$T_A = T - T_B = 440 - 110 = 330 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Эпюра крутящих моментов приведена на рис. 3.4, *в*.

3.1. Задания для расчета валов на кручение

К стальному валу приложены три известных момента $T_1,\ T_2,\ T_3$.

Требуется:

1. Установить, при каком значении момента X угол закручивания правого концевого сечения вала равен нулю.

2. Построить эпюру крутящих моментов.

3. При заданном значении τ_{adm} определить диаметр вала из расчета на прочность и округлить его значение до ближайшего равного: 30, 35, 40, 45, 50, 60, 70, 80, 90, 100 мм.

4. Построить эпюру углов закручивания, найти наибольший относительный угол закручивания и проверить вал на жесткость при $\theta_{adm} = 1{,}5$ град/м.

Данные для расчета приведены на рис. 3.5 и в табл. 3.1.

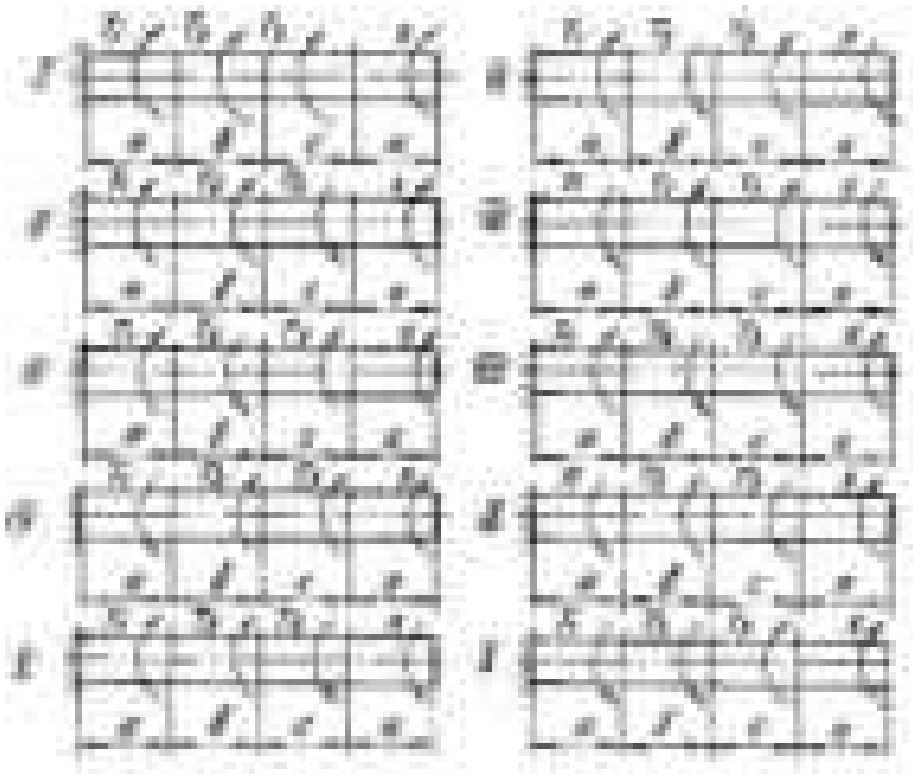


Рис. 3.5.

Таблица 3.1

Номер варианта	Номер схемы	Расстояние, м			Момент, Н·м			τ_{adm}, МПа
		a	*b*	*c*	T_1	T_2	T_3	
1	I	1,1	1,2	1,1	1100	1000	1200	35
2	II	1,2	1,3	1,2	1200	1100	1000	40
3	III	1,3	1,4	1,3	1300	1200	1100	45
4	IV	1,4	1,5	1,4	1400	1300	1200	50
5	V	1,5	1,6	1,5	1500	1400	1300	55
6	VI	1,6	1,7	1,6	1600	600	1500	60
7	VII	1,7	1,8	1,7	1700	700	1600	65
8	VIII	1,8	1,9	1,8	1800	800	1700	70
9	IX	1,9	2,0	1,9	1900	900	1800	75
10	X	2,0	2,1	2,0	2000	1000	2100	80

Глава 4
ДЕФОРМАЦИЯ ПОПЕРЕЧНОГО ИЗГИБА БАЛОК

Деформация поперечного изгиба может возникнуть от любых нагрузок, если линии действия этих нагрузок находятся в плоскости, проходящей через продольную ось балки. Если в такой плоскости располагается одна из главных осей инерции поперечного сечения, то возникает деформация плоского изгиба. От действия внешних нагрузок в поперечных сечениях балок возникают внутренние силовые факторы – поперечные силы и изгибающие моменты. Для их нахождения пользуемся методом сечений и, изучая равновесие сил, приводим внешние нагрузки к центру тяжести поперечного сечения.

Поперечная сила Q_x в любом сечении равна алгебраической сумме проекций всех внешних сил, приложенных с одной стороны от рассматриваемого сечения, на ось, перпендикулярную к продольной оси балки.

Изгибающий момент M_x в любом сечении равен алгебраической сумме моментов всех сил, действующих с одной стороны от рассматриваемого сечения балки, относительно центра тяжести сечения.

Правило знаков для Q_x и M_x:

1) поперечная сила считается положительной, если она сдвигает левую часть балки от сечения вверх, а правую часть балки вниз;

2) изгибающий момент в сечении считается положительным, если он изгибает балку выпуклостью вниз; при изгибе балки выпуклостью вверх изгибающий момент считается отрицательным.

Уравновесить момент внешних сил может только момент внутренних сил упругости, который образован силами, направленными нормально к сечению балки. Поперечная сила может быть уравновешена силой, которая является равнодействующей внутренних сил упругости, расположенных в плоскости сечения балки.

Таким образом, нормальные напряжения, возникающие в поперечных сечениях балок, зависят от величины изгибающих моментов в этих сечениях, а касательные напряжения – от величины поперечных сил в этих сечениях. Эту зависимость в общем виде можно записать

$$\sigma = f_1(M_x); \quad \tau = f_2(Q_x)$$

Таким образом, для того, чтобы определить напряжения в поперечных сечениях, необходимо знать законы изменения Q_x и M_x по длине балок. Для этого строят два графика, называемых эпюрами поперечных сил и изгибающих моментов.

Порядок построения эпюр сводится к следующему:

1. Заданная балка вычерчивается в выбранном масштабе с указанием размеров и нагрузок;

2. С помощью уравнений равновесия статики определяются реакции опор с обязательной последующей проверкой;

3. Балка разбивается на отдельные участки. Каждый участок имеет свой закон изменения нагрузки;

4. Для каждого участка записываются уравнения для определения Q_x и M_x;

5. Вычисляют ординаты Q_x и M_x по составленным для отдельных участков уравнениям;

6. Строят в принятом масштабе эпюры Q_x и M_x.

Положительные значения найденных величин откладываются выше нулевой линии эпюры, а отрицательные − ниже ее.

Построение эпюр поперечных сил и изгибающих моментов можно выполнить, применяя следующие контрольные правила для построения эпюр:

1. На концевых шарнирных опорах Q_x равны реакциям, а M_x равны нулю, если на опорах не приложены пары с моментами *M.*

2. На участках балки, где отсутствует распределенная нагрузка, поперечная сила постоянна, а изгибающий момент изменяется по линейному закону.

3. На участках, где приложена равномерно распределенная нагрузка, эпюра Q_x изменяется по закону прямой наклонной линии, а эпюра M_x − по закону квадратичной параболы. В том сечении, где эпюра Q_x пересекается с нулевой линией, на эпюре M_x наблюдается экстремальное значение момента (вершина параболы).

4. На участках, где приложена нагрузка, изменяющаяся по закону треугольника, эпюра Q_x изменяется по закону квадратичной параболы, а эпюра M_x − по закону кубической параболы.

5. В тех сечениях, где приложены сосредоточенные силы (включая и реакции), на эпюре Q_x наблюдаются скачки (перепады) на величину этих сил, а на эпюре M_x − переломы смежных линий.

6. В тех сечениях, где приложены пары с моментами *M*, на эпюре M_x наблюдаются скачки на величину этих моментов.

7. На свободном конце консольной балки поперечная сила Q_x равна нулю, если в этом месте не приложена сосредоточенная сила; и изгибающий момент M_x равен нулю, если в этом месте не приложена пара с моментом *M.*

8. В жесткой заделке консольной балки Q_x равна реакции, а изгибающий момент M_x равен моменту заделки.

Нормальные напряжения при изгибе определяются по формуле:

$$\sigma = \frac{M_x}{J_{\text{н.о.}}} y, \qquad (4.1)$$

где M_x − изгибающий момент в сечении; $J_{\text{н.о.}}$ − момент инерции сечения относительно нейтральной оси поперечного сечения (нейтральная ось – это ось, в любой точке которой нормальные напряжения всегда равны нулю); y − расстояние до рассматриваемого волокна от нейтральной оси.

Касательные напряжения при изгибе могут быть определены по формуле Д. И. Журавского:

$$\tau = \frac{Q_x S_{\text{н.о.}}}{J_{\text{н.о.}} b}, \tag{4.2}$$

где Q_x − поперечная сила в сечении; $S_{\text{н.о.}}$ − статический момент площади отсеченной части поперечного сечения выше уровня, на котором определяются касательные напряжения относительно нейтральной оси; b − ширина сечения на уровне, для которого определяются напряжения.

Подбор поперечного сечения балки производится на основании следующего условия прочности:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_{\text{н.о.}}} \le \sigma_{\text{adm}}, \tag{4.3}$$

откуда

$$W_{\text{н.о.}} \ge \frac{M_{\max}}{\sigma_{\text{adm}}}, \tag{4.4}$$

где $M_{\max}$ − максимальный изгибающий момент, взятый из эпюры M_x; $W_{\text{н.о.}}$ − момент сопротивления поперечного сечения балки изгибу относительно нейтральной оси; σ_{adm} − допускаемое нормальное напряжение для материала балки.

После подбора поперечного сечения производится полная проверка балки на прочность по следующим напряжениям:

а) по рабочим нормальным напряжениям

$$\sigma_{\text{раб.}} = \frac{M_{\max}}{W_{\text{н.о.}}} \le \sigma_{\text{adm}},$$

где $W_{\text{н.о.}}$ − момент сопротивления выбранного поперечного сечения.

б) по максимальным касательным напряжениям

$$\tau_{\max} = \frac{Q_{\max} S_{\text{н.о.}}}{J_{\text{н.о.}} b} \le \tau_{\text{adm}},$$

где $Q_{\max}$ − наибольшая поперечная сила, взятая из эпюры Q_x; $S_{\text{н.о.}}$ − статический момент части площади выбранного поперечного сечения, находящейся выше или ниже нейтральной оси, относительно этой оси; b − ширина сечения на уровне нейтральной оси; $J_{\text{н.о.}}$ − момент инерции выбранного сечения относительно нейтральной оси.

в) по главным напряжениям:

проверка проводится для балок, ширина сечений которых не постоянна. При этой проверке на основании эпюр выбирается опасное сечение балки, в котором одновременно значения Q_x и M_x большие. По формулам (4.1) и (4.2) для этого сечения строят эпюры нормальных и касательных напряжений, а затем определяют главные напряжения для характерных волокон сечения по его высоте, пользуясь формулой:

$$\sigma_{1,2} = \frac{1}{2}(\sigma \pm \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}). \tag{4.5}$$

Для стальных балок определяют расчётное (эквивалентное) напряжение для верхних (нижних), средних, переходных волокон (где резко изменяется ширина сечения) по III или IV теориям прочности.

Проверка прочности сводится к рассмотрению выполнения следующих условий прочности:

$$\sigma_p^{III} = \sigma_1 - \sigma_2 \le \sigma_{adm}, \tag{4.6}$$

$$\sigma_p^{IV} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2} \le \sigma_{adm}. \tag{4.7}$$

4.1. Расчет балки на прочность

Пример 4.1.

Для расчетной схемы с указанными размерами и нагрузками (рис. 4.1.) построить по длине балки эпюры изгибающих моментов и поперечных сил.

Подобрать поперечное сечение балки в двух вариантах:

а) прямоугольного профиля, полагая, что балка деревянная при $\sigma_{adm} = 10$ МПа; соотношение между размерами сечения принять равным $b:h = 1:2$;

б) двутаврового профиля (см. табл. П.1), материал сталь при $\sigma_{adm} = 160$ МПа, $\tau_{adm} = 96$ МПа.

в) провести полную проверку стальной балки на прочность.

Решение.

Определение опорных реакций.

Расчёт балки следует начинать с расстановки и определения величины опорных реакций. Величина и направление опорных реакций и реактивных моментов могут быть определены из решения уравнений равновесия. Для плоской

системы параллельных сил (поперечный плоский изгиб) условия равновесия описываются двумя уравнениями статики: $\sum M_A = 0;\ \sum M_B = 0$.

Рассматриваемая балка (см. рис. 4.1) имеет две шарнирные опоры. В опоре *A* (шарнирно-подвижной) возникает одна реакция R_A , в опоре *B* (шарнирно-неподвижной) направление реакции в общем случае неизвестно, поэтому разложим её на две составляющие: H_B − горизонтальную и R_B − вертикальную. Все нагрузки действуют перпендикулярно продольной оси балки, поэтому из уравнения проекций на горизонтальную ось *x* получается, что составляющая $H_B = 0$. Запишем уравнения моментов сил относительно опоры *B*

$$\sum M_B = 0, \qquad M_1 - R_A \cdot 5 + F \cdot 3 - M_2 + q \cdot 3 \cdot 0{,}5 = 0 .$$

Решаем уравнение относительно R_A

$$R_A = \frac{M_1 + F \cdot 3 - M_2 + q \cdot 3 \cdot 0{,}5}{5} = \frac{30 + 60 \cdot 3 - 50 + 20 \cdot 1{,}5}{5} = 38 \text{ кН} .$$

Запишем уравнения моментов сил относительно опоры *A*

$$\sum M_A = 0, \quad R_B \cdot 5 - q \cdot 3 \cdot 4{,}5 - M_2 - F \cdot 2 + M_1 = 0 .$$

Решаем уравнение относительно R_B

$$R_B = \frac{q \cdot 3 \cdot 4{,}5 + M_2 + F \cdot 2 - M_1}{5} = \frac{20 \cdot 3 \cdot 4{,}5 + 50 + 60 \cdot 2 - 30}{5} = \frac{410}{5} = 82 \text{ кН}.$$

Для проверки правильности вычисления опорных реакций составим уравнение проекций всех сил на вертикальную ось *y*:

$$\sum y = 0, \quad R_A - F - q \cdot 3 + R_B = 0; \quad 38 - 60 - 60 + 82 = 0, \ \ 120 - 120 = 0 .$$

Последнее уравнение обращается в тождество, следовательно, величина реакций и их направление определены правильно.

Если в результате решения уравнения реакция имеет отрицательное значение, то следует изменить направление реакции на противоположное и в дальнейших расчётах считать её положительной.

После определения опорных реакций можно перейти к построению эпюр изгибающих моментов и поперечных сил, предварительно разбив балку по длине на участки, в пределах которых закон изменения внешних нагрузок остаётся постоянным.

Границы участков располагаются в местах приложения моментов пар сил, сосредоточенных сил, начала или конца распределенной нагрузки.

Участки нумеруются слева или справа от концевых сечений балки. Рассчитываемая балка имеет пять участков I - V.

При составлении аналитических выражений для Q_x и M_x в пределах I-го участка проведём сечение с абсциссой x_1 и рассмотрим равновесие левой части консоли. На эту часть балки действует пара сил с моментом $M_1 = 30$ кН · м, поэтому поперечная сила $Q_\text{I} = 0$, а изгибающий момент в любом сечении будет постоянным $M_\text{I} = -M_1 = -30$ кН · м.

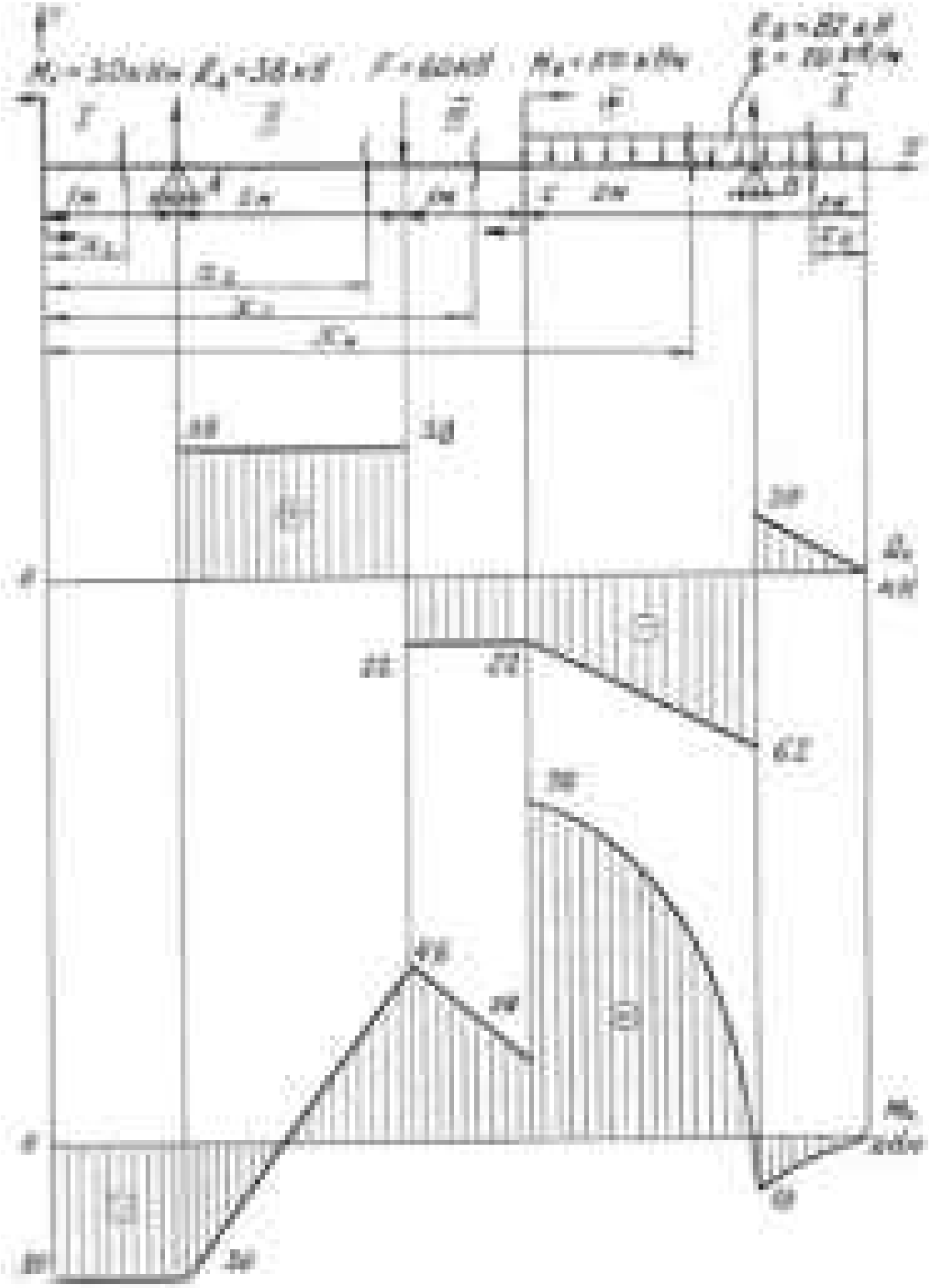


Рис. 4.1.

Для составления аналитических выражений Q_x и M_x в пределах II-го участка проводим сечение с абсциссой x_2 и рассматриваем равновесие левой части балки.

$Q_{\text{II}} = R_A = 38$ кН − поперечная сила в пределах II-го участка постоянна.

$M_{\text{II}} = -M + R_A(x_2 - 1)$.

Это уравнение прямой линии, для её построения достаточно определить ординаты изгибающего момента в двух точках (на концах участка):

при $x_2 = 1$ м $\quad M_{\text{II}} = -M_1 = -30$ кН·м;

при $x_2 = 3$ м $\quad M_{\text{II}} = -M_1 + R_A \cdot 2 = -30 + 76 = 46$ кН·м.

Для III-го участка (сечение с абсциссой x_3)

$Q_{\text{III}} = R_A - F = 38 - 60 = -22$ кН.

На этом участке поперечная сила не зависит от x_3 и поэтому на протяжении всего участка она не меняет своего значения.

$M_{\text{III}} = -M_1 + R_A(x_3 - 1) - F(x_3 - 3)$.

Это уравнение прямой линии.

Вычислим моменты при следующих значениях x_3:

при $x_3 = 3$ м $\quad M_{\text{III}} = -30 + 38 \cdot 2 = 46$ кН·м;

при $x_3 = 4$ м $\quad M_{\text{III}} = -30 + 38 \cdot 3 - 60 = 24$ кН·м.

Для IV-го участка (сечение с абсциссой x_4) поперечная сила равна:

$Q_{\text{IV}} = R_A - F - q(x_4 - 4)$.

Это уравнение прямой линии.

Вычислим ординаты в начале и в конце участка:

при $x_4 = 4$ м $\quad Q_{\text{IV}} = 38 - 60 = -22$ кН;

при $x_4 = 6$ м $\quad Q_{\text{IV}} = 38 - 60 - 40 = -62$ кН.

Уравнение изгибающих моментов для IV-го участка имеет вид

$$M_{\text{IV}} = -M_1 + R_A(x_4 - 1) - F(x_4 - 3) + M_2 - q\frac{(x_4 - 4)^2}{2}.$$

Это уравнение параболы.

Для её построения определяем моменты:

при $x_4 = 4$ м $\quad M_{\text{IV}} = -30 + 114 - 60 + 50 - 20 \cdot 0 = 74$ кН;

при $x_4 = 6$ м $\quad M_{\text{IV}} = -30 + 38 \cdot 5 - 60 \cdot 3 + 50 - 20 \cdot (4/2) = -10$ кН.

Прежде, чем составлять выражение поперечной силы и изгибающего момента для V-го участка, заметим, что их можно найти как из равновесия левой части, так и из равновесия отсеченной правой части. Каждый раз к выбору решения нужно подходить с точки зрения возможной простоты и наименьшего количества вычислений.

Для V-го участка (сечение с абсциссой x_5) поперечная сила равна

$Q_{\text{V}} = q x_5$.

Вычислим значения ординат:

при $x_5 = 0$ $\quad Q_{\text{V}} = 0$;

при $x_5 = 1$ м $\quad Q_{\text{V}} = 20$ кН.

Составим уравнение изгибающего момента для V-го участка:

$$M_{\text{V}} = -qx_5 \frac{x_5}{2} = -\frac{qx_5^2}{2}.$$

Получили уравнение параболы. Для её построения вычислим ординаты:

при $x_5 = 0$, $\quad M_{\text{V}} = 0$;

при $x_5 = 1$, $\quad M_{\text{V}} = -10$ кН·м.

При построении эпюр Q_x и M_x выбираем масштаб и откладываем положительные значения ординат эпюр от нулевой линии вверх, а отрицательные вниз (см. рис. 4.1). После построения эпюр устанавливаем наибольшие значения поперечной силы $Q_{\max} = 62$ кН и изгибающего момента $M_{\max} = 74$ кН·м.

Сечение *C* является опасным, в нем $Q_x = 22$ кН, $M_x = 74$ кН$\cdot$м.

Подбор поперечного сечения балки проводим в соответствии с условием задания в двух вариантах:

а) подбор сечения прямоугольного профиля деревянной балки

$$W_{\text{н.о.}} \geq \frac{M_{\max}}{\sigma_{\text{adm}}} = \frac{74 \cdot 10^3}{10 \cdot 10^6} = 7{,}4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 = 7400 \text{ см}^3.$$

Для прямоугольного сечения $W_{\text{н.о.}} = \dfrac{J_{\text{н.о.}}}{y_{\max}} = \dfrac{(bh)^3/12}{h/2} = \dfrac{bh^2}{6}$.

При $h = 2b$, $\quad W_{\text{н.о.}} = (2/3)b^3 \geq 7400$ см^3, $\quad$ отсюда $\quad b \geq \sqrt[3]{\dfrac{3 \cdot 7400}{2}} = 22{,}3$ см;

$h = 2 \cdot 22{,}3 = 44{,}6$ см.

После округления размеров в большую сторону принимаем: $h = 46$ см, $b = 23$ см.

б) подбор сечения двутаврового профиля

$$W_{\text{н.о.}} \geq \frac{M_{\max}}{\sigma_{\text{adm}}} = \frac{74 \cdot 10^3}{160 \cdot 10^6} = 4{,}62 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3 = 462 \text{ см}^3.$$

Из таблицы сортамента проката этому значению соответствует двутавр № 30, для которого $W_{\text{н.о.}} = W_x^{\text{табл.}} = 472$ см^3.

Основные размеры и геометрические характеристики профиля:

высота $h = 0{,}3$ м; ширина полки $b = 0{,}135$ м; толщина полки $t = 0{,}01$ м; толщина стенки $d = 0{,}65 \cdot 10^{-2}$ м; площадь сечения $A = 46{,}5 \cdot 10^{-4}$ м^2; момент инерции сечения относительно нейтральной оси $J_{\text{н.о.}} = J_x^{\text{табл.}} = 0{,}708 \cdot 10^{-4}$ м^4; статический момент половины площади сечения относительно нейтральной оси $S_{\text{н.о.}}^{\max.} = S_x^{\text{табл.}} = 2{,}68 \cdot 10^{-4}$ м^3.

Полная проверка стальной балки на прочность:

а) проверка по рабочим нормальным напряжениям

$$\sigma_{\text{раб.}} = \frac{M_{\max}}{W_x^{\text{табл.}}} = \frac{74 \cdot 10^3}{4,72 \cdot 10^{-4}} = 157 \cdot 10^6 \text{ Па} = 157 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{раб.}} = 157 \text{ МПа} < \sigma_{\text{adm}} = 160 \text{ МПа},$$

т. е. условие прочности выполняется.

б) проверка по максимальным касательным напряжениям

$$\tau_{\max} = \frac{Q_{\max} S_x^{\text{табл.}}}{J_x^{\text{табл.}} d} = \frac{62 \cdot 2,68 \cdot 10^{-4}}{0,708 \cdot 10^{-4} \cdot 0,65 \cdot 10^{-2}} = 36,2 \cdot 10^6 \text{ Па} = 36,2 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\max} = 36,2 \text{ МПа} < \tau_{\text{adm}} = 96 \text{ МПа}.$$

Таким образом, условие прочности выполняется.

в) проверка по главным напряжениям в опасном сечении *C*, в котором $Q_x = 22$ кН, $M_x = 74$ кН·м.

Строим эпюру нормальных напряжений для этого сечения по уровням (рис. 4.2):

$$\sigma_{1-1} = -\frac{M_x}{J_x^{\text{табл.}}} y_{1-1} = -\frac{74 \cdot 10^3}{0,708 \cdot 10^{-4}} 0,15 = -157 \cdot 10^6 \text{ Па} = -157 \text{ МПа}.$$

Знак «минус» при напряжении для верхних волокон указывает на то, что при положительной эпюре M_x в этом сечении верхняя часть волокон испытывает деформацию осевого сжатия.

$$\sigma_{7-7} = \sigma_{1-1} = 157 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{2-2} = \sigma_{3-3} = -\frac{M_x}{J_x^{\text{табл.}}} y_{2-2} = -\frac{M_x}{J_x^{\text{табл.}}} \left(\frac{h}{2} - t\right) = -\frac{74 \cdot 10^3}{0,708 \cdot 10^{-4}} (0,15 - 0,01) =$$

$$= -147 \cdot 10^6 \text{ Па} = -147 \text{ МПа}; \qquad \sigma_{4-4} = 0, \text{ так как } y_{4-4} = 0.$$

Эпюра касательных напряжений также строится по значениям, определяемым для различных уровней (волокон) сечения

$$\tau_{1-1} = \tau_{7-7} = 0,$$

так как $S_{\text{н.о.}}^{1-1} = 0,$ т. е. статический момент площади сечения, находящейся выше или ниже уровня 1-1 относительно нейтральной оси, равен нулю.

Напряжения в волокнах уровня 2-2 и 6-6 можно не определять, так как они обычно очень малы.

В переходных волокнах 3-3 и 5-5 напряжения будут равны

$$\tau_{3-3} = \tau_{5-5} = \frac{Q_x S_{\text{н.о.}}^{3-3}}{J_x^{\text{табл.}} b_{3-3}} = \frac{Q_x bt(h/2 - t/2)}{J_x^{\text{табл.}} d} =$$

$$= \frac{22 \cdot 10^3 \cdot 0{,}135 \cdot 0{,}01 \cdot (0{,}15 - 0{,}005)}{0{,}708 \cdot 10^{-4} \cdot 0{,}65 \cdot 10^{-2}} = 9{,}7 \cdot 10^6 \text{ Па} = 9{,}7 \text{ МПа}.$$

Для волокон нейтрального слоя

$$\tau_{4-4} = \frac{Q_x S_{\text{н.о.}}^{4-4}}{J_x^{\text{табл.}} b_{4-4}} = \frac{Q_x S_x^{\text{табл.}}}{J_x^{\text{табл.}} d} = \frac{22 \cdot 2{,}68 \cdot 10^{-4}}{0{,}708 \cdot 10^{-4} \cdot 0{,}65 \cdot 10^{-2}} = 12{,}8 \cdot 10^6 \text{ Па} = 12{,}8 \text{ МПа}.$$

Эпюры σ и τ строятся в масштабе (см. рис. 4.2).

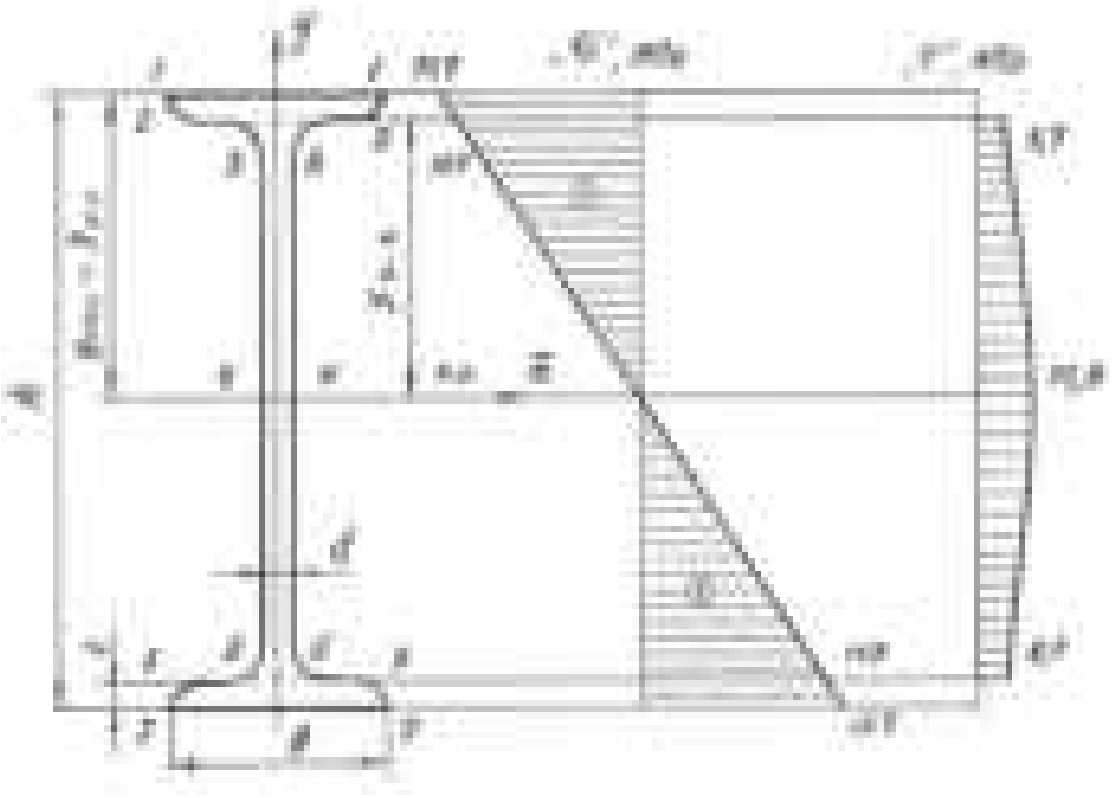


Рис. 4.2.

На основании эпюр напряжений определяют главные напряжения для верхних, переходных и средних волокон

$$\sigma_1^{1-1} = 1/2(\sigma_{1-1} + \sqrt{\sigma_{1-1}^2 + 4\tau_{1-1}^2}) = 1/2(-157 + \sqrt{157^2 + 4 \cdot 0^2}) = 0;$$

$$\sigma_2^{1-1} = 1/2(-157 - \sqrt{157^2 + 4 \cdot 0^2}) = -157 \text{ МПа};$$

$$\sigma_1^{3-3} = 1/2(-147 + \sqrt{147^2 + 4 \cdot 9{,}7^2}) = 0{,}5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_2^{3-3} = 1/2(-147 - \sqrt{147^2 + 4 \cdot 9{,}7^2}) = -147{,}5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_1^{4-4} = 1/2(0 + \sqrt{0^2 + 4 \cdot 12{,}8^2}) = 12{,}8 \text{ МПа};$$

$$\sigma_2^{4-4} = -12{,}8 \text{ МПа}.$$

Определим величины расчётных напряжений по третьей теории прочности:

$$\sigma_{\text{p}}^{1-1} = \sigma_1^{1-1} - \sigma_2^{1-1} = 0 - (-157) = 157 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{p}}^{3-3} = \sigma_1^{3-3} - \sigma_2^{3-3} = 0,5 - (-147,5) = 148 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{p}}^{4-4} = \sigma_1^{4-4} - \sigma_2^{4-4} = 12,8 - (-12,8) = 25,6 \text{ МПа},$$

таким образом условие прочности $\sigma_{\text{p}}^{\text{III}} < \sigma_{\text{adm}}$ выполняется.

По четвертой теории прочности

$$\sigma_{\text{p}}^{1-1} = \sqrt{(\sigma_1^{1-1})^2 + (\sigma_2^{1-1})^2 - \sigma_1^{1-1}\sigma_2^{1-1}} = \sqrt{0^2 + 157^2 - 0^2} = 157 \text{ МПа}.$$

Аналогично: $\sigma_{\text{p}}^{3-3} = 148$ МПа; $\sigma_{\text{p}}^{4-4} = 22,1$ МПа.

Таким образом, результаты по всем вариантам полной проверки прочности балки показывают, что все условия прочности выполняются, следовательно, к практическому применению принимается двутавр № 30.

Пример 4.2. Консольная балка, сложное сечение.

Для заданной схемы балки (рис. 4.3) построить эпюры поперечных сил Q_x и изгибающих моментов M_x, определить размеры сечения заданной формы из условия прочности, принимая $\sigma_{\text{adm}} = 160$ МПа.

Решение.

Определим реакции опоры A из уравнений равновесия

1) $\sum M_A = 0; \quad -M_A + M - q \cdot 1 \cdot 2,5 + F \cdot 3 = 0;$

$M_A = M - q \cdot 1 \cdot 2,5 + F \cdot 3 = 6 - 10 + 24 = 20$ кН·м.

2) $\sum Y = 0; \quad R_A - q \cdot 1 + F = 0$ (предварительное направление реакции R_A вверх);

$R_A = q \cdot 1 - F = 4 - 8 = -4$ кН (меняем направление реакции на противоположное).

Проверка

$$\sum M_C = 0; \quad -M_A + R_A \cdot 3 + M + q \cdot 1 \cdot 0,5 = -20 + 12 + 6 + 2 = 0.$$

Определим размеры поперечного сечения (см. рис. 4.3), для чего условно разбиваем это сечение на фигуры 1, 2, 3 и 4, площади которых равны: $A_1 = 5b \cdot 6b;\ A_2 = 2b \cdot 3b;\ A_3 = A_4 = b \cdot b.$

Для определения положения центра тяжести сечения проводим вспомогательную ось $x_{\text{вр}}$ и найдем координату y_C по известной формуле

$$y_c = \frac{S_{x_{\text{вр}}}}{A} = \frac{A_1 y_1 - A_2 y_2 + A_3 y_3 + A_4 y_4}{A_1 - A_2 + \cdot A_3 + A_4} =$$

$$= \frac{6b \cdot 5b \cdot 2,5b - 2b \cdot 3b \cdot 1,5b + 2b \cdot b \cdot 0,5b}{6b \cdot 5b - 2b \cdot 3b + 2b \cdot b} = 2,58b,$$

где y_1, y_2, y_3, y_4 – расстояния от центров тяжести фигур 1, 2, 3, 4 до оси $x_{вр}$.

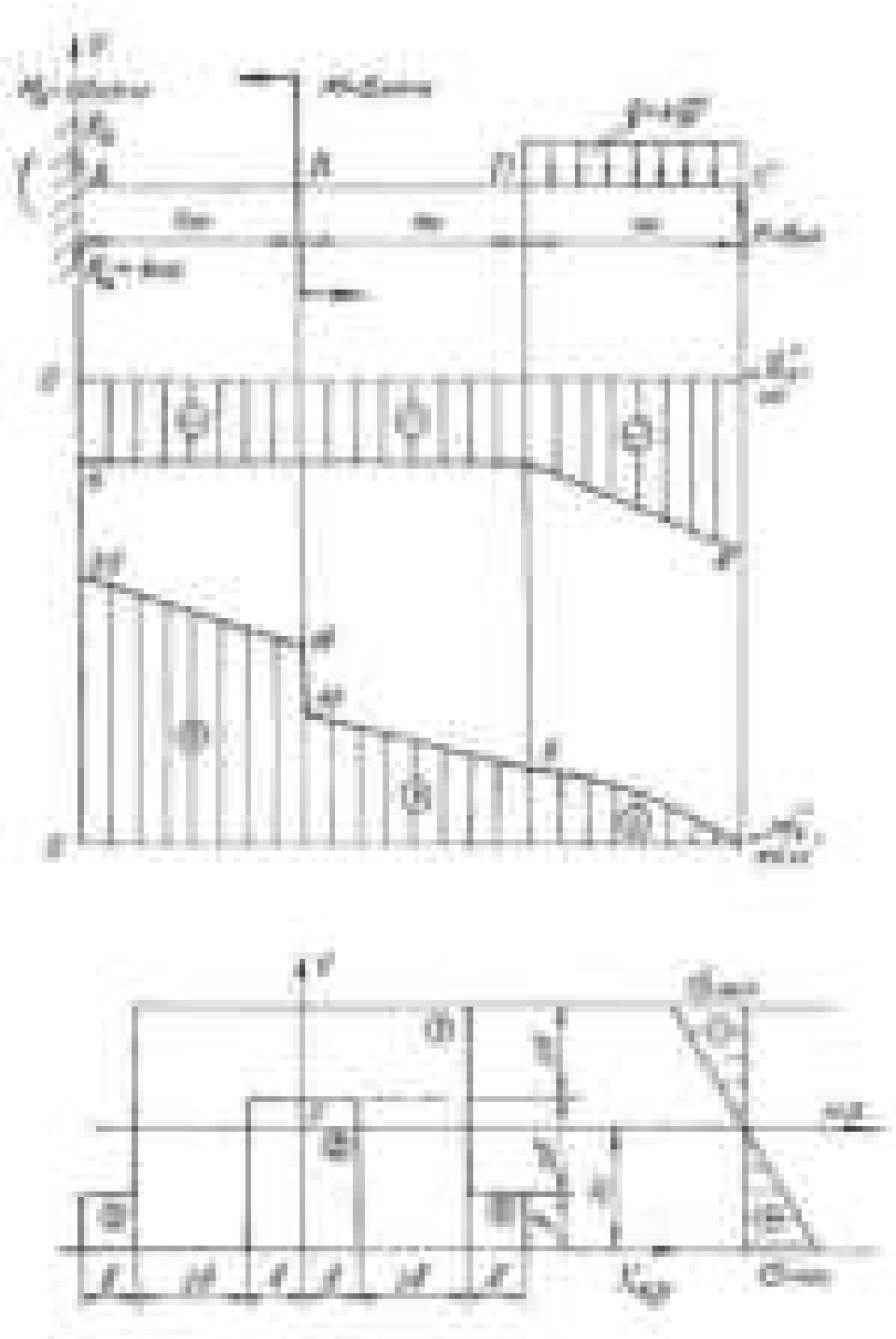


Рис. 4.3.

Так как сечение симметричное, то его центр тяжести лежит на оси симметрии y.

Проводим нейтральную ось через центр тяжести параллельно вспомогательной оси $x_{\text{вр}}$. Находим момент инерции относительно нейтральной оси

$$J_{\text{н.о.}} = \left(J_{\text{н.о.}}\right)^1 - \left(J_{\text{н.о.}}\right)^2 + 2\left(J_{\text{н.о.}}\right)^3 = \left[\frac{6b\cdot(5b)^3}{12} + 6b\cdot 5b\cdot(y_1 - y_c)^2\right] -$$

$$-\left[\frac{2b\cdot(3b)^3}{12} + 2b\cdot 3b\cdot(y_2 - y_c)^2\right] + 2\cdot\left[\frac{b\cdot b^3}{12} + b\cdot b\cdot(y_3 - y_c)^2\right] = 60\cdot b^4,$$

где $(y_n - y_C)$ – расстояние между собственной осью простой фигуры и нейтральной осью.

Строим эпюры поперечных сил Q_x и изгибающих моментов M_x, пользуясь контрольными правилами и начиная построения со свободного конца балки.

$Q_C = -F = -8$ кН; $Q_D = -F + q\cdot 1 = -8 + 4 = -4$ кН $= Q_B = Q_A$;

$M_C = 0$; $M_D = F\cdot 1 - q\cdot 1\cdot 0{,}5 = 8 - 2 = 6$ кН·м;

$M_B = F\cdot 2 - q\cdot 1\cdot 1{,}5 = 16 - 6 = 10$ кН·м.

В сечении B изгибающий момент возрастает на момент $M = 6$ кН·м, что на эпюре M_x отражается в виде скачка. Изгибающий момент в жесткой заделке равен моменту заделки M_A.

Максимальный изгибающий момент $M_{\max} = M_A = 20$ кН·м. Максимальные напряжения, возникающие в нижних волокнах этого сечения

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} y^{\text{н}}_{\max}}{J_{\text{н.о.}}} = \frac{20\cdot 2{,}58\cdot b}{60\cdot b^4} = \frac{0{,}83\ \text{кН}\cdot\text{м}}{b^3}.$$

Максимальные напряжения, возникающие в верхних волокнах этого сечения

$$\sigma_{\min} = \frac{M_{\max} y^{\text{в}}_{\max}}{J_{\text{н.о.}}} = \frac{20\cdot 2{,}42\cdot b}{60\cdot b^4} = \frac{0{,}81\ \text{кН}\cdot\text{м}}{b^3}.$$

Приравнивая наибольшее напряжение к допускаемому напряжению σ_{adm}, получим размер сечения b

$$\sigma_{\max} = \frac{0{,}83\ \text{кН}\cdot\text{м}}{b^3} \le \sigma_{\text{adm}} = 160\ \text{МПа};\ b^3 \ge \frac{0{,}83\cdot 10^3}{160\cdot 10^6},$$

$$b \ge \sqrt[3]{5{,}2\cdot 10^{-6}} = 1{,}73\cdot 10^{-2}\ \text{м};\ \ b = 18\ \text{мм}.$$

4.2. Задания для расчета балок на прочность

Для расчетной схемы балки необходимо:

1. Построить по длине балки эпюры изгибающих моментов и поперечных сил.

2. Подобрать поперечное сечение балки в двух вариантах:

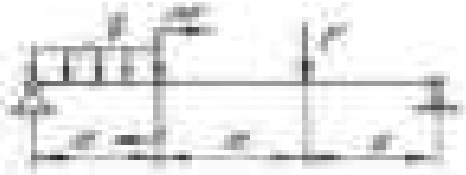
а) прямоугольного профиля, полагая, что балка деревянная при $\sigma_{adm} = 10$ МПа; соотношение между размерами сечения принять равными $b:h = 1:2$;

б) двутаврового профиля (см. табл. П. 1) при $\sigma_{adm} = 160$ МПа, $\tau_{adm} = 96$ МПа.

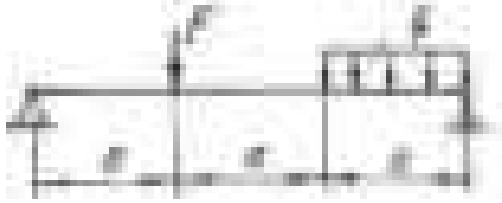
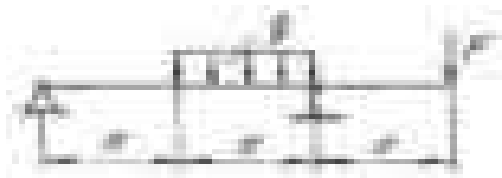
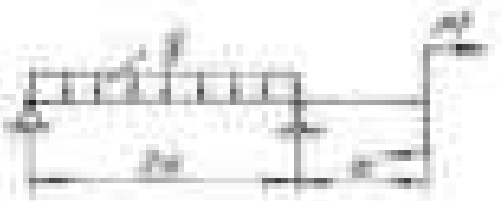
3. Провести полную проверку стальной двутавровой балки на прочность.

Данные для расчета приведены в табл. 4.1.

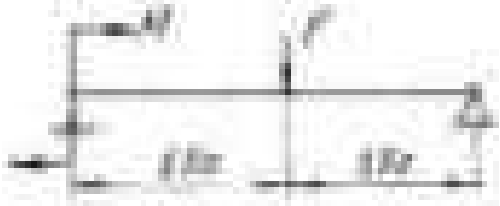
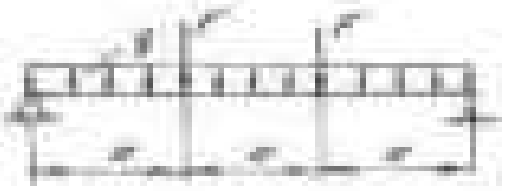
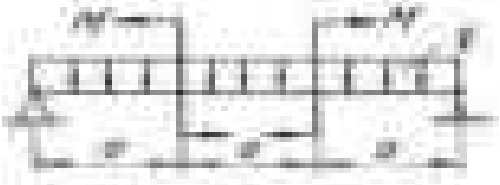
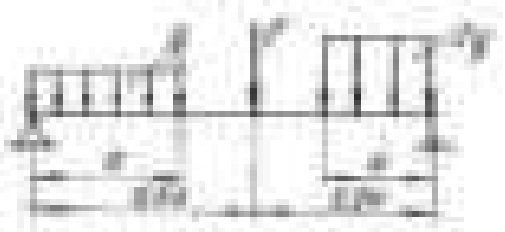
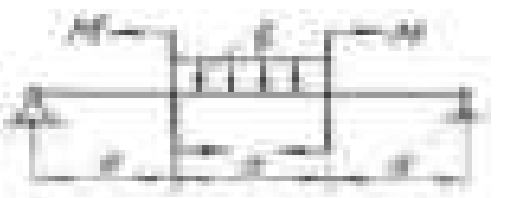
Таблица 4.1

Схема балки и нагрузки	Номер варианта	Числовые значения нагрузок и размеров			
		a, м	*q*, кН/м	*M*, кН·м	*F*, кН
	1	2,0	19	20	20
	2	1,0	16	35	40
	3	1,2	10	30	40
	4	2,0	10	25	50
	5	2,2	30	50	40
	6	2,4	10	10	20
	7	1,0	10	65	20
	8	1,2	10	55	40
	9	2,0	20	45	15
	10	1,0	18	32	60
	11	2,2	10	35	50
	12	1,8	30	42	30
	13	2,0	12	26	20
	14	1,0	14	14	20
	15	2,0	15	25	30

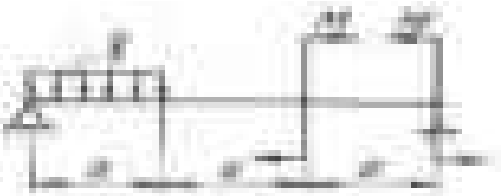
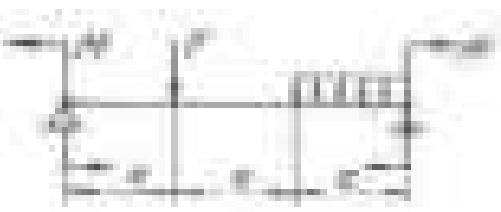
Продолжение табл. 4.1

Схема балки и нагрузки	Номер варианта	Числовые значения нагрузок и размеров			
		a, м	*q*, кН/м	*M*, кН·м	*F*, кН
	16	1,0	10	32	40
	17	2,0	25	42	20
	18	1,6	30	50	30
	19	1,0	10	–	10
	20	2,0	11	–	30
	21	1,0	12	–	30
	22	1,2	13	–	60
	23	2,2	14	–	70
	24	3,0	15	–	40
	25	3,0	16	–	20
	26	1,2	17	–	70
	27	2,0	18	–	70
	28	3,0	20	10	–
	29	2,0	21	60	–
	30	2,0	22	10	–
	31	2,1	23	30	–
	32	2,0	24	30	–
	33	2,2	25	30	–
	34	2,0	26	40	–
	35	2,0	27	40	–
	36	2,0	28	40	–

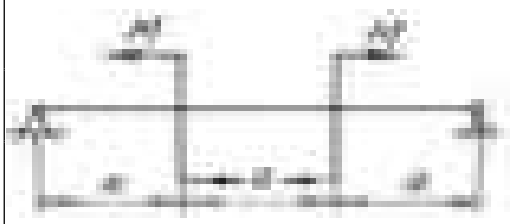
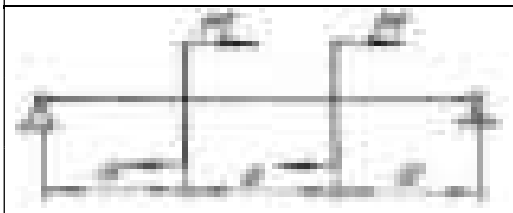
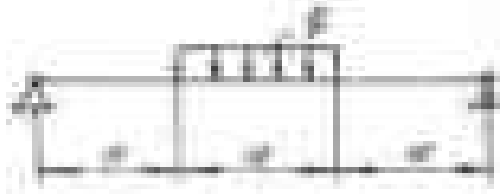
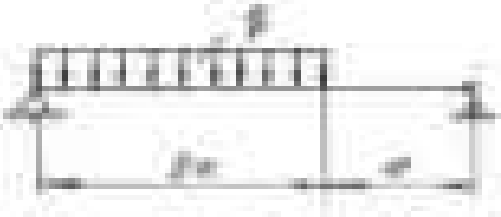
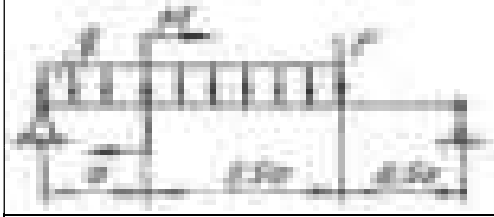
Продолжение табл. 4.1

Схема балки и нагрузки	Номер варианта	Числовые значения нагрузок и размеров			
		a, м	*q*, кН/м	*M*, кН·м	*F*, кН
	37	1,2	10	30	15
	38	1,3	12	40	10
	39	1,4	15	45	12
	40	1,0	14	50	10
	41	2,0	13	60	20
	42	2,0	12	55	12
	43	1,1	16	–	20
	44	1,4	17	–	16
	45	1,5	20	–	15
	46	1,6	18	30	–
	47	1,2	11	20	–
	48	1,3	14	10	–
	49	0,8	15	40	–
	50	0,7	13	13	–
	51	1,1	17	22	–
	52	0,5	24	–	20
	53	0,6	28	–	30
	54	0,9	30	–	40
	55	1,1	10	30	–
	56	1,2	20	31	–
	57	1,3	30	32	–

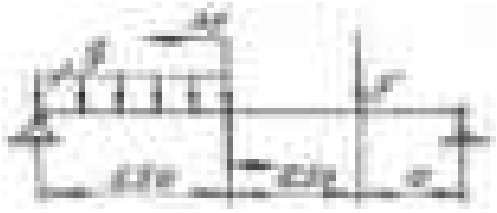
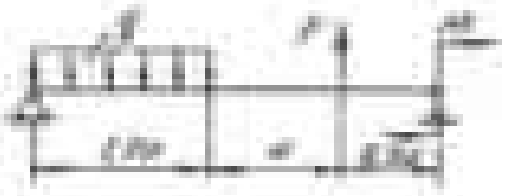
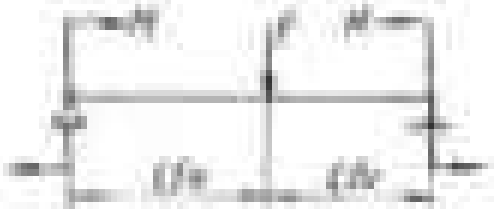
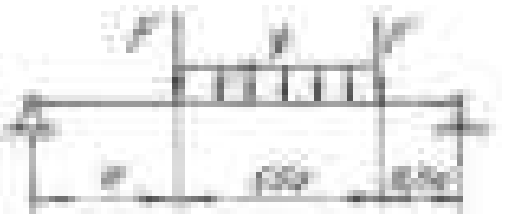
Продолжение табл. 4.1

Схема балки и нагрузки	Номер варианта	Числовые значения нагрузок и размеров			
		a, м	*q*, кН/м	*M*, кН·м	*F*, кН
	58	1,4	40	–	40
	59	1,2	35	–	50
	60	2,0	28	–	80
	61	1,5	12	20	–
	62	1,7	14	30	–
	63	1,9	16	40	–
	64	2,1	18	20	20
	65	2,3	19	30	30
	66	2,5	20	25	40
	67	2,0	12	30	25
	68	2,4	10	35	30
	69	2,7	10	30	35
	70	1,0	12	10	40
	71	2,0	14	20	30
	72	2,0	16	30	40
	73	1,0	–	–	20
	74	2,0	–	–	30
	75	2,5	–	–	40

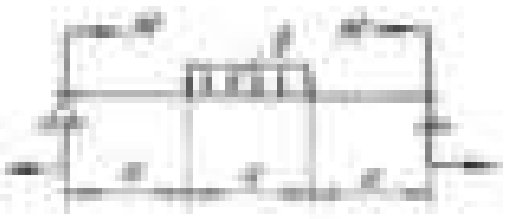
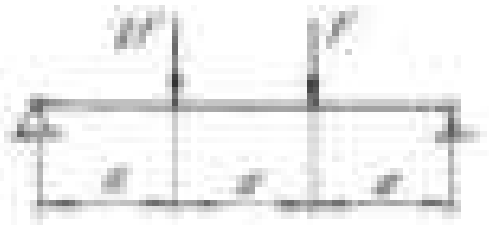
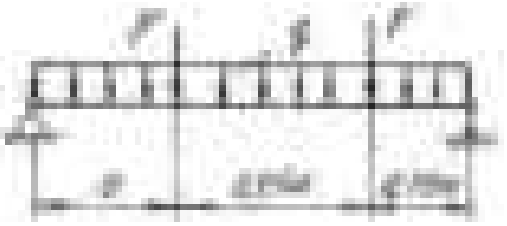
Продолжение табл. 4.1

Схема балки и нагрузки	Номер варианта	Числовые значения нагрузок и размеров			
		a, м	*q*, кН/м	*M*, кН·м	*F*, кН
	76	1,5	–	30	–
	77	2,5	–	40	–
	78	1,2	–	50	–
	79	1,3	–	40	–
	80	1,4	–	25	–
	81	1,6	–	30	–
	82	1,7	10	–	–
	83	1,8	10	–	–
	84	1,9	10	–	–
	85	2,1	30	–	–
	86	2,2	20	–	–
	87	2,3	10	–	–
	88	2,0	25	–	–
	89	1,0	15	–	–
	90	2,3	10	–	–
	91	1,0	15	30	80
	92	2,0	20	40	90
	93	2,0	25	50	100
	94	1,2	10	45	25
	95	1,4	12	50	30
	96	1,6	15	60	35

Продолжение табл. 4. 1

Схема балки и нагрузки	Номер варианта	Числовые значения нагрузок и размеров			
		a, м	*q*, кН/м	*M*, кН·м	*F*, кН
	97	1,8	15	30	40
	98	1,0	18	20	45
	99	1,4	21	55	50
	100	1,0	10	30	55
	101	2,0	20	35	80
	102	1,0	30	60	40
	103	1,9	15	25	60
	104	1,7	13	50	40
	105	1,3	17	75	20
	106	1,0	18	20	35
	107	2,2	16	60	45
	108	2,3	14	40	55
	109	1,0	–	30	50
	110	0,6	–	40	50
	111	0,8	–	30	60
	112	1,0	2	–	70
	113	0,6	30	–	60
	114	1,2	40	–	50

Окончание табл. 4.1

Схема балки и нагрузки	Номер варианта	Числовые значения нагрузок и размеров			
		a, м	*q*, кН/м	*M*, кН·м	*F*, кН
	115	1,2	20	40	–
	116	1,3	10	20	–
	117	1,4	20	30	–
	118	1,5	–	–	40
	119	1,0	–	–	30
	120	1,3	–	–	20
	121	1,0	10	–	20
	122	1,0	20	–	40
	123	1,0	30	–	10
	124	1,2	10	20	–
	125	1,3	11	40	–
	126	1,5	12	50	–

4.3. Расчет балки на жесткость

После проверки балок на прочность они обычно проверяются на жесткость.

Проверка состоит в определении максимальных перемещений балки при изгибе и сравнении их с допускаемыми значениями для данного материала и типа балки. При этом должны выполняться следующие условия:

$$y_{\max} \le y_{\text{adm}}; \quad y_{\text{adm}} = (\frac{1}{20} \div \frac{1}{250})l; \qquad \theta_{\max} \le \theta_{\text{adm}},$$

где y_{adm} – допускаемый прогиб; θ_{adm} – допускаемый угол поворота; l – пролёт балки.

Для определения прогибов и углов поворота в статически определимых балках обычно применяют метод начальных параметров, который записывается в виде следующих универсальных уравнений:

$$EJ_Z\theta = EJ_Z\theta_0 + \sum_{i=1}^{n}\frac{M_i(x-a_i)^1}{1!} + \sum_{i=1}^{n}\frac{F_i(x-b_i)^2}{2!} + \sum_{i=1}^{n}\frac{q_i(x-c_i)^3}{3!}, \quad (4.8)$$

где n – количество нагрузок на рассматриваемых участках.

$$EJ_z y = EJ_Z y_0 + EJ_Z\theta_0 x + \sum_{i=1}^{n}\frac{M_i(x-a_i)^2}{2!} + \sum_{i=1}^{n}\frac{F_i(x-b_i)^3}{3!} + \sum_{i=1}^{n}\frac{q_i(x-c_i)^4}{4!}, \quad (4.9)$$

где θ – угол поворота в исследуемом сечении; y – прогиб в исследуемом сечении; y_0 – прогиб в начале координат; θ_0 – угол поворота в начале координат; x – расстояние от начала координат до сечения, в котором определяются перемещения; M, F, q – внешние нагрузки, включая и реакции; a – расстояния от начала координат до сечений, где приложены моменты; b – расстояния от начала координат до сечений, где приложены сосредоточенные силы; c – расстояния от начала координат до начала каждого участка, нагруженного равномерно распределенной нагрузкой; EJ_Z – жесткость балки при поперечном изгибе.

Метод начальных параметров применяется при условии, что жесткость EJ_Z постоянна по всей длине балки.

Слагаемые, которые включают M, F, q, по знаку определяются в соответствии с правилами знаков, принятыми для определения M_x при расчете слева. При использовании метода начальных параметров необходимо выполнить следующие требования:

1. Начало координат принимается единым для всей балки (обычно в левом крайнем сечении балки);

2. Если равномерно распределенная нагрузка не доходит до рассматриваемого сечения, то ее необходимо продлить до этого сечения, а для сохранения равновесия приложить такую же по величине, но противоположного направления нагрузку. Эту контрнагрузку необходимо включить в уравнения.

Начальные параметры y_0 и θ_0 определяются следующим образом. Если начало координат находится не на опоре (рис. 4.4, *б*), то составляем два дополнительных уравнения прогибов для двух опор, где заранее известно, что прогибы на опорах равны нулю. Если начало координат находится на концевой шарнирной опоре (рис. 4.4, *в*), то составляем одно дополнительное уравнение прогибов для другой опоры. Если начало координат находится в жесткой заделке (рис. 4.4, *г*), то дополнительные уравнения составлять не нужно.

При решении задач необходимо иметь в виду, что положительное направление оси y принято вверх. При этом условии положительное значение угла поворота соответствует вращению сечения против хода часовой стрелки, положительный прогиб направлен вверх.

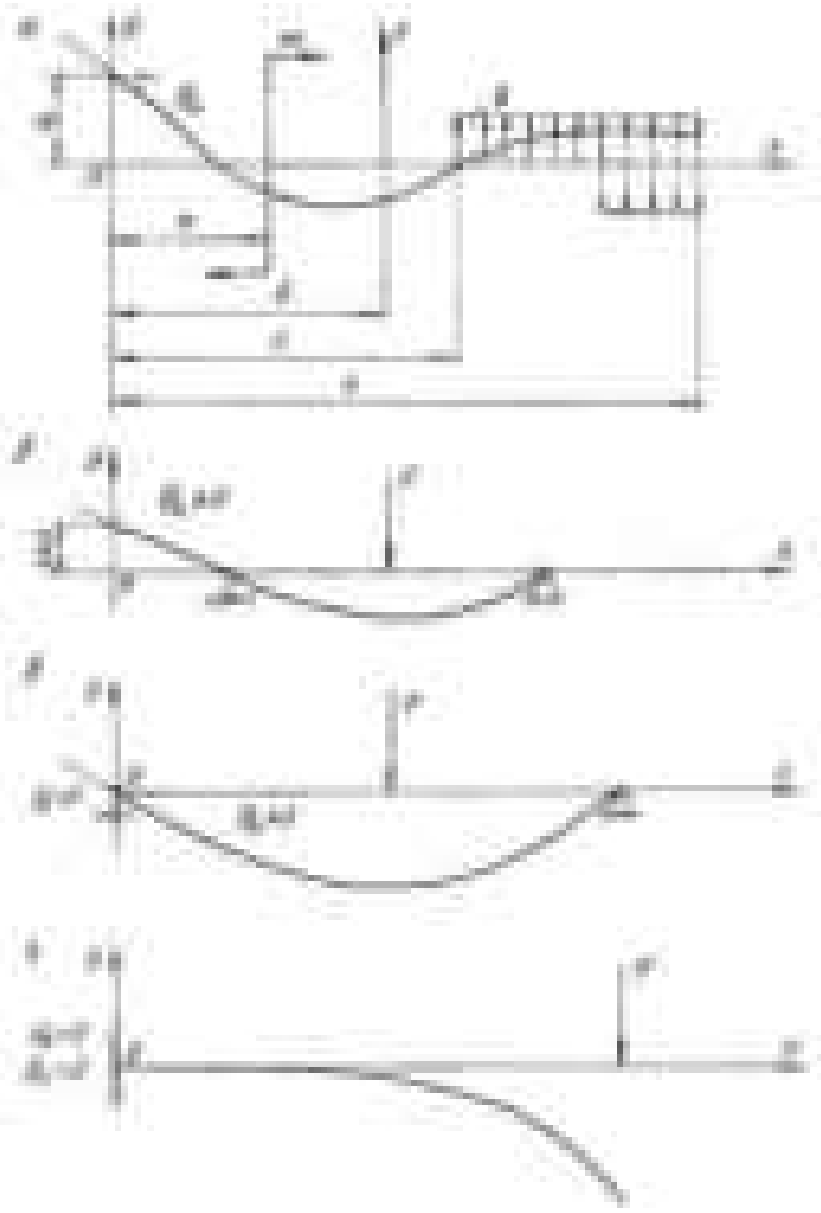


Рис. 4.4.

Пример 4.3.

Для балки, изображенной на рис. 4.5, построить эпюры Q_x и M_x, подобрать поперечное двутавровое сечение (см. табл. П. 1) при $\sigma_{adm} = 160$ МПа, $E = 2 \cdot 10^5$ МПа. По методу начальных параметров определить прогибы в сечениях C и D и угол поворота сечения B. Построить эпюру прогибов и провести проверку на жесткость при $y_{adm} = (1/200)l = (1/200)4 = 0,02$ м $= 2$ см, где l – пролет балки.

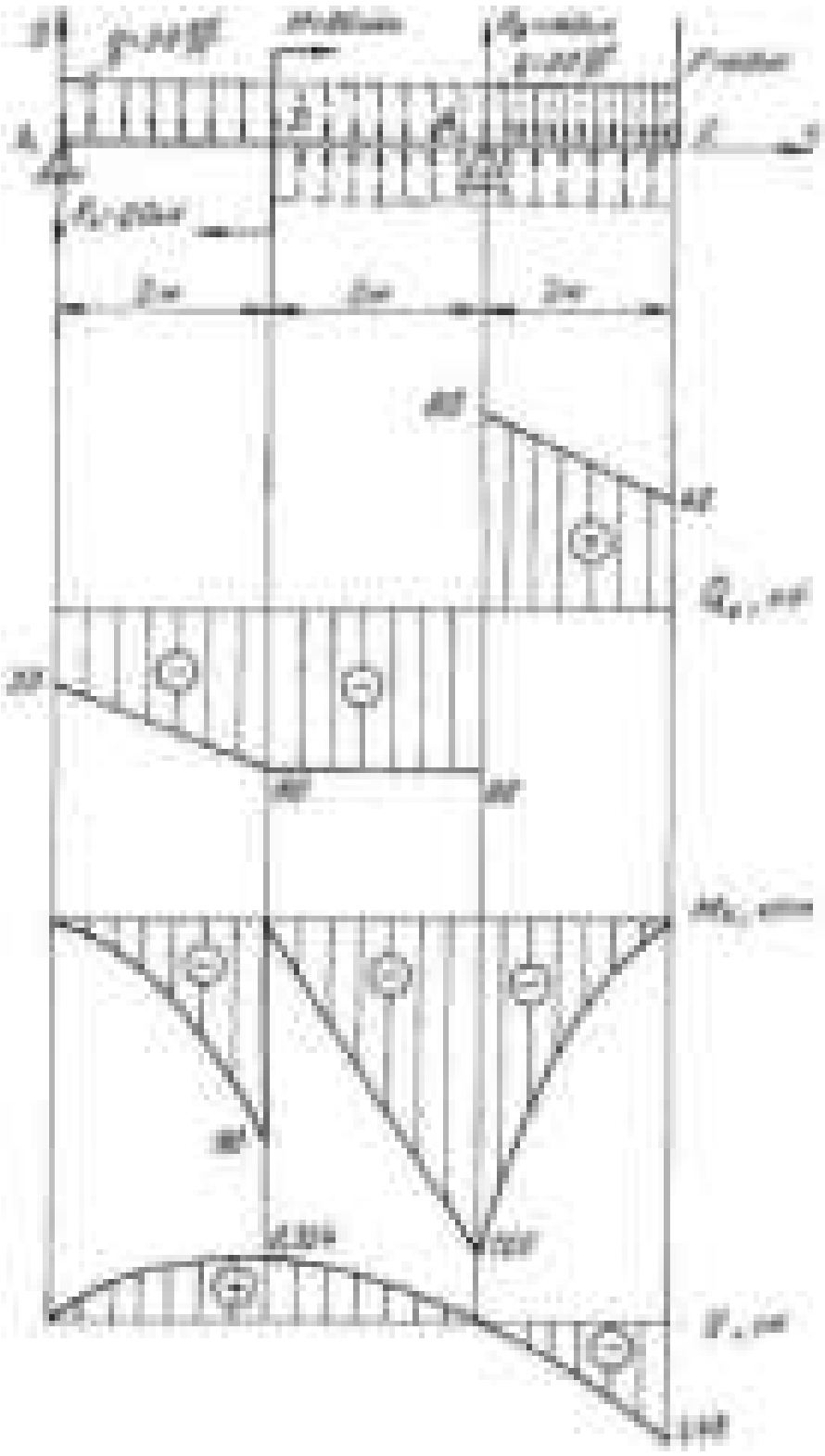


Рис. 4.5.

Решение.

Определим опорные реакции:

$$\sum M_B = 0, \qquad R_A \cdot 4 + q \cdot 2 \cdot 3 - M - q \cdot 2 \cdot 1 - F \cdot 2 = 0;$$
$$R_A \cdot 4 + 20 \cdot 2 \cdot 3 - 80 - 20 \cdot 2 \cdot 1 - 40 \cdot 2 = 0; \quad R_A = 20 \text{ кН}.$$
$$\sum M_A = 0, \quad R_B \cdot 4 - q \cdot 2 \cdot 1 - M - q \cdot 2 \cdot 5 - F \cdot 6 = 0;$$
$$R_B \cdot 4 - 20 \cdot 2 \cdot 1 - 80 - 20 \cdot 2 \cdot 5 - 40 \cdot 6 = 0; \qquad R_B = 140 \text{ кН}.$$

Проводим проверку

$$\sum Y = 0; \qquad -R_A + R_B - q \cdot 2 - F - q \cdot 2 = 0;$$
$$-20 + 140 - 20 \cdot 2 - 40 - 20 \cdot 2 = 0; \quad 0 = 0$$

По контрольным правилам строим эпюры Q_x и M_x, и подбираем поперечное сечение при $M_{\max} = 120$ кН.

$$W_z = \frac{M_{\max}}{\sigma_{\text{adm}}} = \frac{120 \cdot 10^3}{160 \cdot 10^6} = 0,75 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 = 750 \text{ см}^3.$$

По таблице сортамента (см. табл. П.1) принимаем двутавр № 36:

$J_z = J_x^{\text{табл.}} = 13380 \text{ см}^4 = 13380 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$.

Для определения перемещений помещаем начало координат на левой опоре (прогиб $y_0 = 0$, угол поворота $\theta_0 \neq 0$). Составляем дополнительное уравнение прогибов для сечения B (при $x_B = 4$ м), где заранее известно, что прогиб на опоре y_B равен нулю.

Распределенная нагрузка обрывается в сечении D. Продолжим её до сечения B, в котором определяем перемещение, но, чтобы не нарушить прежнее равновесие, вводим уравновешивающую нагрузку обратного направления на участке BD.

$$EJ_Z y_B = EJ_Z \theta_0 x_B + \frac{M(x-2)^2}{2} - \frac{R_A(x_B-0)^3}{6} - \frac{q(x_B-0)^4}{24} + \frac{q(x_B-2)^4}{24};$$
$$0 = EJ_Z \theta_0 \cdot 4 + \frac{80(4-2)^2}{2} - \frac{20(4-0)^3}{6} - \frac{20(4-0)^4}{24} + \frac{20(4-2)^4}{24}.$$

Последний член уравнения учитывает компенсирующую нагрузку. Подставляя числовые значения, получим $EJ_Z \theta_0 = EJ_Z \theta_A = 63,3 \text{ кН} \cdot \text{м}^2$.

Определим прогибы на границах заданных участков. При определении прогиба в сечении C равномерно распределенную нагрузку необходимо продлить до этого сечения и уравновесить её.

В сечении C ($x_C = 6$ м):

$$EJ_Z y_C = EJ_Z \theta_0 x_C + \frac{M(x_C-2)^2}{2} - \frac{R_A(x_C-0)^3}{6} + \frac{R_B(x_C-4)^3}{6} -$$
$$- \frac{q(x_C-0)^4}{24} + \frac{q(x_C-2)^4}{24} - \frac{q(x_C-4)^4}{24};$$

$$EJ_Z y_C = 63{,}3 \cdot 6 + \frac{80 \cdot (6-2)^2}{2} - \frac{20 \cdot (6-0)^3}{6} + \frac{140 \cdot (6-4)^3}{6} - \frac{20 \cdot (6-0)^4}{24} +$$
$$+ \frac{20(6-2)^4}{24} - \frac{20(6-4)^4}{24} = -393 \text{ кНм}^3;$$

$$y_C = \frac{-393 \cdot 10^3}{EJ_Z} = \frac{-393 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^{11} \cdot 13380 \cdot 10^{-8}} = -0{,}0148 \text{ м}; \; y_C = -1{,}480 \text{ см};$$

в сечении D ($x_D = 2$ м):

$$EJ_Z y_D = EJ_Z \theta_0 \cdot x_D - \frac{R_A(x_D-0)^3}{6} - \frac{q(x_D-0)^4}{24} = 63{,}3 \cdot 2 - \frac{20(2-0)^3}{6} - \frac{20(2-0)^4}{24} =$$

$$= 86{,}7 \text{ кНм}^3; \qquad y_D = \frac{86{,}7 \cdot 10^3}{EJ_Z} = \frac{86{,}7 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^{11} \cdot 13380 \cdot 10^{-8}} = 0{,}00324 \text{ м} = 0{,}324 \text{ см}.$$

По полученным значениям прогибов строим изогнутую ось балки (см. рис. 4.5).

Определим угол поворота сечения B ($x_B = 4$ м), продлив и уравновесив распределенную нагрузку

$$EJ_Z \theta_B = EJ_Z \theta_0 + \frac{M(x-2)^1}{1} - \frac{R_A(x-0)^2}{2} - \frac{q(x-0)^3}{6} + \frac{q(x-2)^3}{6} =$$

$$= 63{,}3 + \frac{80(4-2)^1}{1} - \frac{20(4-0)^2}{2} - \frac{20(4-0)^3}{6} + \frac{20(4-2)^3}{6} = -123 \text{ кНм}^2;$$

$$\theta_B = -\frac{123 \cdot 10^3}{EJ_Z} = -\frac{123 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^{11} \cdot 13380 \cdot 10^{-8}} = -46 \cdot 10^{-4} \text{ рад} =$$
$$= -46 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{180}{\pi} = -0{,}26^\circ = -0^\circ 15' 36''.$$

Максимальный прогиб балки $y_{\max} = y_C = 1{,}480$ см.

Таким образом, $y_{\max} = 1{,}480$ см $< y_{\text{adm}} = 2$ см, следовательно, условие жесткости выполняется.

4.4. Задания для расчета балок на жесткость

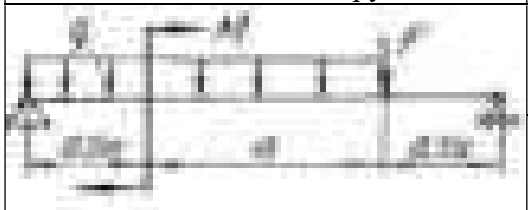
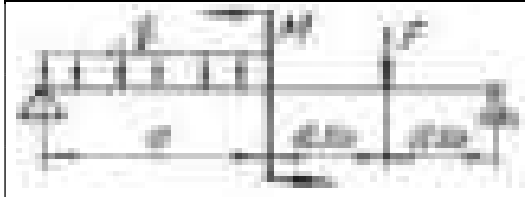
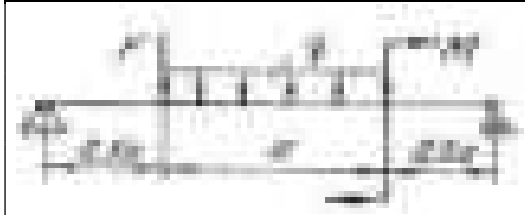
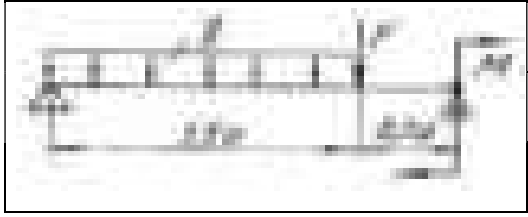
Для расчетной схемы (табл. 4.2) необходимо:

1. Построить по длине балки эпюры изгибающих моментов и поперечных сил.

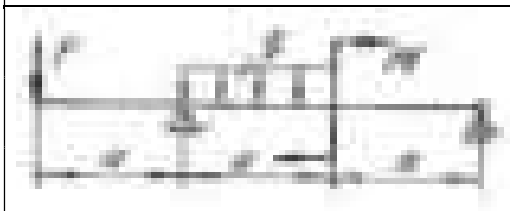
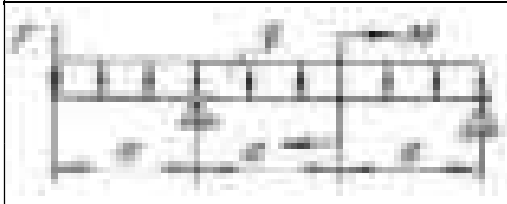
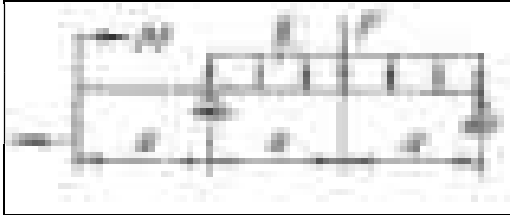
2. Подобрать поперечное сечение балки двутаврового профиля (см. табл. П. 1), материал – сталь при $\sigma_{adm} = 160$ МПа.

3. Определить по методу начальных параметров величину прогибов балки в характерных сечениях и провести проверку балки на жесткость, приняв $y_{adm} = (1/100)l$.

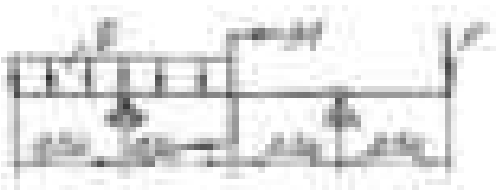
Таблица 4.2

Схема балки и нагрузки	Вариант	a, м	q, кН/м	M, кН·м	F, кН
	1	1	10	30	20
	2	0,5	20	25	30
	3	1	10	10	16
	4	2	20	30	10
	5	0,5	30	15	12
	6	1	12	36	24
	7	2	6	12	10
	8	1	4	12	8
	9	0,5	10	20	16
	10	2	4	12	10
	11	1	20	24	12
	12	1	12	12	10
	13	2	10	4	10
	14	1	8	20	30

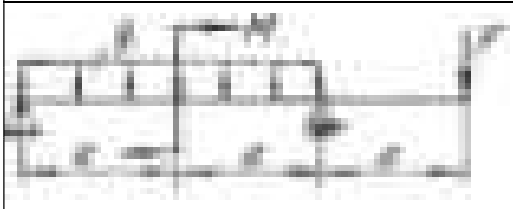
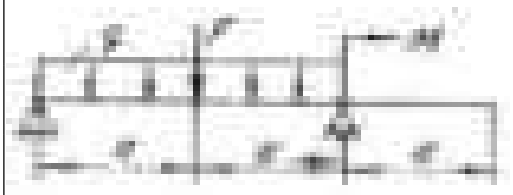
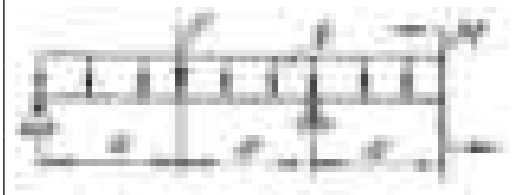
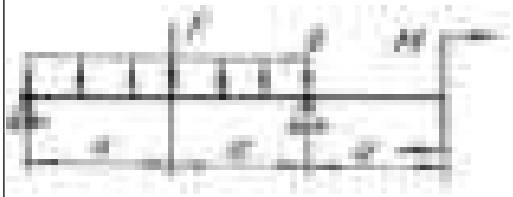
Продолжение табл. 4.2

Схема балки и нагрузки	Вариант	a, м	q, кН/м	M, кН·м	F, кН
	15	1	8	12	16
	16	1	12	14	10
	17	2	4	16	6
	18	1	10	18	24
	19	2	4	16	16
	20	0,5	20	32	24
	21	1	20	15	8
	22	2	8	14	4
	23	0,5	10	28	12
	24	1	24	10	10
	25	2	12	16	12
	26	0,5	4	18	24
	27	1	20	10	6
	28	2	10	8	16
	29	0,5	4	15	8
	30	1	2	6	4
	31	2	4	12	10
	32	0,5	8	12	18
	33	1	10	12	4
	34	2	12	18	12
	35	0,5	20	30	10

Продолжение табл. 4.2

Схема балки и нагрузки	Вариант	*a*, м	*q*, кН/м	*M*, кН·м	*F*, кН
	36	1	20	12	8
	37	2	12	16	16
	38	1	40	24	20
	39	1	10	20	12
	40	2	4	12	8
	41	1	8	4	12
	42	1	24	12	8
	43	2	8	10	4
	44	1	12	24	20
	45	1	36	12	24
	46	2	32	16	20
	47	1	16	8	8
	48	1	16	18	10
	49	2	12	20	12
	50	1	32	10	6
	51	1	24	20	4
	52	2	4	24	16
	53	1	8	30	10

Окончание табл. 4.2

Схема балки и нагрузки	Вариант	*a*, м	*q*, кН/м	*M*, кН·м	*F*, кН
	54	1	10	12	6
	55	2	4	10	8
	56	0,5	8	8	4
	57	1	20	12	6
	58	2	12	36	8
	59	1	24	16	12
	60	1	10	40	16
	61	0,5	12	18	10
	62	2	4	36	12
	63	1	10	20	10
	64	1	12	16	8
	65	2	4	16	12
	66	1	12	10	20
	67	2	8	32	16
	68	0,5	24	12	12
	69	1	10	18	12
	70	2	8	36	16
	71	0,5	20	42	8

Глава 5

СТАТИЧЕСКИ НЕОПРЕДЕЛИМЫЕ НЕРАЗРЕЗНЫЕ МНОГОПРОЛЕТНЫЕ БАЛКИ И ПЛОСКИЕ РАМЫ

5.1. Статически неопределимые балки

Цельная балка, лежащая на нескольких опорах, называется неразрезной. С промежуточными опорами такая балка обычно соединена шарнирно. Концевые опоры могут быть или шарнирными или защемленными.

Неразрезные балки представляют собой статически неопределимые системы, так как для их расчета уравнений статики недостаточно. Эти балки могут быть рассчитаны с помощью теоремы о трех моментах или методом сил.

В данном разделе рассматривается решение неразрезной балки по методу сил.

Способ расчета статически неопределимых систем, при котором за «лишние» неизвестные принимаются силы или моменты, называется **методом сил**. Для расчета статически неопределимой балки необходимо раскрыть ее статическую неопределимость, для чего эту балку освобождают сначала от «лишних» связей, превращая ее тем самым в статически определимую (геометрически неизменяемую) систему, называемую основной системой. Она может быть получена путем введения необходимого количества шарниров, балочных опор, путем разреза контура (чаще для рам) и др.

Дополнительные уравнения для нахождения «лишних» неизвестных составляются из условий, что взаимные перемещения основной системы в местах приложения «лишних» неизвестных равны нулю (условия совместности деформаций – условия неразрезности).

Степень статической неопределимости балки соответствует количеству «лишних» неизвестных. В качестве «лишних» неизвестных можно принимать реакции на опорах балки или опорные моменты. Для многопролетных неразрезных балок за «лишние» неизвестные удобнее принять опорные моменты. Опорными моментами называют суммарные моменты внутренних сил упругости, возникающих в поперечных сечениях над опорами.

На рис. 5.1, *а* показана дважды статически неопределимая балка. За «лишние» неизвестные приняты опорные моменты на первой и второй опорах. Моменты на нулевой и третьей опорах равны нулю (рис. 5.1, *б*).

Для определения «лишних» неизвестных воспользуемся условием:

$$\begin{aligned} \Delta_1 &= 0, \\ \Delta_2 &= 0, \end{aligned} \qquad (5.1)$$

где Δ_1 – суммарное возможное перемещение центра тяжести поперечного сечения от всех внешних нагрузок и от всех «лишних» неизвестных по направле-

нию действия первой «лишней» неизвестной X_1; Δ_2 – суммарное возможное перемещение центра тяжести поперечного сечения от всех внешних нагрузок и от всех «лишних» неизвестных по направлению действия второй «лишней» неизвестной X_2.

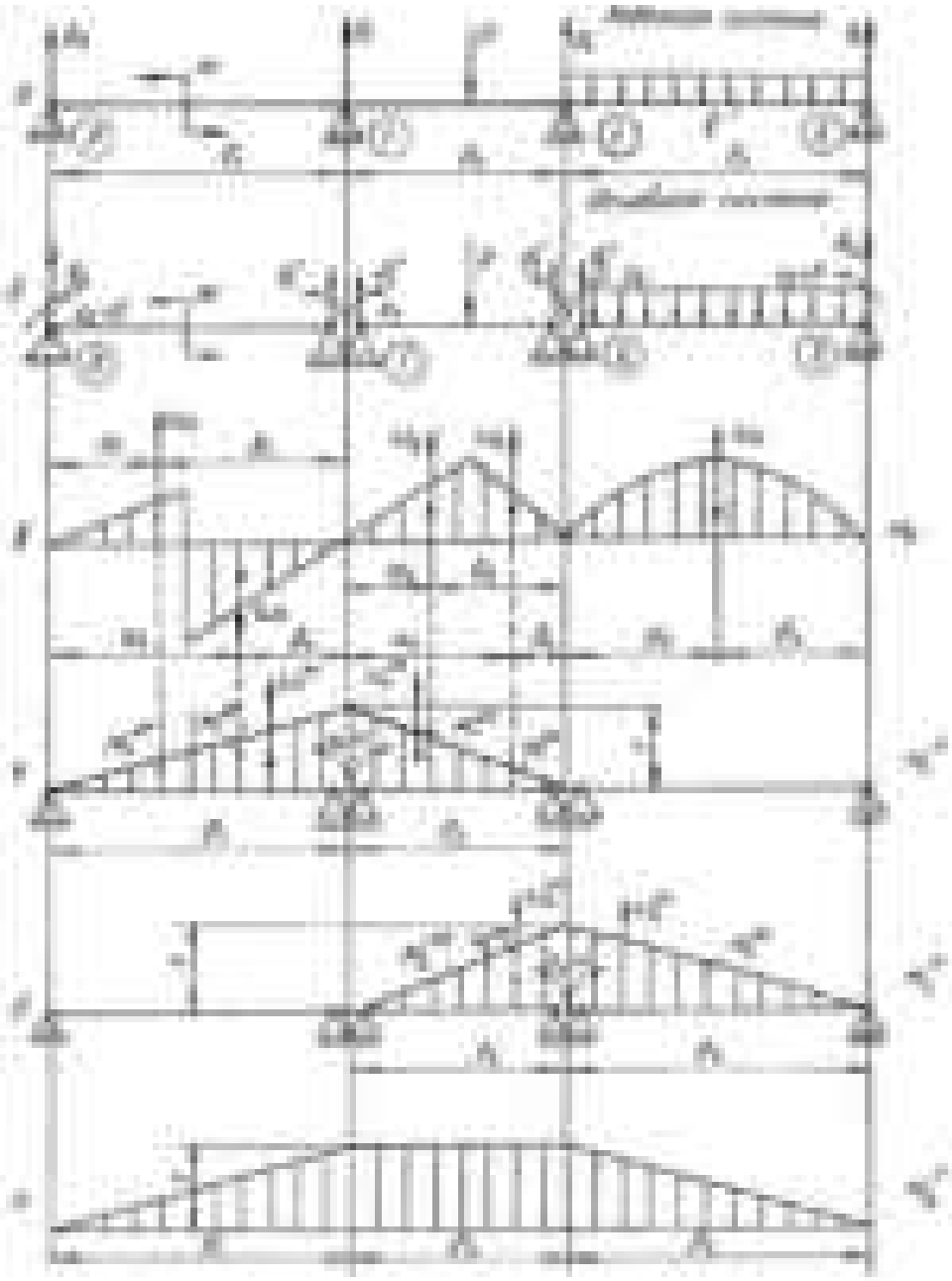


Рис. 5.1.

Эти перемещения в силу принципа независимости действия сил можно представить как сумму перемещений от каждой отдельной силы, приложенной к системе, т. е. от внешней нагрузки, обобщенно обозначаемой буквой *P,* и от неизвестных X_1, X_2, приложенных на опорах основной системы. Указанные пе-

ремещения выражаются через неизвестные X_1, X_2, нагрузку P и перемещения от единичных сил X_1=1, X_2=1.

$$\begin{aligned} \delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 + \Delta_{1p} = 0, \\ \delta_{21}X_1 + \delta_{22}X_2 + \Delta_{2p} = 0. \end{aligned} \tag{5.2}$$

Эти уравнения носят название канонических уравнений метода сил. Число их равно степени статической неопределимости системы. На примере первого уравнения рассмотрим обозначения:

δ_{11} – возможное перемещение центра тяжести поперечного сечения от действия единичной силы $X_1 = 1$ по направлению действия первой «лишней» неизвестной X_1;

$\delta_{11}X_1$ – возможное перемещение, вызванное действием X_1 по ее направлению;

δ_{12} – возможное перемещение от единичной нагрузки $X_2 = 1$ по направлению X_1;

$\delta_{12}X_2$– возможное перемещение от второй «лишней» неизвестной X_2 по направлению X_1;

Δ_{1p} – возможное перемещение от всех внешних нагрузок по направлению «лишней» неизвестной X_1.

Коэффициенты канонических уравнений с одинаковыми числовыми индексами δ_{11}, δ_{22} называются *главными коэффициентами***.** Они всегда положительны. Коэффициенты с разными числовыми индексами δ_{21}, δ_{12} называются *побочными*. Они могут быть положительными или отрицательными. На основании теоремы о взаимности перемещений побочные коэффициенты $\delta_{21} = \delta_{12}$.

Свободные члены канонических уравнений Δ_{1p}, и Δ_{2p} еще называют *грузовыми членами*, так как они представляют собой перемещения от внешних нагрузок.

Для вычисления коэффициентов и грузовых членов канонических уравнений строим эпюры изгибающих моментов от единичных нагрузок (единичные эпюры) – рис. 5.1, *г*, *д* и эпюры изгибающих моментов от внешних нагрузок (грузовые эпюры) – рис. 5.1, *в*.

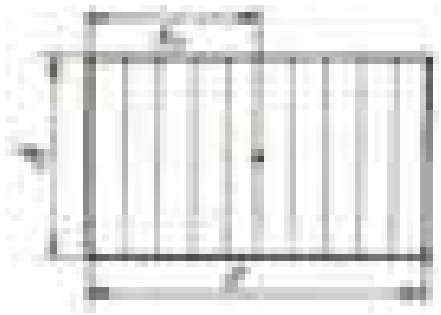
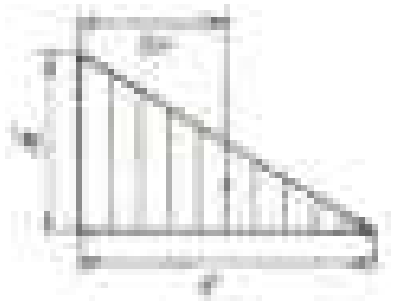
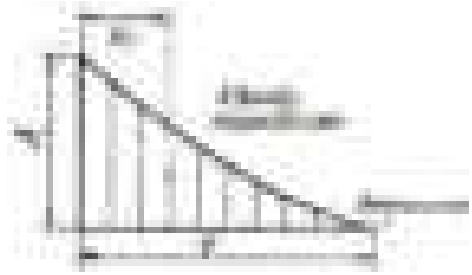
Коэффициенты уравнений и свободные члены находим путем перемножения эпюр по формуле Верещагина (или по формуле Симпсона)

$$\delta = \frac{1}{EJ}\sum \omega M_c^0, \tag{5.3}$$

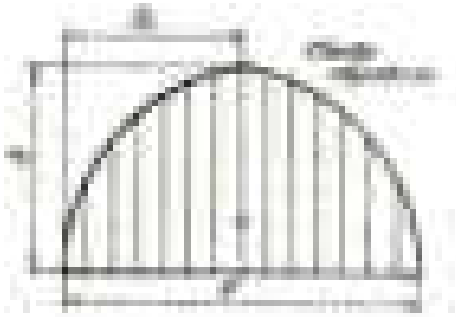
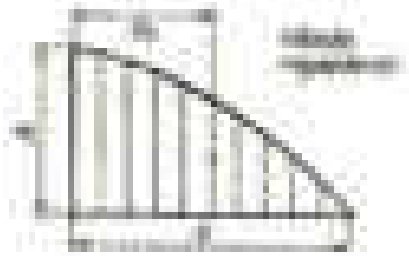
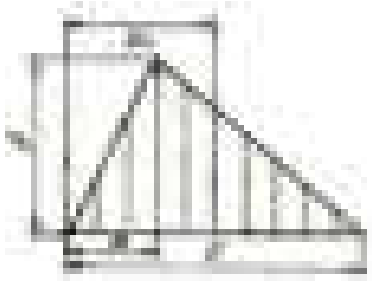
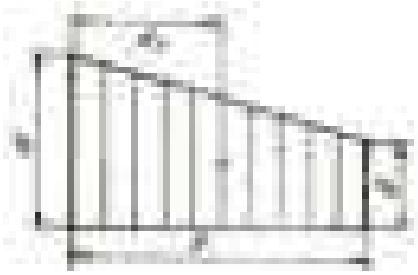
где ω – площадь эпюры изгибающих моментов; M_c^0 – ордината из единичной эпюры напротив центра тяжести грузовой эпюры; EJ – жесткость балки при изгибе.

Формулы для определения площадей и координат их центров тяжести приведены в табл. 5.1**.**

Таблица 5.1

Фигура	ω	x_c
	lh	$\frac{1}{2}l$
	$\frac{1}{2}lh$	$\frac{1}{3}l$
	$\frac{1}{3}lh$	$\frac{1}{4}l$
	$\frac{1}{4}lh$	$\frac{1}{5}l$

Окончание табл. 5.1

Фигура	ω	x_c
	$\frac{2}{3}lh$	$\frac{1}{2}l$
	$\frac{2}{3}lh$	$\frac{3}{8}l$
	$\frac{1}{2}lh$	$\frac{a+l}{3}$
	$l\frac{a+b}{2}$	$\frac{(a+2b)}{3(a+b)}l$

Главные коэффициенты δ_{11} и δ_{22} находим в результате перемножения единичных эпюр M_1^0, M_2^0 самих на себя

$$\delta_{11}=\frac{1}{EJ}\sum\omega_1^0 M_{c1}^0=\frac{1}{EJ}\left(\frac{1}{2}l_1\cdot 1\frac{2}{3}\cdot 1\right)+\frac{1}{EJ}\left(\frac{1}{2}l_2\cdot 1\cdot\frac{2}{3}\cdot 1\right)=\frac{1}{EJ}\left(\frac{l_1}{3}+\frac{l_2}{3}\right);$$

$$\delta_{22}=\frac{1}{EJ}\sum\omega_2^0 M_{c2}^0=\frac{1}{EJ}\left(\frac{1}{2}l_2\cdot 1\frac{2}{3}\cdot 1\right)+\frac{1}{EJ}\left(\frac{1}{2}l_3\cdot 1\cdot\frac{2}{3}\cdot 1\right)=\frac{1}{EJ}\left(\frac{l_2}{3}+\frac{l_3}{3}\right);$$

Побочные коэффициенты находим путем взаимного перемножения указанных единичных эпюр.

Для определения коэффициента δ_{12} берется площадь эпюры M_2^0 на участке длиной l_2, которая умножается на ординату с эпюры M_1^0

$$\delta_{12}=\delta_{21}=\frac{1}{EJ}\sum\omega_2^0 M_{c1}^0=\frac{1}{EJ}\sum\omega_1^0 M_{c2}^0=\frac{1}{EJ}\left(\frac{1}{2}l_2\cdot 1\right)\cdot\frac{1}{3}\cdot 1=\frac{l_2}{6\cdot EJ}.$$

Свободные члены уравнений находим путем умножения грузовых эпюр M_p на единичные M_1^0 и M_2^0

$$\Delta_{1p}=\frac{1}{EJ}\sum\omega_p M_{c1}^0=\frac{1}{EJ}\left(\omega_1 M_1^{01}-\omega_2 M_1^{02}+\omega_3 M_1^{03}+\omega_4 M_1^{04}\right)=$$

$$=\frac{1}{EJ}\left(\omega_1\frac{a_1}{l_1}-\omega_2\frac{a_2}{l_1}+\omega_3\frac{b_3}{l_2}+\omega_4\frac{b_4}{l_2}\right),$$

где $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4$ – площади грузовых эпюр; $M_1^{01}, M_1^{02}, M_1^{03}, M_1^{04}$ – ординаты, взятые из единичной эпюры M_1^0 напротив центров тяжести указанных площадей.

$$\Delta_{2p}=\frac{1}{EJ}\sum\omega_p M_{c2}^0=\frac{1}{EJ}\left(\omega_3 M_2^{03}+\omega_4 M_2^{04}+\omega_5 M_2^{05}\right)=$$

$$=\frac{1}{EJ}\left(\omega_3\frac{a_3}{l_2}+\omega_4\frac{a_4}{l_2}+\omega_5\frac{b_5}{l_3}\right).$$

После подстановки найденных перемещений в канонические уравнения получим

$$\frac{1}{EJ}\left(\frac{l_1}{3}+\frac{l_2}{3}\right)X_1+\frac{l_2}{6EJ}X_2+\frac{1}{EJ}\left(\omega_1\frac{a_1}{l_1}-\omega_2\frac{a_2}{l_1}+\omega_3\frac{b_3}{l_2}+\omega_4\frac{b_4}{l_2}\right)=0;$$

$$\frac{l_2}{6EJ}X_1+\frac{1}{EJ}\left(\frac{l_2}{3}+\frac{l_3}{3}\right)X_2+\frac{1}{EJ}\left(\omega_3\frac{a_3}{l_2}+\omega_4\frac{a_4}{l_2}+\omega_5\frac{b_5}{l_3}\right)=0.$$

Во избежание ошибок при определении «лишних» неизвестных необходимо проверить правильность определения коэффициентов и свободных членов канонических уравнений. Для этого необходимо построить суммарную эпюру единичных моментов M_Σ^0.

При умножении по правилу Верещагина суммарной единичной эпюры M_{Σ}^{0} на единичную эпюру M_{1}^{0} должна получиться сумма коэффициентов первого канонического уравнения

$$\delta_{11}+\delta_{12}=\frac{1}{EJ}\left(\frac{1}{2}l_1\cdot 1\frac{2}{3}\cdot 1\right)+\frac{1}{EJ}\left(l_2\cdot 1\frac{1}{2}\cdot 1\right)=\frac{1}{EJ}\left(\frac{l_1}{3}+\frac{l_2}{2}\right).$$

При умножении суммарной эпюры M_{Σ}^{0} на эпюру M_{2}^{0} должна получиться сумма коэффициентов второго канонического уравнения

$$\delta_{21}+\delta_{22}=\frac{1}{EJ}\left(\frac{1}{2}l_3\cdot 1\frac{2}{3}\cdot 1\right)+\frac{1}{EJ}\left(l_2\cdot 1\frac{1}{2}\cdot 1\right)=\frac{1}{EJ}\left(\frac{l_3}{3}+\frac{l_2}{2}\right).$$

Эта проверка называется построчной.

Произведение суммарной единичной эпюры саму на себя должно быть равным сумме всех коэффициентов канонических уравнений

$$\delta_{11}+\delta_{12}+\delta_{21}+\delta_{22}=\frac{1}{EJ}\left(\frac{1}{2}l_1\cdot 1\frac{2}{3}\cdot 1\right)+\frac{1}{EJ}\left(l_2\cdot 1\cdot 1\right)+\frac{1}{EJ}\left(\frac{1}{2}l_3\cdot 1\frac{2}{3}\cdot 1\right)=$$

$$=\frac{1}{EJ}\left(\frac{l_1}{3}+l_2+\frac{l_3}{3}\right).$$

Эта проверка называется универсальной.

Правильность определения грузовых членов уравнений состоит в следующем: их сумма должна равняться произведению грузовой эпюры M_p на суммарную единичную эпюру M_{Σ}^{0}

$$\Delta_{1p}+\Delta_{2p}=\frac{1}{EJ}\left(\omega_1\frac{a_1}{l_1}-\omega_2\frac{a_2}{l_1}+\omega_3\cdot 1+\omega_4\cdot 1+\omega_5\frac{b_5}{l_3}\right).$$

Убедившись в правильности определения коэффициентов и свободных членов уравнений методом последовательного исключения, находим «лишние» неизвестные X_1 и X_2 из канонических уравнений. При правильном определении «лишних» неизвестных после их подстановки в канонические уравнения, последние должны обращаться в тождества.

Учитывая опорные моменты и внешние нагрузки, определяют по уравнениям статики опорные реакции, строят эпюру поперечных сил Q_x и эпюру изгибающих моментов M_x.

Порядок решения неразрезной балки методом сил сводится к следующему:

1. Определяют степень статической неопределимости балки;

2. Выбирают основную систему (тем самым выбираются «лишние» неизвестные);

3. По числу «лишних» неизвестных составляются канонические уравнения;

4. Строят эпюры изгибающих моментов от действующих на основную систему внешних нагрузок – грузовые эпюры;

5. В местах действия «лишних» неизвестных и по направлению их действия прикладывают единичные моменты и строят эпюры изгибающих моментов от этих единичных моментов – единичные эпюры;

6. Вычисляют главные, побочные коэффициенты и свободные члены канонических уравнений и проверяют правильность их вычисления;

7. Методом последовательного исключения неизвестных решают канонические уравнения и определяют «лишние» неизвестные с последующей проверкой;

8. С помощью уравнений равновесия определяют опорные реакции заданной балки с последующей проверкой;

9. Строят эпюры поперечных сил Q_x и изгибающих моментов M_x;

10. Подбирают поперечное сечение балки заданного профиля;

11. Производят проверку на прочность и жесткость балки, если это требуется по условию задачи.

Пример 5.1.

Для заданной схемы стальной неразрезной балки (рис. 5.2, *а*) требуется:

1. Построить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов;
2. Подобрать поперечное сечение двутаврового профиля (см. табл. П. 1), если $\sigma_{adm} = 160\,\text{МПа}$, $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па.

Решение.

Определяем степень статической неопределимости балки. Она равна двум (числу опор без двух плюс единица из-за наличия жесткой заделки) и выбираем основную систему.

В качестве «лишних» неизвестных принимаются опорные моменты. Основная система показана на рис. 5.2, *б*.

Составляем канонические уравнения:

$$\delta_{11} X_1 + \delta_{12} X_2 + \Delta_{1p} = 0,$$

$$\delta_{21} X_1 + \delta_{22} X_2 + \Delta_{1p} = 0.$$

Для определения главных, побочных коэффициентов и свободных членов уравнений строим единичные эпюры M_1^0 (рис. 5.2, *г*), M_2^0 (рис. 5.2, *д*) и суммарную единичную эпюру M_Σ^0 (рис. 5.2, *е*). Грузовые эпюры M_p представлены на рис. 5.2, *в*.

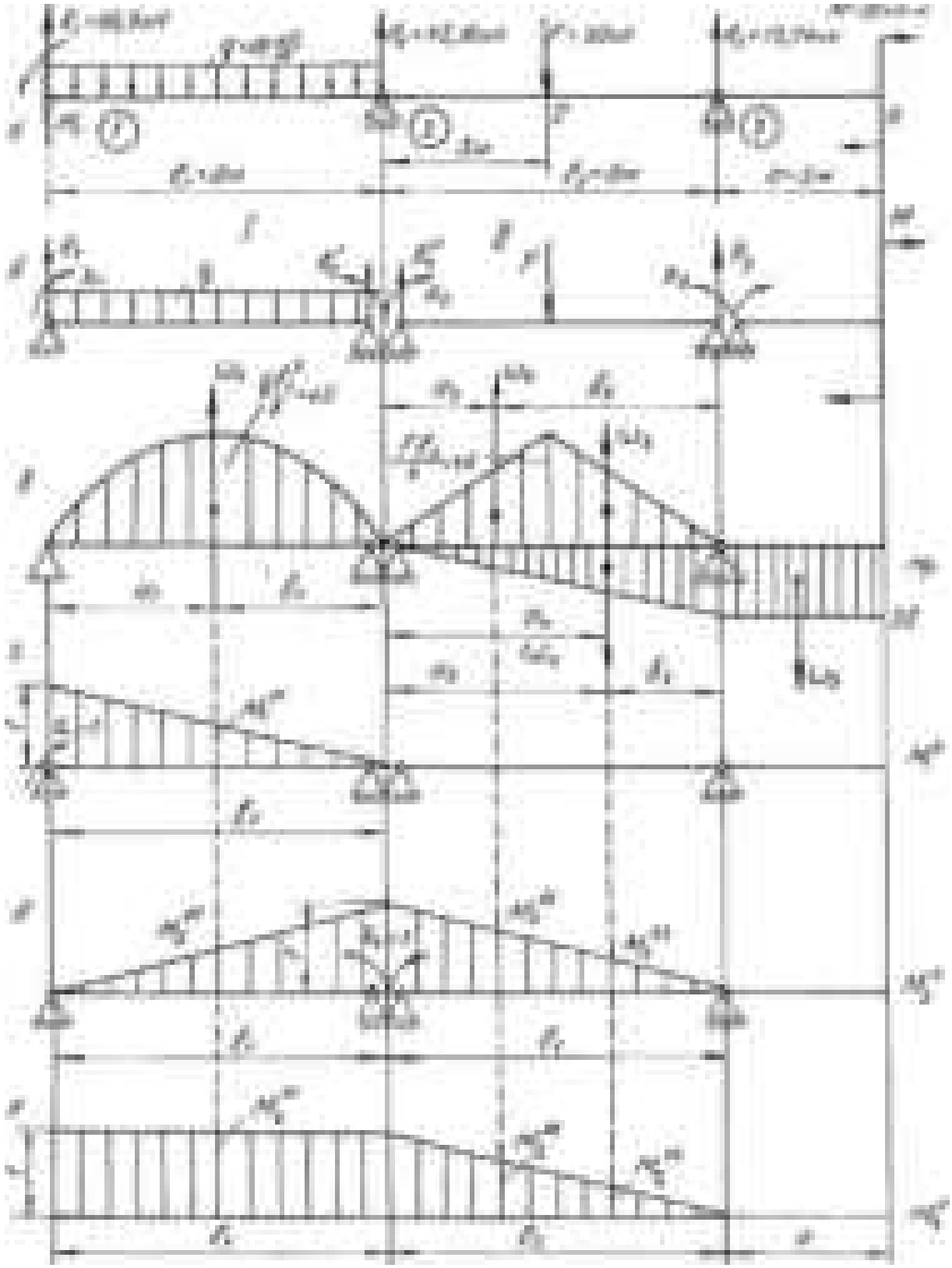


Рис. 5.2.

Путем умножения эпюр M_1^0 и M_2^0 самих на себя, находим значения главных коэффициентов:

$$\delta_{11}=\frac{1}{EJ}\left(\frac{1}{2}\cdot 1\cdot l_1\cdot\frac{2}{3}\cdot 1\right)=\frac{1}{EJ}\left(\frac{1}{2}\cdot 1\cdot 6\cdot\frac{2}{3}\cdot 1\right)=\frac{2{,}0}{EJ};$$

$$\delta_{22}=\frac{1}{EJ}\left(\frac{1}{2}\cdot 1\cdot l_1\cdot\frac{2}{3}\cdot 1+\frac{1}{2}\cdot 1\cdot l_2\cdot\frac{2}{3}\cdot 1\right)=\frac{1}{EJ}\left(2{,}0+2{,}0\right)=\frac{4{,}0}{EJ}.$$

Побочные коэффициенты определяем путем взаимного перемножения единичных эпюр M_1^0 и M_2^0

$$\delta_{12}=\delta_{21}=\frac{1}{EJ}\left(\frac{1}{2}\cdot 1\cdot l_1\frac{1}{3}\cdot 1\right)=\frac{1}{EJ}\left(\frac{1}{2}\cdot 1\cdot 6\cdot\frac{1}{3}\cdot 1\right)=\frac{1}{EJ}.$$

Находим свободные (грузовые) члены уравнений, перемножая эпюры изгибающих моментов от внешних нагрузок на единичные эпюры.

Площади грузовых эпюр:

$$\omega_1=\frac{2}{3}h_1l_1=\frac{2}{3}\cdot 4{,}5\cdot 10^4\cdot 6=18\cdot 10^4\ \text{Н}\cdot\text{м}^2;$$

$$\omega_2=\omega_3=\frac{1}{2}h_2\frac{l_2}{2}=\frac{1}{2}\cdot 4{,}5\cdot 10^4\cdot 3=6{,}75\cdot 10^4\ \text{Н}\cdot\text{м}^2;$$

$$\omega_4=\frac{1}{2}\cdot 20\cdot 10^3\cdot 6=6\cdot 10^4\ \text{Н}\cdot\text{м}^2.$$

Расстояния $a_1=b_1=3$ м; $a_2=b_3=2$ м; $b_2=a_3=4$ м; $a_4=4$ м.

$$\Delta_{1p}=\frac{1}{EJ}\left(\omega_1M_1^{01}\right)=\frac{1}{EJ}\left(18\cdot 10^4\cdot\frac{1}{2}\cdot 1\right)=\frac{9\cdot 10^4}{EJ},$$

где M_1^{01}– ордината единичной эпюры M_1^0 напротив центра тяжести площади грузовой эпюры ω:

$$\Delta_{2p}=\frac{1}{EJ}\left(\omega_1M_2^{01}+\omega_2M_2^{02}+\omega_3M_2^{03}-\omega_4M_2^{04}\right)=$$

$$=\frac{1}{EJ}\left(18\cdot 10^4\cdot\frac{1}{2}\cdot 1-6\cdot 10^4\cdot\frac{2}{6}+6{,}75\cdot 10^4\cdot\frac{4}{6}+6{,}75\cdot 10^4\cdot\frac{2}{6}\right)=$$

$$=\frac{15{,}75\cdot 10^4}{EJ}-\frac{2\cdot 10^4}{EJ}=\frac{13{,}75\cdot 10^4}{EJ},$$

где M_2^{01}, M_2^{02}, M_2^{03}, M_2^{04}– ординаты единичной эпюры M_2^0 напротив центров тяжести площадей грузовых эпюр ω_1, ω_2, ω_3, ω_4.

Производим проверку правильности определения коэффициентов и свободных членов уравнений, для чего строим суммарную единичную эпюру M_Σ^0.

Построчная проверка. Перемножая суммарную единичную эпюру M_{Σ}^{0} на единичную эпюру M_{1}^{0}, должны получить сумму коэффициентов первого канонического уравнения

$$\delta_{11}+\delta_{12}=\frac{1}{EJ}\left(1\cdot l_1\cdot\frac{1}{2}\cdot 1+0\right)=\frac{3}{EJ}.$$

При перемножении эпюры M_{Σ}^{0} на единичную эпюру M_{2}^{0} должны получить сумму коэффициентов второго канонического уравнения:

$$\delta_{21}+\delta_{22}=\frac{1}{EJ}\left(1\cdot l_1\cdot\frac{1}{2}\cdot 1+\frac{1}{2}\cdot l_2\cdot 1\cdot\frac{2}{3}\cdot 1\right)=\frac{1}{EJ}\left(1\cdot 6\cdot\frac{1}{2}\cdot 1+\frac{1}{2}\cdot 6\cdot 1\cdot\frac{2}{3}\cdot 1\right)=\frac{5{,}00}{EJ}.$$

Универсальная проверка. Умножаем суммарную единичную эпюру M_{Σ}^{0} саму на себя. Должны получить сумму всех коэффициентов канонических уравнений:

$$\delta_{11}+\delta_{12}+\delta_{21}+\delta_{22}=\frac{1}{EJ}\left(1\cdot l_1\cdot 1+\frac{1}{2}\cdot l_2\cdot 1\cdot\frac{2}{3}\cdot 1\right)=\frac{1}{EJ}\left(1\cdot 6\cdot 1+\frac{1}{2}\cdot 6\cdot 1\cdot\frac{2}{3}\right)=\frac{8{,}00}{EJ}.$$

Проводим проверку правильности определения грузовых членов уравнений.

Перемножением грузовой эпюры M_p на суммарную единичную эпюру M_{Σ}^{0} должны получить сумму свободных членов уравнений:

$$\Delta_{1p}+\Delta_{2p}=\frac{1}{EJ}\left(\omega_1 M_{\Sigma}^{01}+\omega_2 M_{\Sigma}^{02}+\omega_3 M_{\Sigma}^{03}-\omega_4 M_{\Sigma}^{04}\right)=$$

$$=\frac{1}{EJ}\left(18\cdot 10^4\cdot 1+6{,}75\cdot 10^4\cdot\frac{4}{6}+6{,}75\cdot 10^4\cdot\frac{2}{6}-6\cdot 10^4\cdot\frac{2}{6}\right)=\frac{22{,}75\cdot 10^4}{EJ}.$$

Подставляем коэффициенты и свободные члены в канонические уравнения:

$$\frac{2{,}00}{EJ}X_1+\frac{1{,}00}{EJ}X_2+\frac{9\cdot 10^4}{EJ}=0.$$

$$\frac{1{,}00}{EJ}X_1+\frac{4{,}0}{EJ}X_2+\frac{13{,}75\cdot 10^4}{EJ}=0.$$

После сокращения на жесткость получаем:

$$2{,}00X_1+1{,}00X_2+9\cdot 10^4=0.$$

$$1{,}00X_1+4{,}00X_2+13{,}75\cdot 10^4=0.$$

Решая совместно эти уравнения, находим:

$$X_1=M_1=-3{,}18\cdot 10^4\ \text{Н·м}=-31{,}8\ \text{кН·м},$$

$$X_2 = M_2 = -2{,}64 \cdot 10^4 \text{ Нм} = -26{,}4 \text{ кН·м}.$$

На опоре № 3 (см. рис. 5.2, *а*) опорный момент будет равен моменту M со знаком минус:

$$X_3 = M_3 = -20 \text{ кН·м}.$$

Подставив найденные значения «лишних» неизвестных в канонические уравнения, убеждаемся в том, что эти уравнения превращаются в тождества.

Определяем опорные реакции заданной балки из уравнений статики:

$$\sum M_1^{\text{I}} = 0; \quad R_2^1 l_1 + M_2 - \frac{q l_1^2}{2} - M_1 = 0;$$

$$R_2^{'} = -\frac{M_2}{l_1} + \frac{q l_1}{2} + \frac{M_1}{l_1} = \frac{26{,}4}{6} + \frac{10 \cdot 6}{2} - \frac{31{,}8}{6} = 29{,}1 \text{ кН}.$$

$$\sum M_2^{\text{I}} = 0; \quad -R_1 l_1 - M_1 + \frac{q l_1^2}{2} + M_2 = 0;$$

$$R_1 = -\frac{M_1}{l_1} + \frac{q l_1}{2} + \frac{M_2}{l_1} = \frac{31{,}8}{6} + \frac{10 \cdot 6}{2} - \frac{26{,}4}{6} = 30{,}9 \text{ кН}.$$

$$\sum M_2^{\text{II}} = 0; \quad M_3 + R_3 l_3 - F\frac{l_2}{2} - M_2 = 0;$$

$$R_3 = -\frac{M_3}{l_2} + \frac{F}{2} + \frac{M_2}{l_2} = \frac{20}{6} + \frac{30}{2} - \frac{26{,}4}{6} = 13{,}94 \text{ кН}.$$

$$\sum M_3^{\text{II}} = 0; \quad -M_2 - R_2^2 l_2 + P\frac{l_2}{2} + M_3 = 0;$$

$$R_2^{''} = -\frac{M_2}{l_2} + \frac{F}{2} + \frac{M_3}{l_2} = \frac{26{,}4}{6} + \frac{30}{2} - \frac{20}{6} = 16{,}06 \text{ кН}.$$

Окончательно:

$$R_1 = 30{,}9 \text{ кН}; R_2 = R_2^{'} + R_2^{''} = 29{,}1 + 16{,}06 = 45{,}16 \text{ кН}; \; R_3 = 13{,}94 \text{ кН}.$$

Проверка:

$$\sum Y = 0; \quad R_1 + R_2 + R_3 - F - q \cdot l_1 = 0; \quad 30{,}9 + 45{,}16 + 13{,}94 - 30 - 10 \cdot 6 = 0.$$

Строим эпюру поперечных сил Q_x и эпюру изгибающих моментов M_x по правилам, принятым при построении эпюр для статически определимых балок (рис. 5.3**).**

$Q_1 = R_1 = 30{,}9$ кН;

$Q_2 = R_1 - q \cdot l_1 = 30{,}9 - 10 \cdot 6 = -29{,}1$ кН;

Затем скачок вверх на $R_2 = 45{,}16$ кН.

На участке от опоры 2 до сечения C: $Q_x = 16{,}06$ кН.

Затем скачок вниз в сечении C на силу F, $Q_C = 16{,}06 - 30 = -13{,}94$ кН.

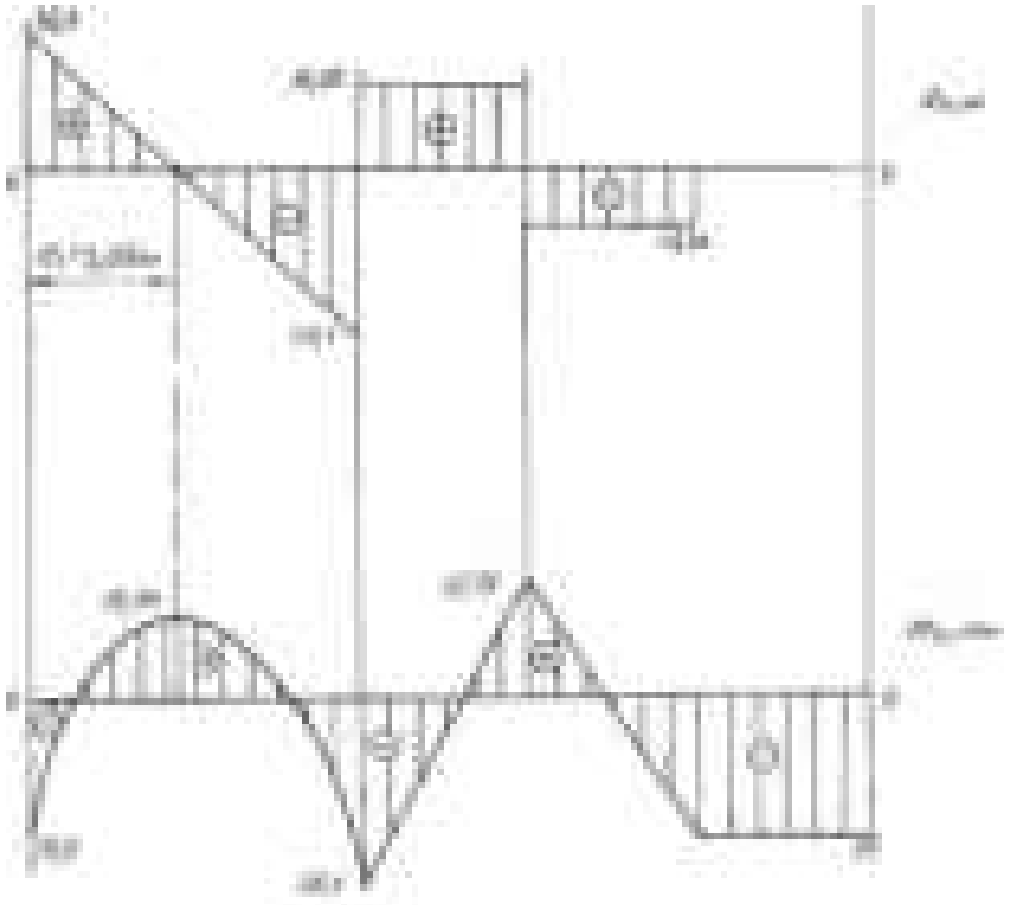


Рис. 5.3.

Находим расстояние *a*

$$\frac{30,9}{a_1}=\frac{29,1}{6-a_1},\ a_1=3,09\ \text{м}.$$

На участке от сечении *C* до опоры 3

$$Q_{C-3}=-13,94\ \text{кН}.$$

В левом крайнем сечении $M_x=-M_1=-31,8\ \text{кН}\cdot\text{м}$.

При $x=a_1=3,09\,\text{м}$

$$M_x=R_1a_1-\frac{qa_1^2}{2}-M_1=30,9\cdot3,09-\frac{10\cdot3,09^2}{2}-31,8=15,94\ \text{кН}\cdot\text{м}$$

В сечении над опорой 2

$$M_x=-M_1+R_1l_1-\frac{ql_1^2}{2}=-31,8+30,9\cdot6-\frac{10\cdot6^2}{2}=-26,4\ \text{кН}\cdot\text{м}.$$

До сечения *C* расчет производим справа:

$$M_k=-M=-20\ \text{кН}\cdot\text{м},$$

$$M_C=-M+R_3\cdot3=-20+13,93\cdot3=21,79\ \ \text{кН}\cdot\text{м}.$$

На участке балки от сечения *K* до опоры 3: $M_x = -20$ кН·м.

По сортаменту проката в соответствии с ГОСТ 8239-89 подбираем поперечное сечение двутаврового профиля, используя условие прочности

$$M_{\max} \le \sigma_{adm} \cdot W_{н.о.},$$

откуда $W_{н.о.} \ge \dfrac{M_{\max}}{\sigma_{adm}} = \dfrac{31{,}8 \cdot 10^3}{160 \cdot 10^6} = 1{,}98 \cdot 10^{-4}$ м^3 $= 198$ см^3.

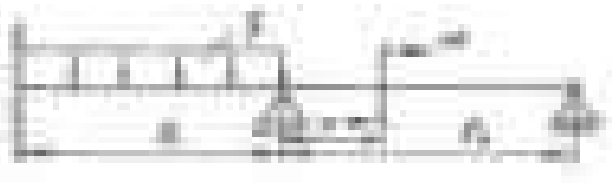
Принимаем двутавр № 20а, для которого $W_{н.о.} = W_x^{табл.} = 203$ см^3, $J_{н.о.} = J_x^{табл.} = 2030$ см^4, $A = 28{,}9$ см^2.

5.2. Задания для расчета статически неопределимых балок

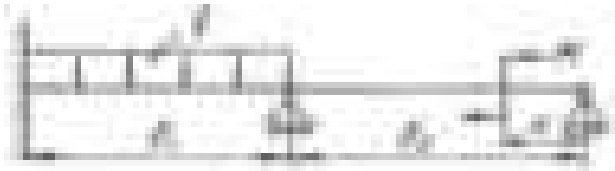
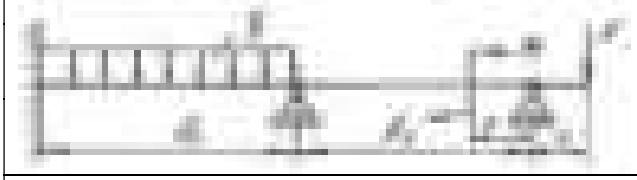
Для заданной схемы неразрезной балки при заданных значениях длин и нагрузок в соответствии с указанным номером варианта требуется:

1. Определить степень статической неопределимости балки, выбрать основную систему.
2. Составить канонические уравнения по методу сил.
3. Вычислить коэффициенты при неизвестных и свободные члены канонических уравнений. Проверить правильность их определения.
4. После определения неизвестных построить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов.
5. Подобрать поперечное сечение балки двутаврового профиля (см. табл. П. 1) при $\sigma_{adm} = 160$ МПа. Данные для расчета взять из табл. 5.2.

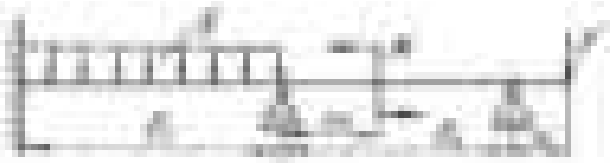
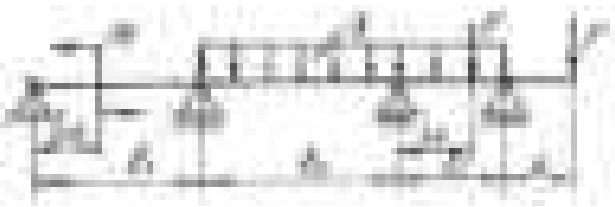
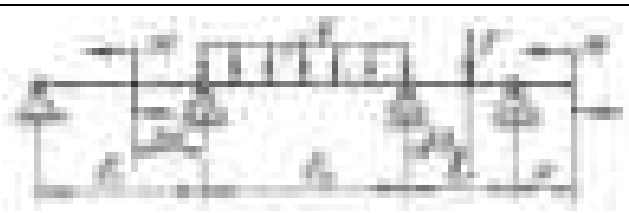
Таблица 5.2

Схема закрепления и нагружения балки	Номер варианта	*M*, кН·м	*F*, кН	*q*, кН/м	l_1, м	l_2, м	*a*, м
	1	10	10	15	3,5	5,0	0,5
	2	20	11	15	2,5	4,0	0,5
	3	30	12	15	4,0	4,0	0,5
	4	15	13	10	3,0	5,5	0,5
	5	20	14	10	3,5	5,0	0,5
	6	25	15	10	2,5	5,0	0,4

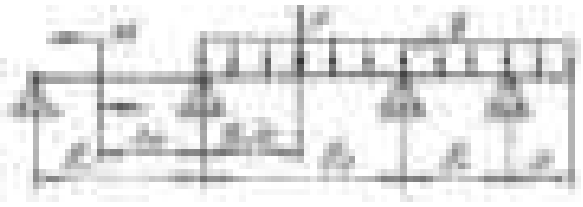
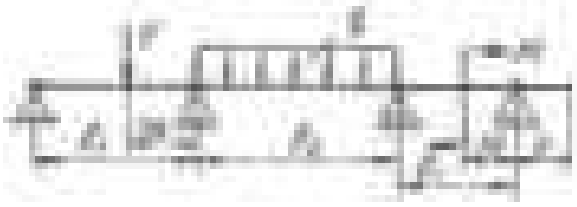
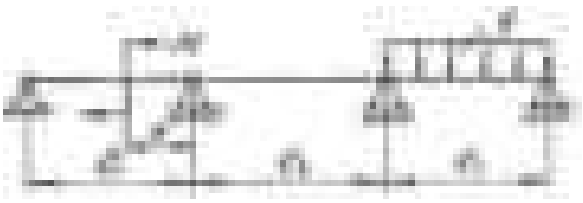
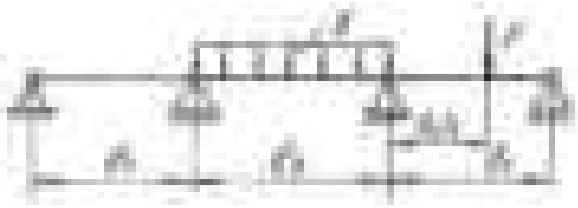
Продолжение табл. 5.2

Схема закрепления и нагружения балки	Номер вари-анта	M, кН·м	F, кН	q, кН/м	l_1, м	l_2, м	a, м
	7	10	10	10	5,0	5,0	0,4
	8	15	11	15	3,5	6,0	0,6
	9	20	12	20	3,5	5,0	0,4
	10	10	15	20	4,0	5,0	0,4
	11	20	20	10	2,0	5,0	0,5
	12	30	25	10	3,0	4,0	0,6
	13	30	11	15	2,0	5,0	0,4
	14	40	10	15	4,5	5,0	0,5
	15	20	12	15	3,5	5,5	0,6
	16	15	12	10	3,5	4,5	0,5
	17	20	10	10	2,6	5,2	0,4
	18	25	11	10	2,0	5,0	0,8
	19	25	20	20	3,5	6,0	0,5
	20	20	25	15	3,0	5,5	0,8
	21	15	10	10	3,5	3,5	0,8
	22	20	10	10	3	5	0,5
	23	30	11	10	4	6	0,4
	24	25	12	10	5	6	0,6
	25	20	15	10	2	3	0,4
	26	30	16	10	3	4	0,5
	27	40	20	10	4	5	0,6

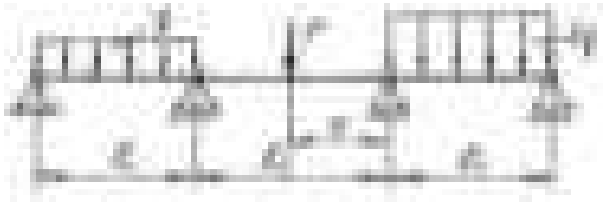
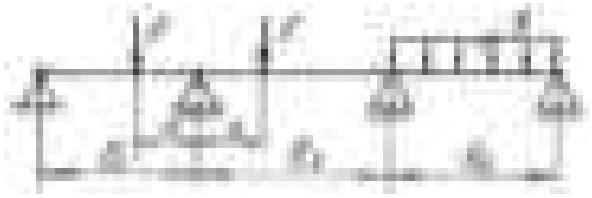
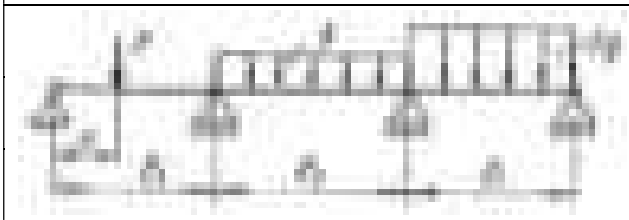
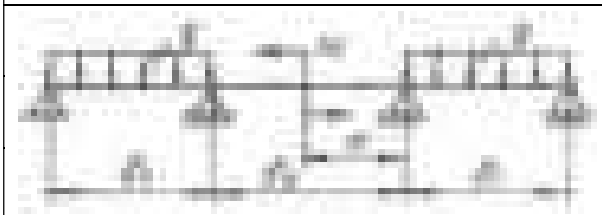
Продолжение табл. 5.2

Схема закрепления и нагружения балки	Номер вари-анта	M, кН·м	F, кН	q, кН/м	l_1, м	l_2, м	a, м
	28	15	10	15	3	5	0
	29	20	15	15	4	6	0,5
	30	25	20	15	5	6	0,4
	31	30	12	20	2	3	0,4
	32	35	14	15	3	4	0,5
	33	40	16	20	2,5	5	0,6
	34	10	20	10	3	5,5	0,4
	35	15	15	15	2,5	4	0,5
	36	20	10	20	5	6	0,6
	37	20	12	15	4	6	0,4
	38	15	14	20	3,5	4	0,6
	39	10	16	25	4	5	0,5
	40	10	10	30	2,5	4	0,4
	41	15	20	20	3	5	0,5
	42	20	30	10	4	6	0,6
	43	10	15	10	3	5	0,4
	44	20	25	12	4	5	0,5
	45	30	35	14	5	6	0,6
	46	40	10	10	2	5	0,5
	47	20	25	16	3	4	0,6
	48	10	30	10	4	6	0,4

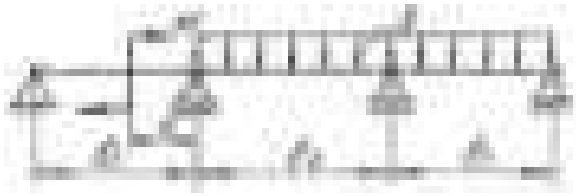
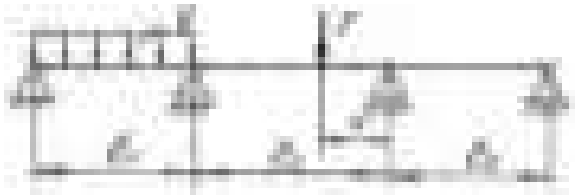
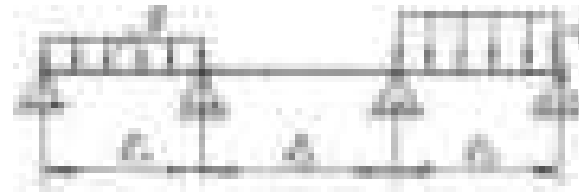
Продолжение табл. 5.2

Схема закрепления и нагружения балки	Номер вари-анта	M, кН·м	F, кН	q, кН/м	l_1, м	l_2, м	a, м
	49	30	25	12	5	6	0,5
	50	15	15	15	6	5	0,4
	51	10	20	20	2	4	0,6
	52	10	20	10	4	5	0,5
	53	20	15	12	5	6	0,5
	54	30	40	14	4	6	0,5
	55	25	20	16	3	4	0,4
	56	35	30	10	5	6	0,5
	57	40	15	12	4	5	0,6
	58	10	20	14	5	6	0,6
	59	15	30	16	2	4	0,5
	60	20	40	10	4	5	0,4
	61	25	10	12	3	5	0,3
	62	35	15	14	5	6	0,6
	63	40	20	16	6	4	0,5
	64	10	–	10	3	4	0,5
	65	20	–	15	4	5	0,6
	66	30	–	12	5	6	0,4
	67	–	12	40	2	3	0,6
	68	–	14	30	3	4	0,5
	69	–	16	25	4	5	0,4

Продолжение табл. 5.2

Схема закрепления и нагружения балки	Номер вари-анта	M, кН·м	F, кН	q, кН/м	l_1, м	l_2, м	a, м
	70	30	–	20	4	5	0,4
	71	20	–	15	3	4	0,6
	72	40	–	30	2	3	0,8
	73	–	20	20	3	3	0,5
	74	–	15	15	4	5	0,5
	75	–	16	30	5	6	0,5
	76	–	40	20	4	5	0,4
	77	–	30	10	3	5	0,5
	78	–	20	12	2	3	0,6
	79	–	10	20	2	3	0,6
	80	–	12	15	4	5	0,8
	81	–	15	10	6	6	0,5
	82	–	20	12	3	4	0,5
	83	–	10	15	4	5	0,6
	84	–	15	20	5	6	0,8
	85	20	–	12	3	5	0,5
	86	30	–	15	4	6	0,6
	87	40	–	20	5	6	0,8
	88	10	20	12	3	4	0,4
	89	15	30	14	4	6	0,6
	90	20	40	16	5	5	0,5

Окончание табл. 5.2

Схема закрепления и нагружения балки	Номер вари-анта	M, кН·м	F, кН	q, кН/м	l_1, м	l_2, м	a, м
	91	12	–	20	5	6	0,5
	92	15	–	30	4	5	0,5
	93	20	–	40	6	4	0,4
	94	–	20	12	5	6	0,5
	95	–	30	15	4	5	0,6
	96	–	40	16	6	4	0,4
	97	20	–	20	3	4	0,5
	98	30	–	30	4	5	0,5
	99	40	–	40	5	6	0,6
	100	–	12	10	6	4	0,4
	101	–	15	15	3	3	0,5
	102	–	20	20	4	5	0,6
	103	–	–	20	5	5	0,8
	104	–	–	30	6	6	0,6
	105	–	–	40	4	8	0,5

5.3. Статически неопределимые рамы

Плоской рамой называется геометрически неизменяемая система, состоящая из стержней, лежащих в одной плоскости и жестко соединенных между собой. Горизонтальные стержни рам называются *ригелями*, вертикальные – *стойками.*

Статически неопределимой рамой называется такая геометрически неизменяемая система, у которой реакции или все внутренние суммарные силовые факторы, возникающие в сечениях ее элементов при действии произвольной нагрузки, не могут быть определены из уравнений статики.

Расчет статически неопределимой рамы сводится к построению эпюр изгибающих моментов M_x, поперечных сил Q_x и нормальных сил N_x, на основании которых подбираются сечения, или проверяются напряжения в опасных сечениях различных элементов, или определяется несущая способность системы.

В пособии рассмотрено только построение эпюр M_x, Q_x, N_x, а также подбор поперечного сечения, так как это наиболее трудоемкая часть расчета.

Степень статической неопределимости плоской рамы определяется следующим образом:

1. Замкнутый контур (рама, оба конца которой жестко защемлены) имеет степень статической неопределимости, равную трем.

2. Наличие шарнира в раме понижает степень статической неопределимости на единицу.

3. Наличие подвижной опоры также понижает степень статической неопределимости на единицу.

Определение усилий в статически неопределимой раме связано с необходимостью составления дополнительных уравнений – уравнений совместности деформаций. Число этих уравнений должно быть равно степени статической неопределимости рамы.

Прежде, чем составлять уравнение деформаций, следует превратить заданную статически неопределимую раму в статически определимую, геометрически неизменяемую, устранив из нее «лишние» связи. Такая система называется *основной* системой.

Если к основной системе, кроме заданной нагрузки, приложить реакции устраненных связей, то деформации этой системы и возникающие в ней внутренние усилия, будут такими же, как и в заданной системе. То есть, обе системы будут эквивалентными.

В заданной системе в направлениях имеющихся связей перемещений быть не может. Поэтому, в основной системе перемещения в направлении отброшенных связей должны быть равны нулю.

Способ расчета статически неопределимых систем, при котором за «лишние» неизвестные принимаются силы и моменты, называется *методом сил.*

Данный метод рассмотрен при расчете статически неопределимых неразрезных балок в начале этой главы. Определение коэффициентов уравнений и грузовых членов и их проверки рассмотрены также при расчете балок.

Построение эпюр изгибающих моментов, поперечных и продольных сил.

При расчете рам на прочность в каждом поперечном сечении необходимо определять три силовых фактора: продольную силу N_x, поперечную силу Q_x, изгибающий момент M_x.

Продольная сила N_x равна алгебраической сумме проекций всех сил, действующих по одну сторону от сечения на продольную ось бруса. Если сила вызывает растяжение, она положительна, сжатие – отрицательна.

При построении эпюр продольных сил их значения откладываются симметрично от оси бруса в обе стороны с указанием знака.

Поперечная сила Q_x равна алгебраической сумме проекций на нормаль к оси бруса всех сил, действующих по одну сторону от сечения.

Если поперечная сила относительно сечения вращает часть бруса по часовой стрелке, то она положительна. Противоположное направление следует считать отрицательным. Условимся положительные ординаты откладывать снаружи контура, отрицательные – внутри.

При построении эпюр поперечных сил их значения откладываются по одну сторону от оси бруса с указанием знака.

Изгибающий момент M_x равен сумме моментов всех сил, взятых по одну сторону от сечения, относительно оси, проходящей через центр сечения перпендикулярно плоскости рамы. Условно принято построение эпюр изгибающих моментов со стороны растянутых волокон.

Общий порядок расчета статически неопределимых рам по методу сил сводится к следующему.

1. Определяют степень статической неопределимости рамы.
2. Удаляют «лишние» связи. Полученную таким образом основную систему загружают заданными силами и реакциями отброшенных связей.
3. В местах действия «лишних» неизвестных и по направлению их действия прикладывают единичные силы и строят эпюры изгибающих моментов от единичных сил, а также суммарную единичную эпюру.
4. Строят эпюры изгибающих моментов от действующих на основную систему внешних нагрузок.
5. Вычисляют главные, побочные коэффициенты и свободные члены канонических уравнений и проверяют правильность их определения.
6. Составляют и решают канонические уравнения, определяя «лишние» неизвестные.
7. Определяют остальные реакции с помощью уравнений статики.

8. Вычисляют значения изгибающих моментов, поперечных и нормальных сил и строят эпюры.

9. Подбирают поперечное сечение заданного профиля.

Пример 5.2.

Для заданной схемы статически неопределимой рамы (рис. 5.4, *а*), при заданных значениях длин и нагрузок, построить эпюры изгибающих моментов, нормальных и поперечных сил. Жесткости стоек и ригеля одинаковы.

Решение.

Заданная система освобождается от наложенных на нее связей. Действия связей заменяются реакциями. Установим степень статической неопределимости рамы: 3(замкнутый контур) − 2(наличие двух шарниров) = 1, т. е. рама однажды статически неопределима.

За «лишнюю» неизвестную X_1 принимаем реакцию H_b. Нагружаем основную систему (рис. 5.4, *б*) заданными внешними силами и реакцией отброшенной связи. Выбирая основную систему, необходимо помнить, что она должна быть статически определимой и геометрически неизменяемой.

В месте действия «лишней» неизвестной и по направлению ее действия прикладываем единичную силу $X_1 = 1$ и строим единичную эпюру.

Рассмотрим подробно построение этой эпюры. Покажем реакции опор (рис. 5.5), их три. Определим эти реакции по уравнениям статики:

$$\sum X = 0; \qquad H'_a - X_1 = 0; \qquad H'_a = 1;$$

$$\sum M_A = 0; \quad -X_1 \cdot 3 + R'_b \cdot 4 = 0; \qquad R'_b = \frac{3}{4} = 0{,}75;$$

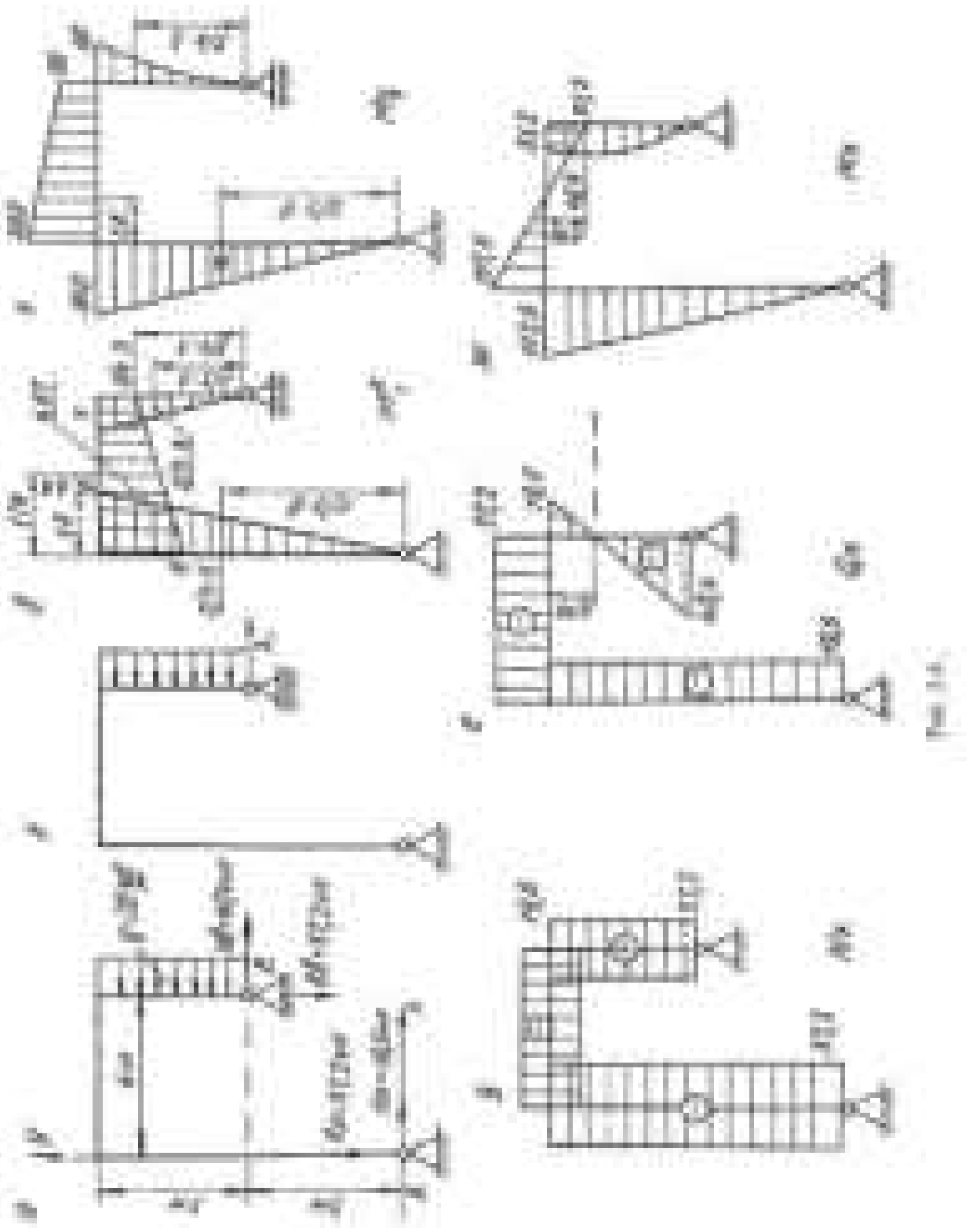
$$\sum M_B = 0; \quad -H'_a \cdot 3 + R'_a \cdot 4 = 0; \quad R'_a = \frac{3}{4} = 0{,}75.$$

Проверка правильности вычисления реакций:

$$\sum Y = 0; \qquad -R'_a + R'_b = 0; \qquad 0 = 0.$$

Получили тождество, следовательно, реакции определены правильно.

Разбиваем раму на участки, граница участка там, где приложены сосредоточенные силы и для рамы граница участка, где жестко соединяется стойка с ригелем. Участков три, находим значения изгибающих моментов на границах участков. На всех участках эпюра изгибающих моментов очерчена наклонной прямой, эпюра изгибающих моментов показана на рис. 5.4, *в*.



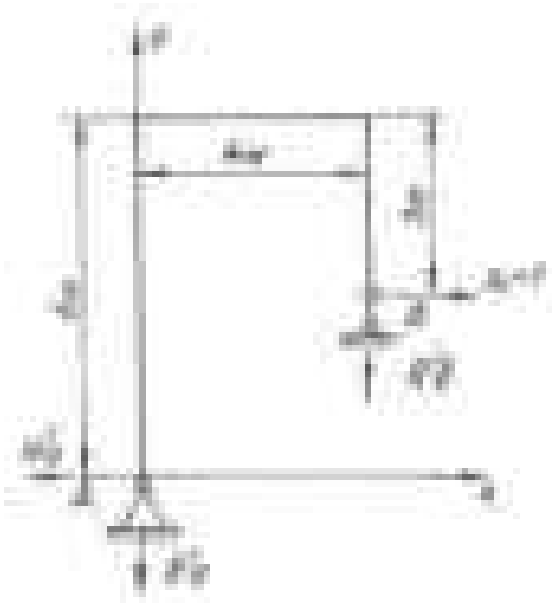


Рис. 5.5.

Строим эпюру изгибающих моментов от действия на основную систему внешней равномерно распределенной нагрузки интенсивностью q (рис. 5.4, *г*). По приведенной выше методике определяем реакции опор, разбиваем раму на участки, определяем значения изгибающих моментов на границах участков и по контрольным правилам строим эпюру изгибающих моментов.

По числу «лишних» неизвестных записываем канонические уравнения метода сил

$$\delta_{11}X_1 + \Delta_{1p} = 0\,.$$

Перемещение δ_{11} определяется перемножением единичной эпюры самой на себя

$$\delta_{11} = \sum \frac{\omega_1^0 M_{c1}^0}{EJ},$$

где ω_1^0 – площадь единичной эпюры; M_{c1}^0 – ордината единичной эпюры под ее центром тяжести.

$$\delta_{11} = \sum \frac{\omega_1^0 M_{c1}^0}{EJ} = \frac{1}{EJ}\left\{\left(\frac{1}{2}6\cdot 6\right)\left[\frac{2}{3}\cdot 6\right] + \left(\frac{1}{2}3\cdot 3\right)\left[\frac{2}{3}\cdot 3\right] + \left(\frac{(3+6)}{2}4\right)[4{,}67]\right\} = \frac{165{,}06}{EJ}.$$

На участке по ригелю площадь эпюры изгибающих моментов представлена трапецией. Посмотрим подробнее как определить центр тяжести площади, площадь и ординату под ее центром тяжести (рис. 5.6).

$$C=\frac{4\left(2\cdot 3+6\right)}{3\left(3+6\right)}=1,78\text{ м};\quad \omega_0=\frac{1}{2}\left(3+6\right)\cdot 4=18\text{ кН}\cdot\text{м}^2,$$

где ω_0 –площадь трапеции.

$$M_c^0=\left(3+1,67\right)=4,67\text{ кН}\cdot\text{м},$$

где M_c^0 – ордината под центром тяжести трапеции.

Отрезок $1,67$ определяем из подобия треугольников $3:4=x:2,22$.

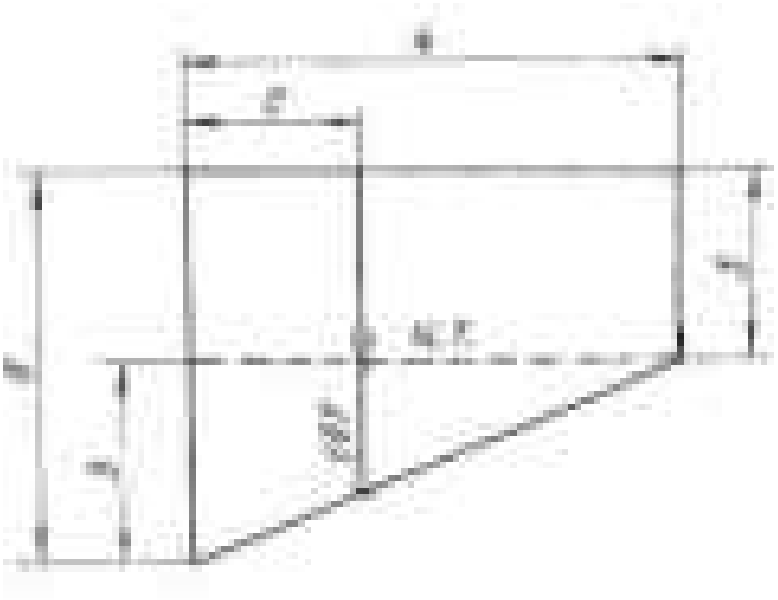


Рис. 5.6.

Перемещение Δ_{1p} получаем перемножением грузовой эпюры M_q на единичную M_1^0

$$\Delta_{1p}=\sum\frac{\omega_p M_{c1}^0}{EJ},$$

где ω_p – площадь грузовой эпюры; M_{c1}^0 – ордината с первой единичной эпюры под центром тяжести грузовой.

$$\Delta_{1p}=\frac{1}{EJ}\left\{-\left(\frac{1}{2}360\cdot 6\right)\left[\frac{2}{3}6\right]-\left(\left(\frac{90+360}{2}\right)\cdot 4\right)[4,8]-\left(\frac{1}{3}90\cdot 3\right)\left[\frac{3}{4}3\right]\right\}=-\frac{6682,5}{EJ}.$$

Полученные значения δ_{11} и Δ_{1p} подставляем в уравнения, определяем X_1:

$$\frac{165{,}06 \cdot X_1}{EJ} - \frac{6682{,}5}{EJ} = 0, \quad X_1 = 40{,}4\,\text{кН}.$$

Зная реакцию $H_b = X_1$, по уравнениям статики определяем R_a, H_a, R_b:

$$\sum X = 0, \qquad H_b + H_a - q \cdot 3 = 0, \qquad H_a = 19{,}6 \text{ кН};$$

$$\sum M_a = 0, \quad H_b \cdot 3 + R_b \cdot 4 - q \cdot 3 \cdot 4{,}5 = 0, \qquad R_b = 37{,}2 \text{ кН};$$

$$\sum M_b = 0, \quad H_a \cdot 6 - R_a \cdot 4 + q \cdot 3 \cdot 1{,}5 = 0, \qquad R_a = 37{,}2 \text{ кН}.$$

Проверка правильности вычисления реакций:

$$\sum Y = 0, \qquad R_a + R_b = 0.$$

Строим эпюры M_x, Q_x, N_x известным способом. Эпюры приведены на рисунке 5.4, *д*, *е*, *ж*.

Пример 5.3.

Для заданной схемы статически неопределимой рамы (рис. 5.7, *а*)**,** при заданных значениях длин и нагрузок, построить эпюры изгибающих моментов, нормальных и поперечных сил. Подобрать поперечное сечение двутаврового профиля (см. табл. П. 1) при $\sigma_{adm} = 160$ МПа. Жесткости стойки и ригеля одинаковы.

Решение.

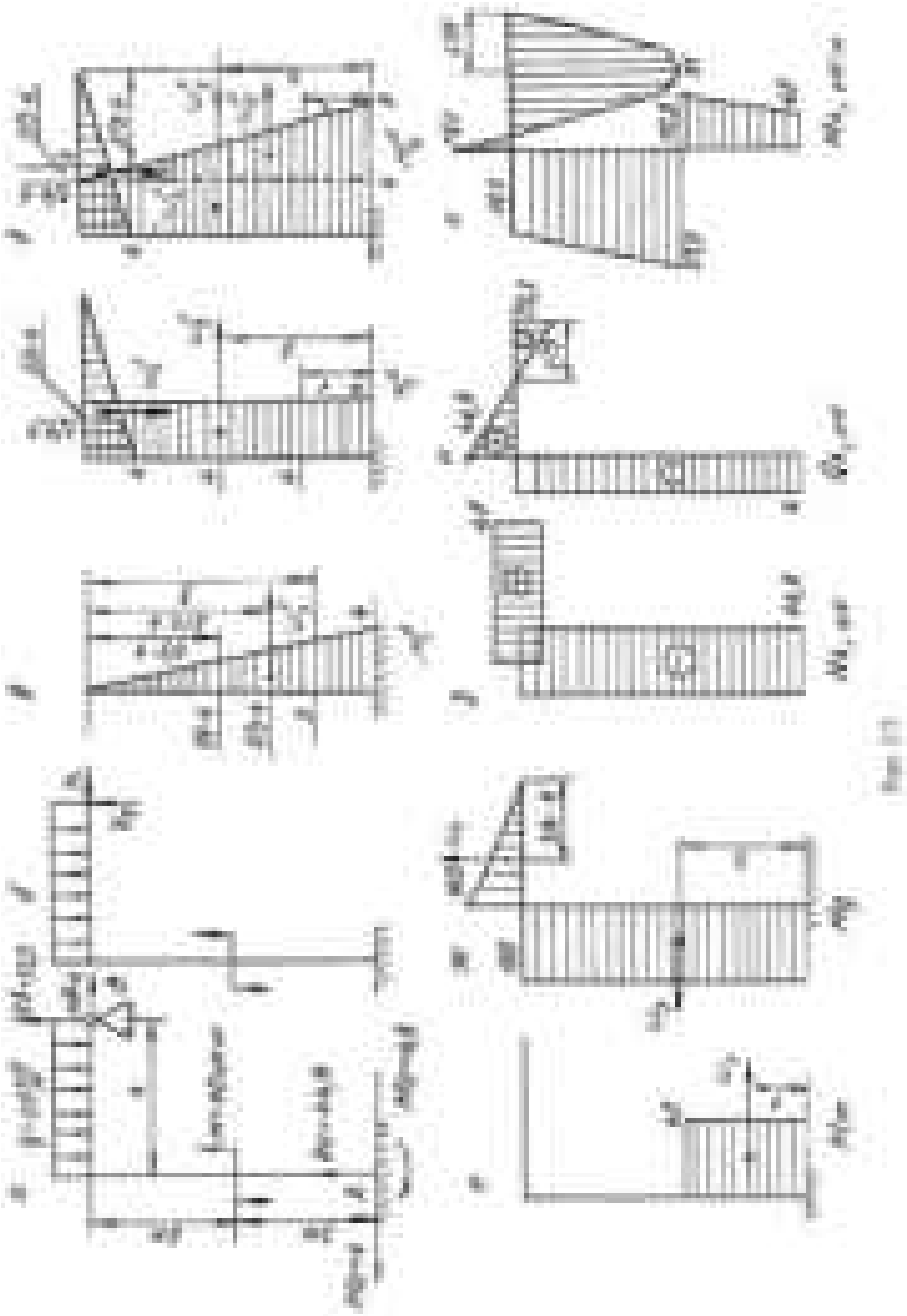
Заданная система освобождается от наложенных на нее связей. Действия связей заменяются реакциями. Установим степень статической неопределимости рамы: 3(замкнутый контур) – 1(наличие одного шарнира) = 2, т. е. рама дважды статически неопределима.

За «лишние» неизвестные принимаем $H_b = X_1$, $R_b = X_2$, тем самым выбираем основную систему. Нагружаем основную систему внешними силами (*q*, *M*) и реакциями отброшенных связей (X_1, X_2). Отбрасывая «лишние» связи, следует помнить, что основная система должна быть статически определимой и геометрически неизменяемой.

В местах действия «лишних» неизвестных и по направлению их действия прикладываем единичные силы $X_1 = 1$ и $X_2 = 1$ и строим эпюры изгибающих моментов от этих сил.

Строим эпюры изгибающих моментов от действия на основную систему внешних сил *q* и *M*.

Методика построения эпюр изгибающих моментов от единичных сил и внешних нагрузок, приложенных к основной системе, подробно рассмотрена при решении примера 5.1 и здесь не приводится.



Составляем канонические уравнения метода сил:

$$\delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 + \Delta_{1p} = 0;$$
$$\delta_{21}X_1 + \delta_{22}X_2 + \Delta_{2p} = 0.$$

Вычисляем коэффициенты и свободные члены канонических уравнений:

$$\delta_{11} = \sum \frac{\omega_1^0 M_{c1}^0}{EJ} = \frac{1}{EJ}\left\{\left(\frac{1}{2}4\cdot 4\right)\left[\frac{2}{3}4\right]\right\} = \frac{21{,}3}{EJ},$$

$$\delta_{22} = \sum \frac{\omega_2^0 M_{c2}^0}{EJ} = \frac{1}{EJ}\left\{\left(\frac{1}{2}4\cdot 4\right)\cdot\left[\frac{2}{3}4\right] + (4\cdot 4)[4]\right\} = \frac{85{,}3}{EJ},$$

$$\delta_{21} = \delta_{12} = \sum \frac{\omega_2^0 M_{c1}^0}{EJ} = \frac{1}{EJ}\{(4\cdot 4)[2]\} = \frac{32}{EJ},$$

$$\Delta_{1p} = \sum \frac{\omega_p M_{c1}^0}{EJ} = \frac{1}{EJ}\{(40\cdot 2)[3] - (160\cdot 4)[2]\} = -\frac{1040}{EJ},$$

$$\Delta_{2p} = \sum \frac{\omega_p \cdot M_{c2}^0}{EJ} = \frac{1}{EJ}\left\{(40\cdot 2)[4] - (160\cdot 4)[4] - \left(\frac{1}{3}160\cdot 4\right)\left[\frac{3}{4}4\right]\right\} = -\frac{2880}{EJ}.$$

Проверяем правильность вычисления коэффициентов и свободных членов канонических уравнений. Для этого строим суммарную единичную эпюру M_Σ^0.

Для проверки правильности вычисления коэффициентов канонических уравнений применяем универсальную проверку:

$$\delta_{11} + \delta_{12} + \delta_{22} + \delta_{21} = \sum \frac{\omega_\Sigma^0 M_{C\Sigma}^0}{EJ};$$

$$\delta_{11} + \delta_{12} + \delta_{22} + \delta_{21} = \frac{1}{EJ}\left\{\left(\frac{1}{2}(4+8)\cdot 4\right)[6{,}22] + \left(\frac{1}{2}4\cdot 4\right)\left[\frac{2}{3}4\right]\right\} = \frac{170{,}6}{EJ}.$$

Поверяем правильность вычисления грузовых членов

$$\Delta_{1p} + \Delta_{2p} = \sum \frac{\omega_p M_{c\Sigma}^0}{EJ} = \frac{1}{EJ}\left\{(40\cdot 2)[7] - (160\cdot 4)[6] - \left(\frac{1}{3}160\cdot 4\right)\left[\frac{3}{4}4\right]\right\} =$$
$$= -\frac{3920}{EJ}.$$

В обоих случаях получили тождества, значит коэффициенты и свободные члены канонических уравнений определены правильно.

Подставляем вычисленные значения коэффициентов в канонические уравнения, определяем неизвестные X_1 и X_2:

$$\left.\begin{aligned} 21{,}3 \cdot X_1 + 32 \cdot X_2 - 1040 = 0 \\ 32 \cdot X_1 + 85{,}3 \cdot X_2 - 2880 = 0 \end{aligned}\right\}$$

$X_1 = -4$ кН; $X_2 = 35{,}2$ кН.

Сила X_1 получилась со знаком «минус», это говорит о том, что направление реакции будет противоположно единичной силе.

Зная реакции H_b и R_b, по уравнениям статики определяем остальные реакции

$$\begin{aligned} &\sum X = 0, \quad H_b - H_a = 0, && H_a = 4 \text{ кН;} \\ &\sum M_a = 0, \quad M - M_a - q \cdot 4 \cdot 2 + R_b \cdot 4 - H_b \cdot 4 = 0, && M_a = 4{,}8 \text{ кН·м;} \\ &\sum M_в = 0, \quad M - M_a - H_a \cdot 4 - R_a \cdot 4 + q \cdot 4 \cdot 2 = 0, && R_a = 44{,}8 \text{ кН·м.} \end{aligned}$$

Проверка:

$$\sum Y = 0, \quad R_a + R_b - q \cdot 4 = 0, \quad 35{,}2 + 44{,}8 - 80 = 0.$$

Строим эпюры изгибающих моментов, поперечных и нормальных сил по контрольным правилам. Эпюры приведены на рис. 5.7.

Выявляем опасное сечение рамы, где одновременно M_x и N_x имеют большие значения. Это сечение левой стойки, где $N_X = -44{,}8$ кН, $M_X = 27{,}2$ кН·м.

Условие прочности

$$\sigma_{\max} = \pm\frac{N_x}{A} \pm \frac{M_x}{W_z} \le \sigma_{\text{adm}}.$$

Выбираем сечение по моменту M_x

$$\frac{M_x}{W_z} \le \sigma_{\text{adm}} = 160 \text{ МПа.} \quad W_z \ge \frac{27{,}2 \cdot 10^3}{160 \cdot 10^6} = 1{,}7 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3 = 170 \text{ см}^3.$$

По сортаменту проката выбираем двутавр № 20, $W_z = W_x^{\text{табл.}} = 184$ см^3, $A_{\text{табл.}} = 26{,}8$ см^2.

Производим проверку с учетом силы N_x:

$$\sigma_{\max} = -\frac{44{,}8 \cdot 10^3}{26{,}8 \cdot 10^{-4}} - \frac{27{,}2 \cdot 10^3}{184 \cdot 10^{-6}} = -1{,}67 \cdot 10^7 - 0{,}148 \cdot 10^9 \text{ Па} = 164{,}7 \text{ МПа},$$

$\sigma_{\max} = 164{,}7$ МПа> $\sigma_{\text{adm}} = 160$ МПа.

Отклонение (перегруз) $\delta = \dfrac{164{,}7 - 160}{160} \cdot 100 = 2{,}93\,\% < 5\,\%$, что допустимо.

5.4. Задания для расчета плоских рам

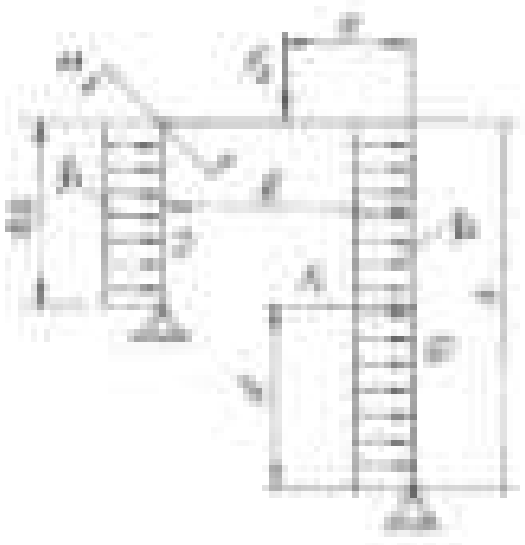
Для расчетной схемы статически неопределимой рамы при заданных значениях длин и нагрузок, определяемых в соответствии с указанным номером варианта, требуется:

1. Определить степень статической неопределимости рамы. Выбрать основную систему.
2. Составить канонические уравнения метода сил.
3. Вычислить коэффициенты при неизвестных и свободные члены канонических уравнений. Проверить правильность их вычисления.
4. Построить эпюры изгибающих моментов, поперечных и продольных сил.
5. Подобрать поперечное сечение элементов рамы в виде двутавра (см. табл. П. 1) при $\sigma_{\text{adm}} = 160$ МПа.

Данные для расчета взять из табл. 5.3.

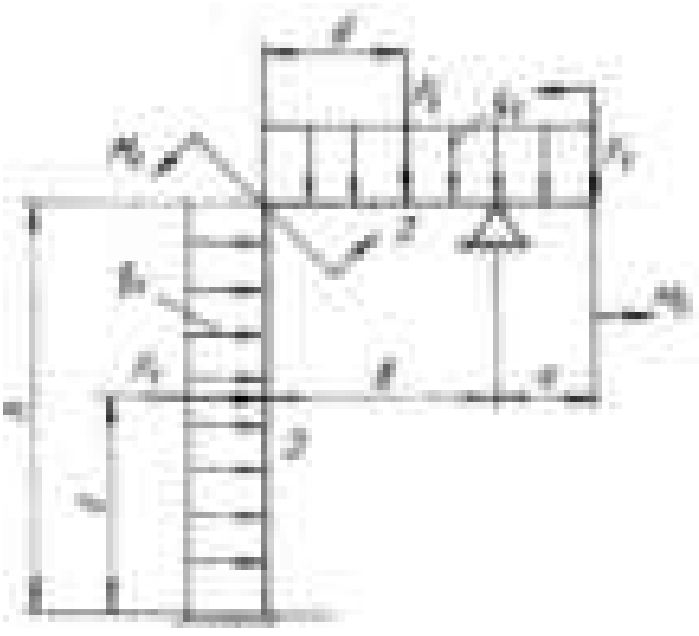
Таблица 5.3

Номер варианта	h, м	b, м	a, м	d, м	q_1, кН/м	q_2, кН/м	F_1, кН	F_2, кН	M, кН·м
1	10	5	–	–	20	–	–	–	80
2	9	5	–	–	–	15	–	–	10
3	9	6	–	–	–	–	–	–	60
4	9	4	–	5	15	–	40	–	–
5	10	4	2	–	–	20	–	30	–
6	8	5	3	–	–	–	–	60	–
7	8	6	–	–	–	–	–	–	10
8	8	5	–	5	–	–	40	–	–
9	9	6	3	–	–	–	–	50	80
10	9	6	5	–	–	–	40	–	–



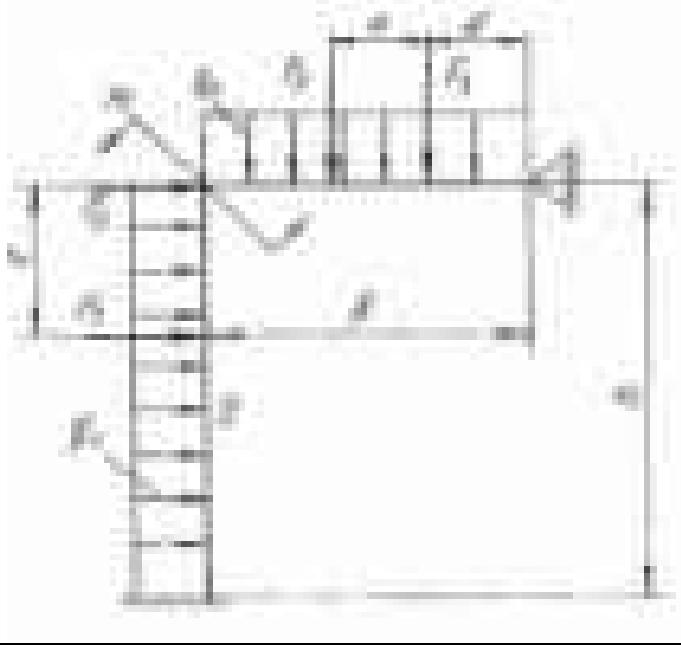
Продолжение табл. 5.3

Номер варианта	h, м	b, м	a, м	c, м	d, м	q_1, кН/м	q_2, кН/м	F_1, кН	F_2, кН	F_3, кН	M_1, кН·м	M_2, кН·м
11	10	5	0,5	6	–	20	–	40	–	–	–	–
12	11	6	0,4	6	–	–	20	40	–	–	–	–
13	11	5	0,3	4	–	–	–	30	–	–	–	10
14	9	4	0,6	–	–	–	25	–	–	–	–	12
15	9	5	0,4	–	4	30	–	–	60	–	–	–
16	8	4	0,3	–	3	–	–	–	30	20	–	–
17	8	4	0,3	–	–	–	–	–	–	30	10	–
18	6	3	0,2	–	–	25	–	–	–	–	15	80
19	7	4	0,6	–	3	–	–	–	30	20	12	–
20	10	6	0,6	–	–	–	30	–	–	–	10	–



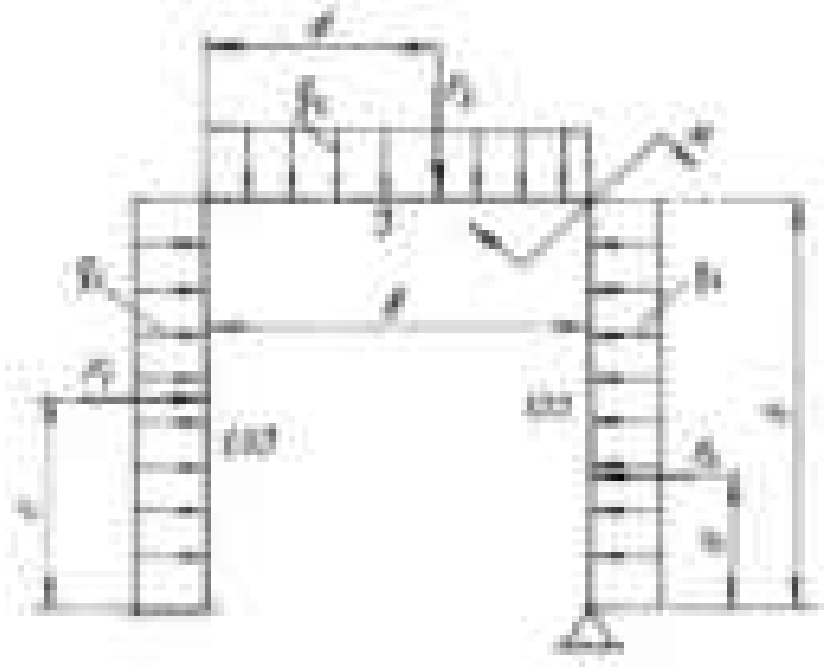
Продолжение табл. 5.3

Номер варианта	h, м	b, м	a, м	c, м	d, м	q_1, кН/м	q_2, кН/м	F_1, кН	F_2, кН	F_3, кН	M_1, кНм	M_2, кН·м
21	10	8	–	–	–	20	–	–	–	–	–	20
22	10	7	2	–	2	30	–	–	–	–	20	–
23	10	6	–	2	–	–	–	–	30	20	–	–
24	8	6	–	–	–	20	30	–	–	–	–	–
25	8	6	–	3	–	–	20	–	20	–	–	–
26	9	5	–	–	–	–	20	–	–	–	–	15
27	9	6	2	–	1	–	–	–	–	40	20	–
28	7	5	2	–	1	–	–	–	–	–	30	–
29	8	4	2	–	1	–	–	–	–	–	20	20
30	8	6	–	–	–	–	–	–	50	20	–	10



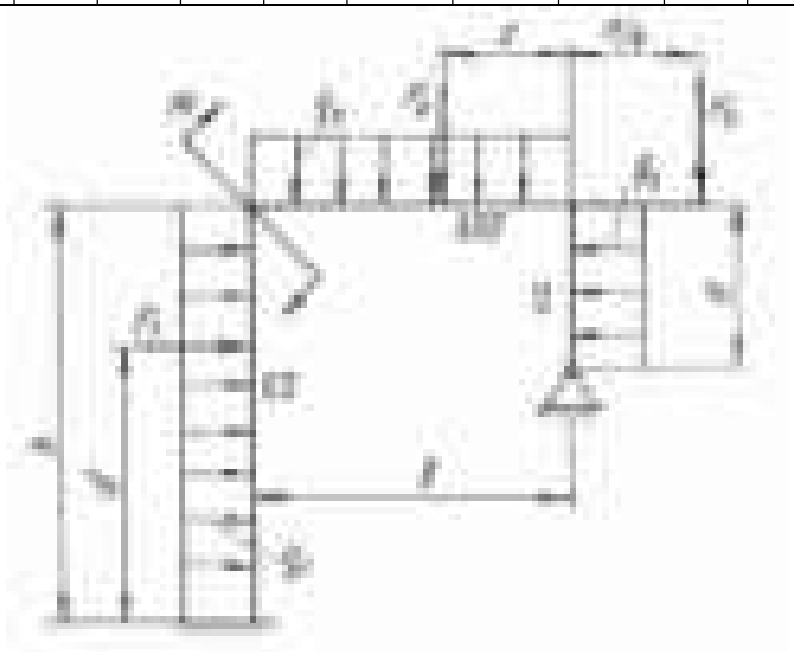
Продолжение табл. 5.3

Номер варианта	h, м	b, м	a, м	c, м	d, м	q_1, кН/м	q_2, кН/м	q_3, кН/м	F_1, кН	F_2, кН	F_3, кН	M, кН·м
31	10	4	0,5	–	–	12	–	–	–	–	–	10
32	9	5	0,4	–	–	–	20	–	–	–	–	15
33	8	4	0,3	–	–	–	–	20	–	30	–	–
34	8	6	0,3	–	4	20	–	–	–	–	40	–
35	8	4	0,4	–	–	–	20	–	–	30	–	–
36	6	5	0,3	5	–	–	–	20	60	–	–	–
37	10	5	0,4	–	4	–	–	–	–	40	50	–
38	8	4	0,3	–	–	–	–	–	–	30	–	12
39	12	6	0,5	–	4	–	–	–	–	–	40	15
40	12	6	0,6	3	–	–	–	25	10	–	–	–



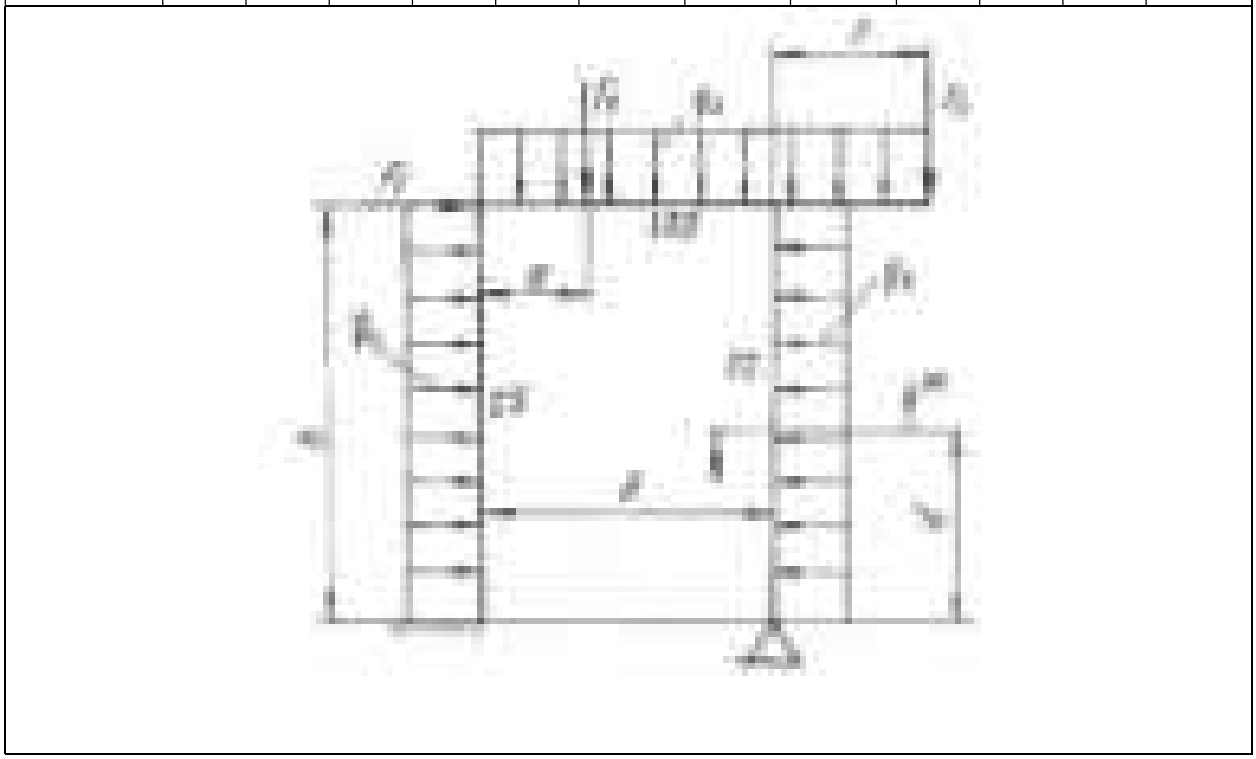
Продолжение табл. 5.3

Номер варианта	h, м	b, м	a, м	c, м	d, м	q_1, кН/м	q_2, кН/м	q_3, кН/м	F_1, кН	F_2, кН	F_3, кН	M, кН·м
41	10	5	4	–	–	20	–	–	–	–	–	50
42	9	6	4	–	–	–	15	–	–	–	–	10
43	8	6	5	–	–	–	–	20	–	–	30	–
44	8	5	6	–	2	15	–	–	30	–	–	–
45	8	4	5	2	–	–	20	–	–	40	–	–
46	9	6	3	–	5	–	–	15	40	–	–	–
47	9	8	4	2	–	–	–	–	–	10	–	60
48	9	6	6	–	–	–	–	–	–	–	40	10
49	10	8	5	3	–	–	–	–	–	20	40	–
50	10	6	4	1	4	–	–	–	10	25	–	–



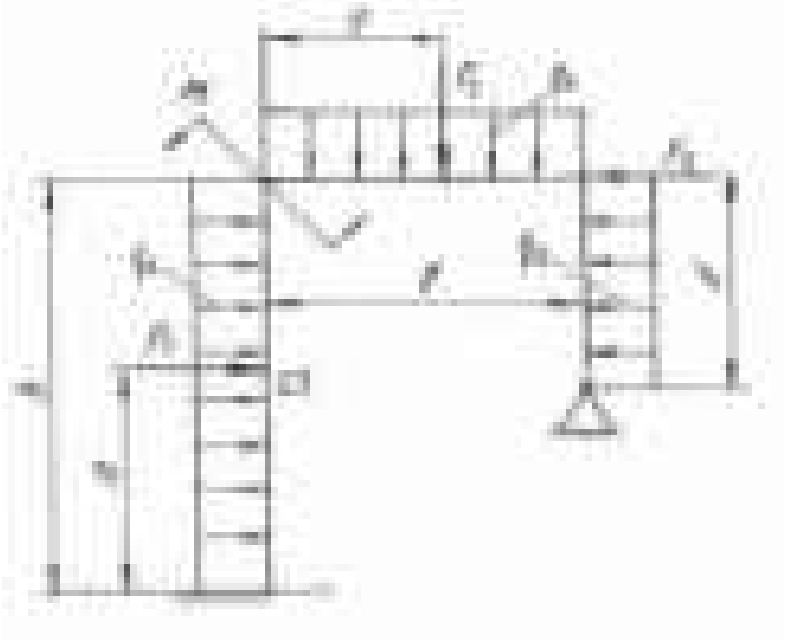
Продолжение табл. 5.3

Номер варианта	h, м	b, м	a, м	c, м	d, м	q_1, кН/м	q_2, кН/м	q_3, кН/м	F_1, кН	F_2, кН	F_3, кН	M, кН·м
51	8	4	0,6	0,5	5	20	–	–	–	–	–	50
52	10	5	0,5	0,6	–	–	20	–	20	30	–	–
53	8	4	0,4	0,4	–	–	–	25	–	20	–	–
54	6	4	0,3	0,4	4	–	–	–	–	–	30	14
55	12	6	0,6	0,5	–	–	–	–	40	20	–	–
56	10	4	0,4	0,3	2	15	–	–	–	–	–	10
57	8	5	0,3	0,3	2	–	15	–	–	–	–	12
58	8	5	0,4	0,4	–	–	–	20	30	–	–	–
59	9	5	0,5	0,6	–	–	–	–	–	30	40	–
60	9	4	0,6	0,5	–	–	30	–	–	20	–	–



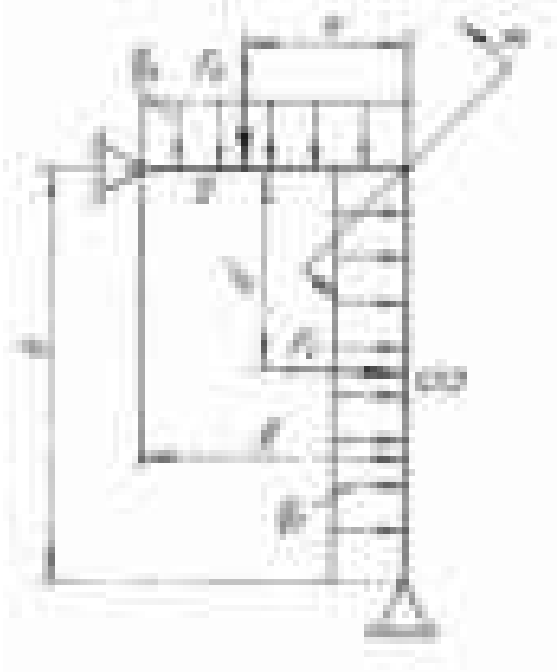
Продолжение табл. 5.3

Номер варианта	h, м	b, м	a, м	c, м	d, м	q_1, кН/м	q_2, кН/м	q_3, кН/м	F_1, кН	F_2, кН	F_3, кН	M, кН·м
61	8	4	4	–	4	20	–	–	50	–	–	–
62	10	5	–	2,5	5	–	20	–	–	30	–	–
63	6	3	–	–	3	–	–	20	–	–	30	–
64	12	6	5	–	6	–	–	20	50	–	–	–
65	10	4	–	–	5	–	20	–	–	–	–	80
66	8	4	–	–	5	15	–	–	–	–	20	–
67	8	5	–	2	5	20	–	–	–	40	–	–
68	8	4	–	–	4	–	–	–	–	–	80	40
69	9	4	–	3	5	–	–	–	–	60	–	40
70	10	5	8	–	5	–	15	–	60	–	–	–



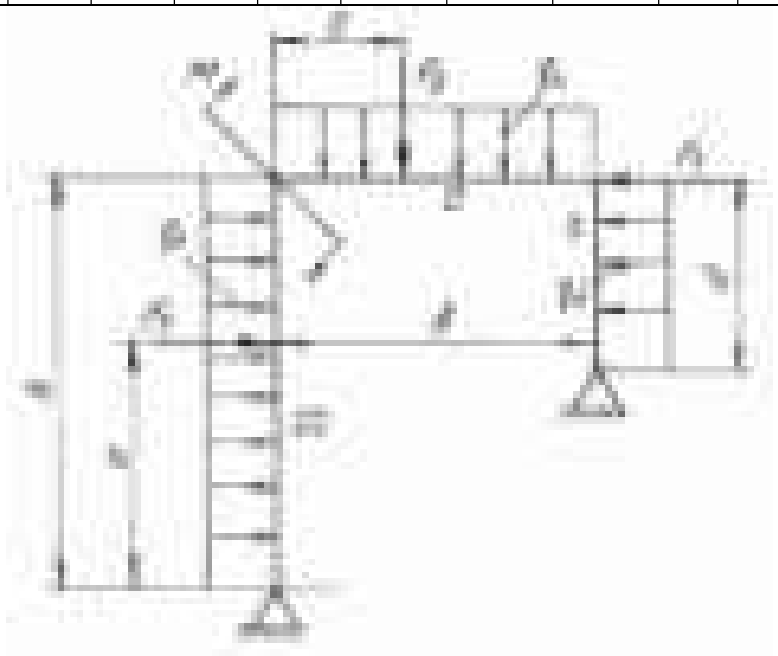
Продолжение табл. 5.3

Номер варианта	h, м	b, м	a, м	d, м	q_1, кН/м	q_2, кН/м	F_1, кН	F_2, кН	M, кН·м
71	10	5	2,5	–	20	–	–	80	–
72	10	6	–	–	–	15	–	–	–
73	10	4	2	–	–	–	–	–	–
74	10	5	–	–	15	–	–	80	–
75	9	5	–	–	–	20	–	–	–
76	9	6	–	–	–	–	–	–	60
77	9	4	2	–	–	–	–	10	–
78	8	6	3	–	–	–	–	80	10
79	8	6	3	4	–	–	40	60	–
80	8	5	–	4	–	–	30	–	–



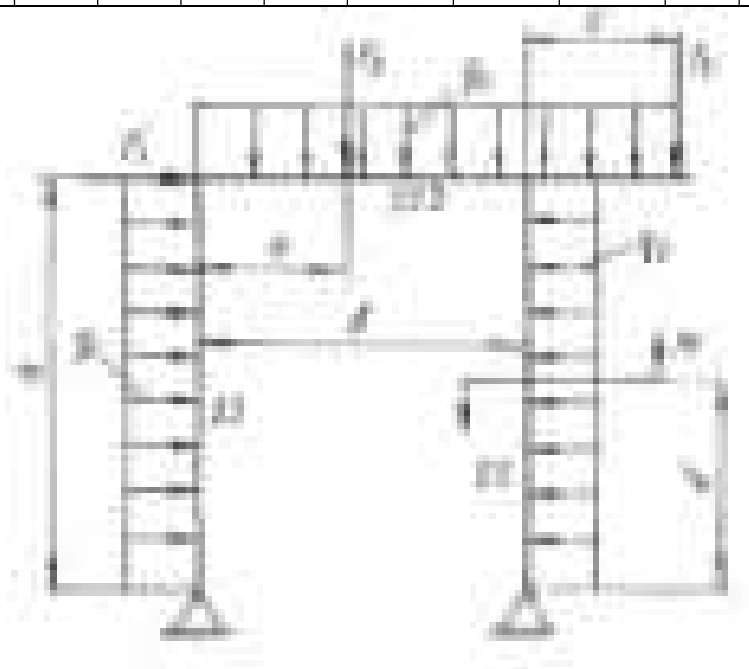
Продолжение табл. 5.3

Номер варианта	h, м	b, м	a, м	c, м	d, м	q_1, кН/м	q_2, кН/м	q_3, кН/м	F_1, кН	F_2, кН	F_3, кН	M, кН·м
81	8	4	4	–	4	20	–	–	50	–	–	–
82	10	5	–	2,5	5	–	20	–	–	30	–	–
83	8	4	–	–	3	–	–	20	–	–	30	–
84	6	4	5	–	6	–	–	20	50	–	–	–
85	12	6	–	–	5	–	20	–	–	–	–	80
86	10	4	–	–	5	15	–	–	–	–	20	–
87	8	5	–	2	5	20	–	–	–	40	–	–
88	8	5	–	–	4	–	–	–	–	–	80	40
89	9	5	–	3	5	–	–	–	–	60	–	40
90	9	4	8	–	5	–	15	–	60	–	–	–



Окончание табл. 5.3

Номер варианта	h, м	b, м	a, м	c, м	d, м	q_1, кН/м	q_2, кН/м	q_3, кН/м	F_1, кН	F_2, кН	F_3, кН	M, кН·м
91	8	4	0,6	0,5	5	20	–	–	–	–	–	50
92	10	5	0,5	0,6	–	–	20	–	20	30	–	–
93	8	4	0,4	0,4	–	–	–	25	–	20	–	–
94	6	4	0,3	0,4	4	–	–	–	–	–	30	14
95	12	6	0,6	0,5	–	–	–	–	40	20	–	–
96	10	4	0,4	0,3	2	15	–	–	–	–	–	10
97	8	5	0,3	0,3	2	–	15	–	–	–	–	12
98	8	5	0,4	0,4	–	–	–	20	30	–	–	–
99	9	5	0,5	0,6	–	–	–	–	–	30	40	–
100	9	4	0,6	0,5	–	–	30	–	–	20	–	–



Глава 6
ВИДЫ СЛОЖНОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ

Сочетание простейших видов деформаций называется сложным сопротивлением. При расчете элементов конструкций, испытывающих сложные сопротивления, используют принцип независимости действия сил, т. е. определяют деформации и напряжения для каждого простейшего вида сопротивления, а затем результаты суммируют алгебраически, геометрически или согласно одной из теорий прочности. При этом задача сводится к определению опасного сечения по длине бруса и опасной точки в этом сечении.

В данной главе приведены методики решения задач на косой изгиб, внецентренное растяжение или сжатие, совместное действие изгиба с кручением.

6.1. Косой изгиб

Косой изгиб – вид сложного сопротивления, который возникает при действии внешних нагрузок, перпендикулярных продольной оси бруса, но расположенных вне главных плоскостей инерции. Поэтому косой изгиб можно рассматривать как сочетание двух плоских изгибов во взаимно перпендикулярных плоскостях, разложив все силы по направлению главных центральных осей инерции поперечных сечений.

При косом изгибе балки нормальные напряжения в произвольной точке поперечного сечения с координатами y и z определяются по формуле:

$$\sigma = \frac{M^{в}}{J_z} y + \frac{M^{г}}{J_y} z, \qquad (6.1)$$

где J_z и J_y – главные центральные моменты инерции поперечного сечения балки относительно осей z и y; $M^{в}$ и $M^{г}$ – изгибающие моменты в поперечном сечении в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Положение нейтральной оси поперечного сечения определяется по формуле:

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{M^{г}}{M^{в}} \cdot \frac{J_z}{J_y}, \qquad (6.2)$$

где α - угол наклона нейтральной оси к горизонтальной главной центральной оси инерции.

Максимальные и минимальные нормальные напряжения возникают в точках, наиболее удаленных от обеих главных центральных осей инерции и для симметричных сечений определяются по формуле:

$$\sigma_{max} = \pm\frac{M^{г}}{W_y} \pm \frac{M^{в}}{W_z}, \qquad (6.3)$$

где W_z и W_y – моменты сопротивления поперечного сечения изгибу относительно осей z и y.

Если внешние нагрузки лежат в одной плоскости, то положение нейтральной оси определяется по формуле:

$$\operatorname{tg}\alpha = \operatorname{tg}\varphi \cdot \frac{J_z}{J_y}, \qquad (6.4)$$

где φ – угол между силовой плоскостью, в которой действуют внешние нагрузки, и главной вертикальной осью инерции поперечного сечения балки.

Напряжения в этом случае определяются по формуле:

$$\sigma_{max/min} = \pm M\left(\frac{\cos\varphi}{W_z} \pm \frac{\sin\varphi}{W_y}\right), \qquad (6.5)$$

где M – результирующий момент, действующий в силовой плоскости.

Прогиб f и угол поворота θ сечения балки при косом изгибе определяются как геометрические суммы прогибов и углов поворота от составляющих изгибающего момента, действующих в главных плоскостях инерции балки

$$f = \sqrt{f_z^2 + f_y^2} \text{ и } \theta = \sqrt{\theta_z^2 + \theta_y^2}, \qquad (6.6)$$

где f_z и f_y – прогибы в направлении осей z и y; θ_z и θ_y – углы поворота сечения вокруг осей z и y.

Пример 6.1.

Для балки (рис. 6.1) построить эпюры нормальных напряжений по сторонам поперечного сечения (см. табл. П. 1) в защемлении, определить наибольшее нормальное напряжение и полный прогиб свободного конца балки при $F = 2$ кН, $\varphi = 15^{o}$.

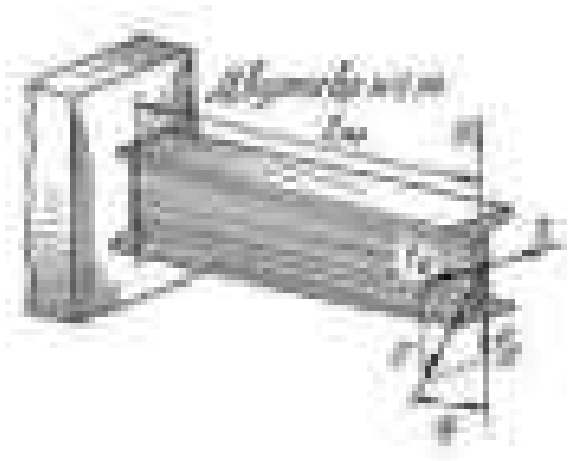


Рис. 6.1.

Решение.

Раскладываем силу F на ее составляющие, действующие в вертикальной и горизонтальной плоскостях:

$$F_y = F \cdot \cos 15^\circ = 2000 \cdot 0,96 = 1920 \text{ Н};$$

$$F_z = F \cdot \sin 15^\circ = 2000 \cdot 0,26 = 520 \text{ Н}.$$

Максимальные изгибающие моменты в вертикальной и горизонтальной плоскостях будут в защемленном сечении балки:

$$M^{\text{в}}_{\max} = F_y l = 1920 \cdot 2 = 3840 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M^{\text{г}}_{\max} = F_z l = 520 \cdot 2 = 1040 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

По ГОСТ 8239-89 (см. табл. П. 1)для заданного профиля находим моменты инерции и моменты сопротивления сечения:

$$J_z = 572 \text{ см}^4; \quad J_y = 41,9 \text{ см}^4; \quad W_z = 81,7 \text{ см}^3; \quad W_y = 11,5 \text{ см}^3,$$

что при переводе в единицы СИ соответствует:

$$J_z = 572 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4; \; J_y = 41,9 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4; \; W_z = 81,7 \cdot 10^{-6} \text{ см}^3; \; W_y = 11,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Наибольшие нормальные напряжения от изгиба в вертикальной плоскости:

$$\sigma^{\text{в}}_{\max} = \frac{M^{\text{в}}_{\max}}{W_z} = \frac{3840}{81,7 \cdot 10^{-6}} = 47 \cdot 10^6 \text{ Па} = 47 \text{ МПа},$$

а наибольшие нормальные напряжения от изгиба в горизонтальной плоскости:

$$\sigma^{\text{г}}_{\max} = \frac{M^{\text{г}}_{\max}}{W_y} = \frac{1040}{11,5 \cdot 10^{-6}} = 90,4 \cdot 10^6 \text{ Па} = 90,4 \text{ МПа}.$$

Эпюры нормальных напряжений даны на рис. 6.2. Таким образом, наибольшие нормальные напряжение будут в крайних угловых точка поперечного сечения. Как видно по эпюрам нормальных напряжений

$$\sigma_{\max} = 47 + 90,4 = 137,4 \text{ МПа}; \qquad \sigma_{\min} = -47 - 90,4 = -137,4 \text{ МПа}.$$



Рис. 6.2.

Прогиб свободного конца балки в вертикальной плоскости [10]

$$f_y = \frac{F_y l^3}{3EJ_z} = \frac{1920 \cdot 2^3}{3 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 572 \cdot 10^{-8}} = 4{,}5 \cdot 10^{-3} \text{ м} \quad \text{или} \quad f_y = 4{,}5 \text{ мм},$$

а величина прогиба в горизонтальной плоскости

$$f_z = \frac{F_z l^3}{3EJ_y} = \frac{520 \cdot 2^3}{3 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 41{,}9 \cdot 10^{-8}} = 16{,}5 \cdot 10^{-3} \text{ м} \quad \text{или} \quad f_z = 16{,}5 \text{ мм}.$$

Полный прогиб свободного конца балки

$$f = \sqrt{f_y^2 + f_z^2} = \sqrt{4{,}5^2 + 16{,}5^2} = 17{,}1 \text{ мм}.$$

Пример 6.2.

Для бруса прямоугольного поперечного сечения (рис. 6.3) требуется:

1. Построить эпюры изгибающих моментов в главных плоскостях; определить из расчета на прочность размеры поперечного сечения, принимая σ_{adm}=160 МПа и отношение сторон $\frac{h}{b} = 2$;

2. Для опасного поперечного сечения построить эпюры нормальных напряжений от каждого из изгибающих моментов и суммарную эпюру нормальных напряжений.

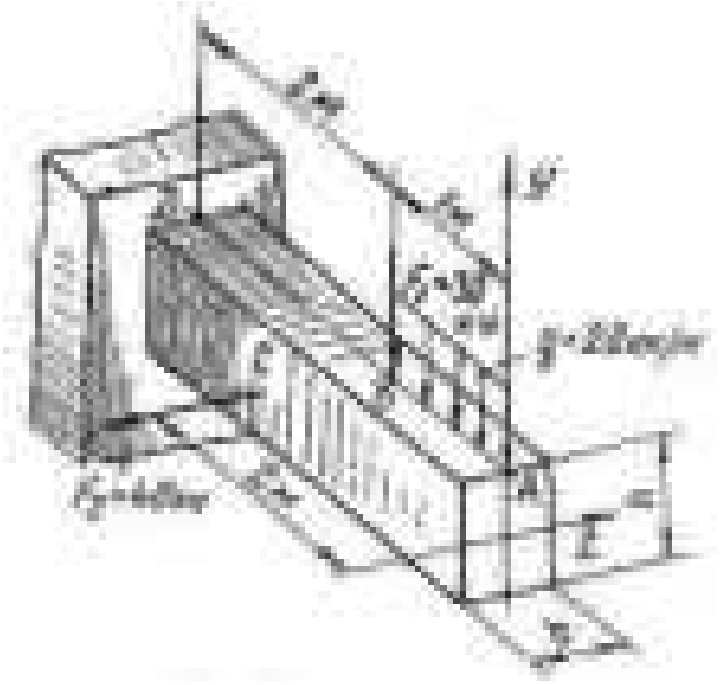


Рис. 6.3.

Решение.

Согласно принципу независимости действия сил рассмотрим отдельно действие сил, вызывающих изгиб в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Изгиб в вертикальной плоскости вызывается действием силы F_1 и равномерно распределенной нагрузкой. Определим величину изгибающих моментов в характерных точках:

$$M_A^{\text{в}} = 0;$$

$$M_B^{\text{в}} = -q \cdot 1 \cdot 0{,}5 = -20 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 0{,}5 = -10 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м} = -10 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_D^{\text{в}} = -q \cdot 1 \cdot 2{,}5 - F_1 \cdot 2 = -20 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 2{,}5 - 30 \cdot 10^3 \cdot 2 = -110 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м} = -110 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Изгиб в горизонтальной плоскости вызывается силой F_2. Определим величину изгибающих моментов в характерных точках:

$$M_A^{\text{г}} = 0; \quad M_B^{\text{г}} = 0; \quad M_C^{\text{г}} = 0;$$

$$M_D^{\text{г}} = F_2 \cdot 1 = 40 \cdot 10^3 \cdot 1 = 40 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м} = 40 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Эпюры изгибающих моментов показаны на рис. 6.4, *а.* Максимальные изгибающие моменты в вертикальной и горизонтальной плоскостях будут в сечении D:

$$M_{\max}^{\text{в}} = M_D^{\text{в}} = 110 \text{ кН} \cdot \text{м}; \quad M_{\max}^{\text{г}} = M_D^{\text{г}} = 40 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

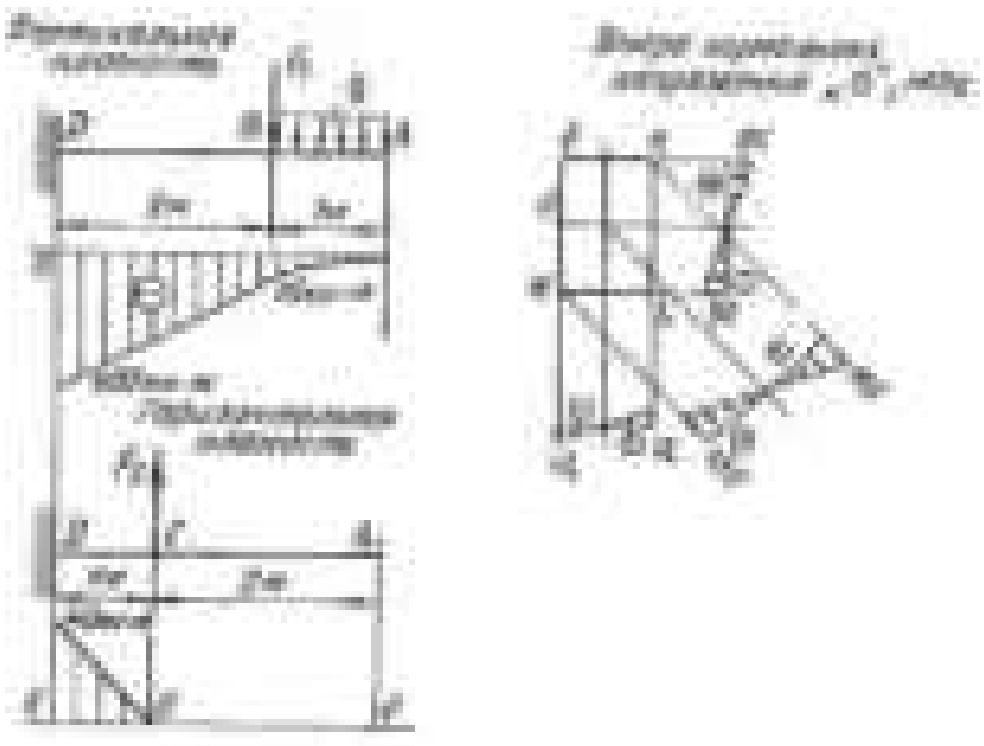


Рис. 6.4.

Опасное сечение балки будет в защемлении. Запишем условие прочности для опасного сечения

$$\sigma_{\max} = \frac{M^{\text{в}}_{\max}}{W_z} + \frac{M^{\text{г}}_{\max}}{W_y} \le \sigma_{\text{adm}}.$$

Для бруса прямоугольного сечения моменты сопротивления равны:

$$W_z = \frac{bh^2}{6} \quad \text{и} \quad W_y = \frac{b^2 h}{6};$$

при $h = 2 \cdot b$ получим

$$W_z = \frac{b(2 \cdot b)^2}{6} = \frac{2b^3}{3} \quad \text{и} \quad W_y = \frac{b^2 \cdot 2 \cdot b}{6} = \frac{b^3}{3}.$$

Подставляя значение величин в условие прочности, получим

$$\sigma_{\max} = \frac{110 \cdot 10^3}{\frac{2}{3} \cdot b^3} + \frac{40 \cdot 10^3}{\frac{1}{3} \cdot b^3} \le 160 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Решая уравнение относительно b, получим $b = 0{,}12$ м $= 120$ мм и $h = 2b = 240$ мм. Для построения эпюр нормальных напряжений определяем наибольшие напряжения, для чего вычислим моменты сопротивления сечения:

$$W_z = \frac{bh^2}{6} = \frac{12 \cdot 10^{-2} \cdot (24 \cdot 10^{-2})^2}{6} = 1152 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$$W_y = \frac{b^2 h}{6} = \frac{(12 \cdot 10^{-2})^2 \cdot 24 \cdot 10^{-2}}{6} = 576 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Наибольшие нормальные напряжения от изгиба в вертикальной плоскости:

$$\sigma^{\text{в}}_{\max} = \frac{M^{\text{в}}_{\max}}{W_z} = \frac{110 \cdot 10^3}{1152 \cdot 10^{-6}} = 95 \cdot 10^6 \text{ Па} = 95 \text{ МПа}.$$

Наибольшие нормальные напряжения от изгиба в горизонтальной плоскости:

$$\sigma^{\text{г}}_{\max} = \frac{M^{\text{г}}_{\max}}{W_y} = \frac{40 \cdot 10^3}{576 \cdot 10^{-6}} = 70 \cdot 10^6 \text{ Па} = 70 \text{ МПа}.$$

Наибольшие нормальные напряжения будут в точках K и N:

$$\sigma_K = 95 + 70 = 165 \text{ МПа};$$
$$\sigma_N = -95 - 70 = -165 \text{ МПа}.$$

Эпюры нормальных напряжений показаны на рис. 6.4, *б*

6.2. Задания для расчета на косой изгиб

Для расчетной схемы балки при заданных значениях геометрических размеров и нагрузок необходимо:

1) определить положение нейтральной оси;

2) вычислить наибольшие и наименьшие напряжения в опасном сечении балки;

3) построить эпюры напряжений;

4) найти прогиб балки в середине пролета или на свободном конце консольной балки.

Данные для расчета взять из таблиц 6.1, 6.2, 6.3 и табл. П. 1.

Таблица 6.1

Схема балки	Схема сечения	Материал	Пролет *l*, м	Размеры сечения, см	Угол φ,град	Нагрузка		
						F, кН	*M*, кН·м	*q*, кН/м
1	А	дерево	1,5	*b*×*h*=12×20	60	–	4	–
	Б	Ст 3	1,4	двутавр № 24	30	–	3	–
	В	Ст 3	1,3	швеллер № 24	45	–	5	–
	Г	Ст 3	1,6	2 швеллера № 8	60	–	6	–
	Д	Ст 3	1,7	2 швеллера № 10	30	–	7	–
	Е	Ст 3	1,8	2 двутавра № 10	60	–	8	–
2	А	дерево	1,2	*b*×*h*=15×25	45	3	–	–
	Б	Ст 3	1,4	двутавр № 22	30	2	–	–
	В	Ст 3	1,5	швеллер № 27	60	4	–	–
	Г	Ст 3	1,6	2 швеллера № 18	30	8	–	–
	Д	Ст 3	1,8	2 швеллера № 20	60	10	–	–
	Е	Ст 3	1,7	2 двутавра № 12	45	9	–	–
3	А	дерево	1,2	*b*×*h*=14×28	30	–	–	4
	Б	Ст 3	1,3	двутавр № 24	60	–	–	3
	В	Ст 3	1,5	швеллер № 27	45	–	–	2
	Г	Ст 3	1,4	2 швеллера № 16	20	–	–	6
	Д	Ст 3	1,7	2 швеллера № 14	30	–	–	5
	Е	Ст 3	1,6	2 двутавра № 14	40	–	–	7

Продолжение табл. 6.1

Схема балки	Схема сечения	Материал	Пролет l,м	Размеры сечения, см	Угол φ, град	Нагрузка		
						F, кН	M, кН·м	q, кН/м
4	А	дерево	2,5	$b \times h$=12×30	30	–	6	–
	Б	Ст 3	4	двутавр № 55	40	–	5	–
	В	Ст 3	5	швеллер № 30	50	–	7	–
	Г	Ст 3	6	2 швеллера № 10	60	–	8	–
	Д	Ст 3	4	2 швеллера № 12	30	–	9	–
	Е	Ст 3	6	2 двутавра № 14	40	–	10	–
5	А	дерево	3	$b \times h$=18×30	40	6	–	–
	Б	Ст 3	4	двутавр № 36	60	2,5	–	–
	В	Ст 3	5	швеллер № 24	30	3	–	–
	Г	Ст 3	6	2 швеллера № 10	20	4	–	–
	Д	Ст 3	5,5	2 швеллера № 12	40	3	–	–
	Е	Ст 3	4,5	2 двутавра № 14	50	5	–	–
6	А	дерево	4	$b \times h$=16×28	60	–	–	2
	Б	Ст 3	6	двутавр № 20	50	–	–	4
	В	Ст 3	3	швеллер № 16	30	–	–	3
	Г	Ст 3	4	2 швеллера № 14	40	–	–	5
	Д	Ст 3	5	2 швеллера № 16	45	–	–	6
	Е	Ст 3	5,5	2 двутавра № 18	20	–	–	7
7	А	дерево	2	$b \times h$=16×24	–	1	–	–
	Б	Ст 3	2,5	двутавр № 28	–	3	–	–
	В	Ст 3	2,4	швеллер № 16	–	4	–	–
	Г	Ст 3	2,6	2 швеллера № 14	–	6	–	–
	Д	Ст 3	2,3	2 швеллера № 16	–	8	–	–
	Е	Ст 3	2,7	2 двутавра № 20	–	10	–	–
8	А	дерево	1,5	$b \times h$=15×25	–	2	3	–
	Б	Ст 3	1,8	двутавр № 18	–	3	4	–
	В	Ст 3	1,6	швеллер № 24	–	5	3	–
	Г	Ст 3	1,7	2 швеллера № 12	–	6	6	–
	Д	Ст 3	1,9	2 швеллера № 14	–	7	7	–
	Е	Ст 3	2	2 двутавра № 16	–	8	5	–

Продолжение табл. 6.1

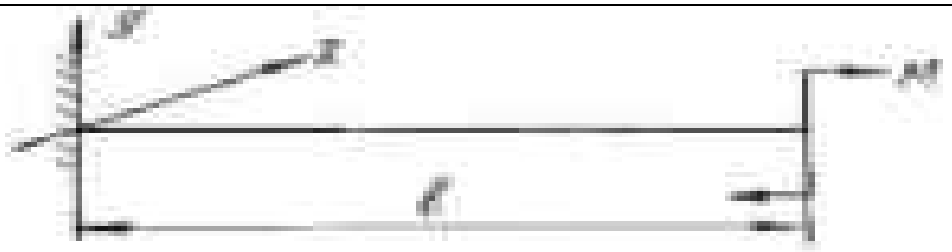
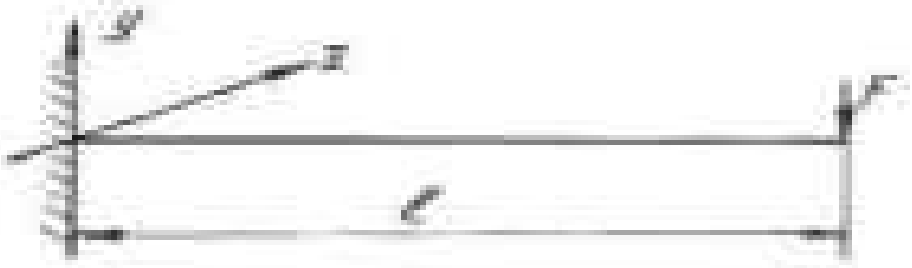
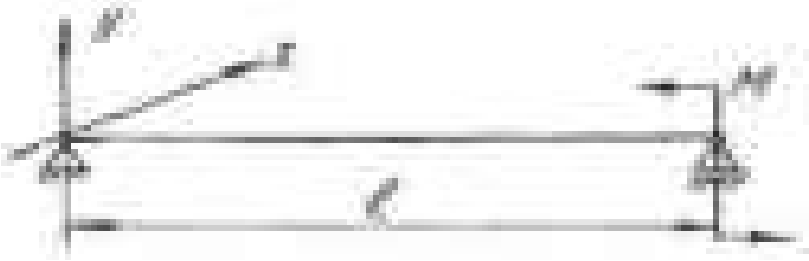
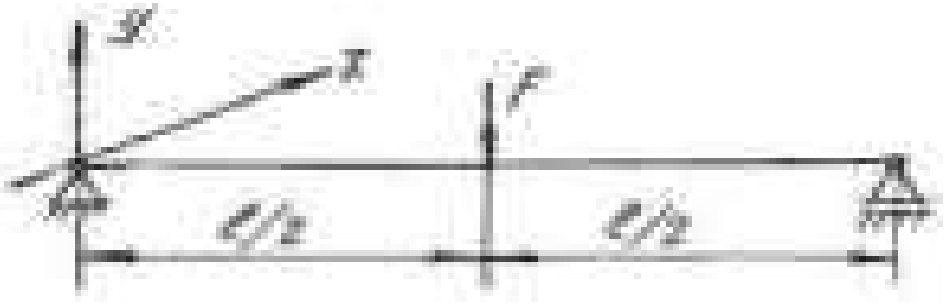
Схема балки	Схема сечения	Материал	Пролет l, м	Размеры сечения,см	Угол φ, град	Нагрузка		
						F, кН	M, кН·м	q, кН/м
9	А	дерево	2,5	$b \times h$=17×27	–	4	–	30
	Б	Ст 3	4	двутавр № 30	–	6	–	20
	В	Ст 3	3	швеллер № 27	–	5	–	40
	Г	Ст 3	5	2 швеллера № 14	–	7	–	50
	Д	Ст 3	6	2 швеллера № 16	–	8	–	60
	Е	Ст 3	4,6	2 двутавра № 18	–	9	–	70
10	А	дерево	1,6	$b \times h$=18×24	–	–	5	10
	Б	Ст 3	1,8	двутавр № 27	–	–	4	20
	В	Ст 3	1,9	швеллер № 20	–	–	3	30
	Г	Ст 3	2	2 швеллера № 14	–	–	6	40
	Д	Ст 3	2,1	2 швеллера № 16	–	–	7	50
	Е	Ст 3	2,2	2 двутавра № 20	–	–	8	60
11	А	дерево	1,5	$b \times h$=19×30	–	2	30	–
	Б	Ст 3	1,7	двутавр № 24	–	3	40	–
	В	Ст 3	1,9	швеллер № 24	–	5	60	–
	Г	Ст 3	1,8	2 швеллера № 18	–	7	80	–
	Д	Ст 3	2,3	2 швеллера № 20	–	6	70	–
	Е	Ст 3	2,4	2 двутавра № 14	–	4	50	–
12	А	дерево	1,2	$b \times h$=20×29	–	2	–	20
	Б	Ст 3	1,3	двутавр № 22	–	4	–	30
	В	Ст 3	1,4	швеллер № 24	–	5	–	40
	Г	Ст 3	1,5	2 швеллера № 22	–	7	–	50
	Д	Ст 3	1,6	2 швеллера № 20	–	6	–	60
	Е	Ст 3	1,7	2 двутавра № 20	–	7	–	70

Окончание табл. 6.1

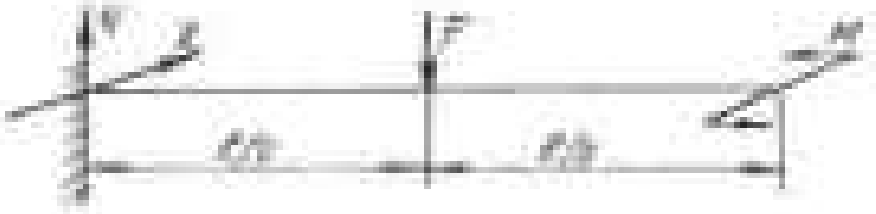
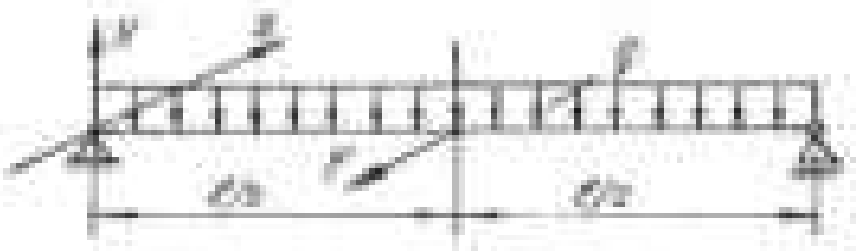
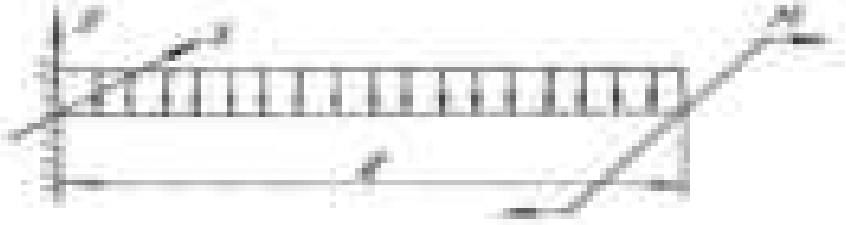
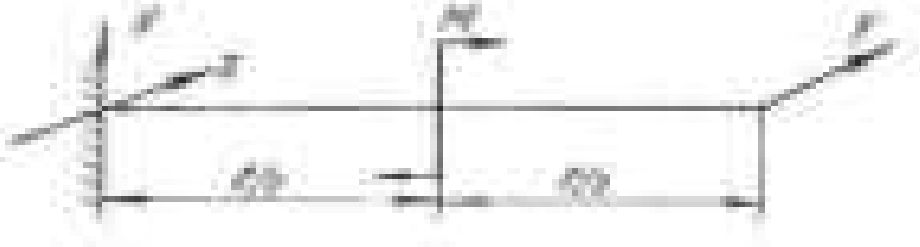
Схема балки	Схема сечения	Материал	Пролет l,м	Размеры сечения, см	Угол φ, град	Нагрузка		
						F, кН	M, кН·м	q, кН/м
13	А	дерево	1,5	$b \times h$=18×32	–	3	–	10
	Б	Ст 3	1,6	двутавр № 36	–	4	–	20
	В	Ст 3	1,7	швеллер № 36	–	5	–	30
	Г	Ст 3	1,8	2 швеллера № 18	–	6	–	40
	Д	Ст 3	1,9	2 швеллера № 20	–	7	–	50
	Е	Ст 3	2	2 двутавра № 24	–	8	–	60
14	А	дерево	1,3	$b \times h$=19×30	–	20	3	–
	Б	Ст 3	1,4	двутавр № 40	–	40	4	–
	В	Ст 3	1,5	швеллер № 30	–	60	5	–
	Г	Ст 3	1,6	2 швеллера № 16	–	50	6	–
	Д	Ст 3	1,7	2 швеллера № 20	–	60	7	–
	Е	Ст 3	1,8	2 двутавра № 18	–	70	8	–
15	А	дерево	1,4	$b \times h$=17×32	–	1	40	–
	Б	Ст 3	1,6	двутавр № 24	–	2	50	–
	В	Ст 3	1,8	швеллер № 20	–	3	60	–
	Г	Ст 3	1,9	2 швеллера № 22	–	4	70	–
	Д	Ст 3	2,1	2 швеллера № 18	–	5	80	–
	Е	Ст 3	2,2	2 двутавра № 20	–	6	60	–
16	А	дерево	1,6	$b \times h$=19×32	–	–	2	20
	Б	Ст 3	1,7	двутавр № 22	–	–	3	30
	В	Ст 3	1,9	швеллер № 27	–	–	4	40
	Г	Ст 3	1,8	2 швеллера № 16	–	–	5	50
	Д	Ст 3	2,3	2 швеллера № 20	–	–	6	40
	Е	Ст 3	2,4	2 двутавра № 22	–	–	7	50

Таблица 6.2

Схемы закрепления и нагружения балок

Номер схемы	Схема балки
1	
2	
3	
4	
5	

Продолжение табл. 6.2

Номер схемы	Схема балки
6	
7	
8	
9	
10	
11	

Окончание табл. 6.2

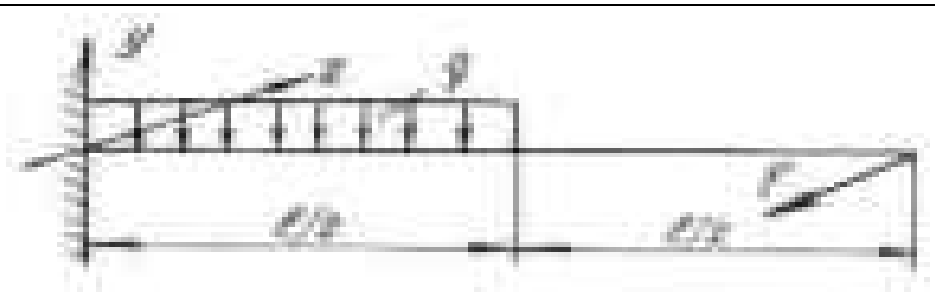
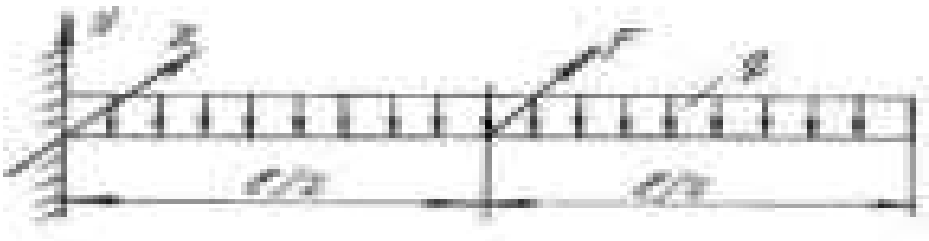
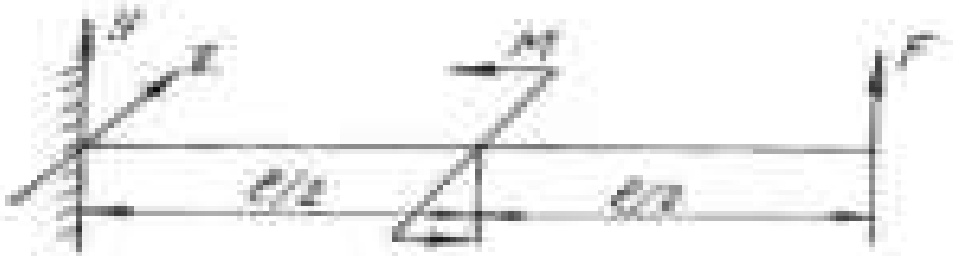
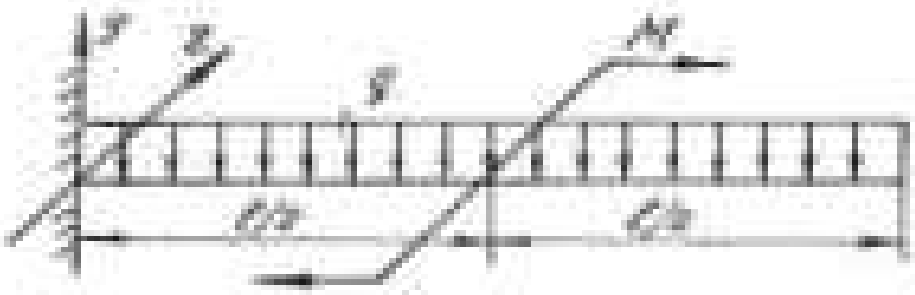
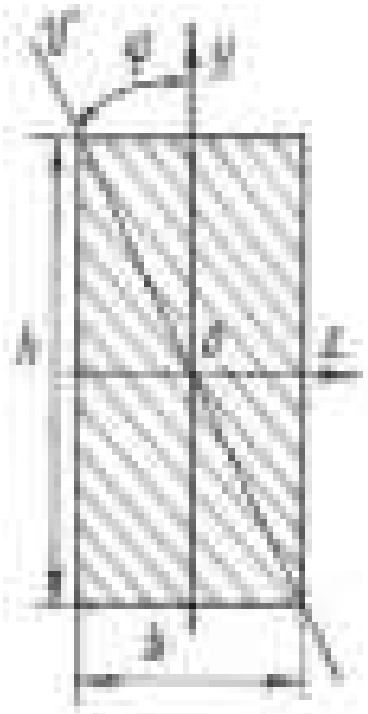
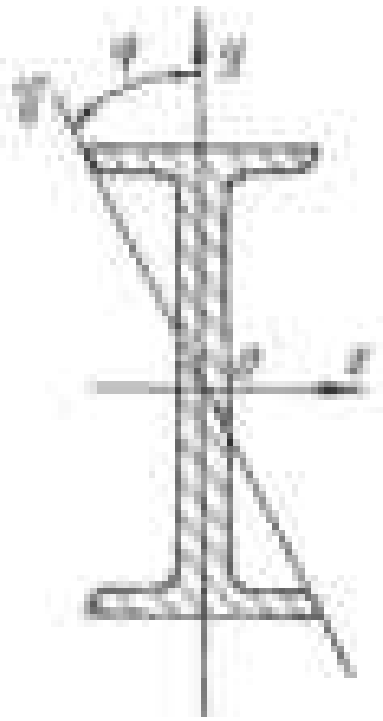
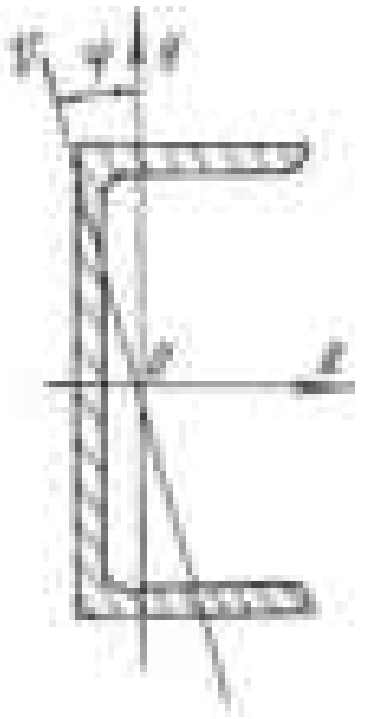
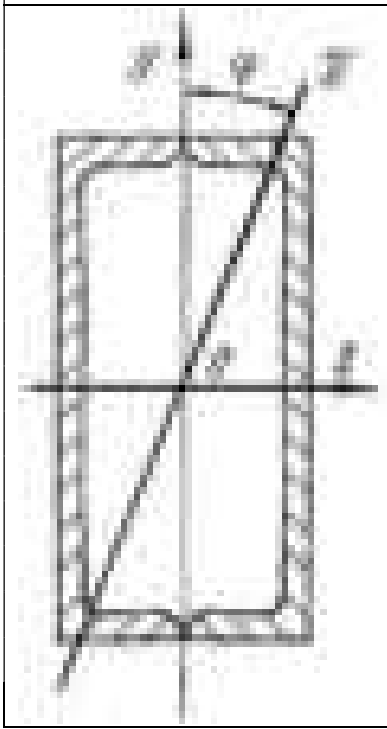
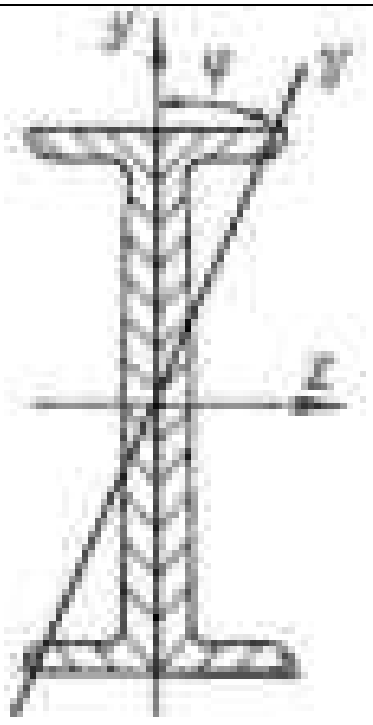
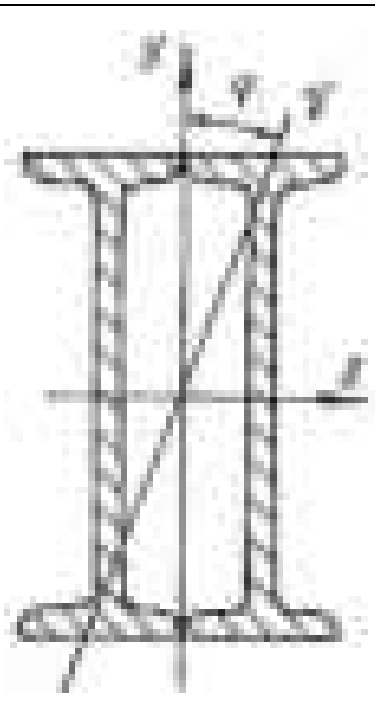
Номер схемы	Схема балки
12	
13	
14	
15	
16	

Таблица 6.3

Схемы поперечных сечений балок

А	Б	В
		
Г	Д	Е
		

6.3. Внецентренное растяжение или сжатие

Если действующая на брус продольная растягивающая или сжимающая сила приложена на некотором расстоянии от центра тяжести сечения, то возникает внецентренное растяжение или сжатие. Расстояние между точкой приложения силы и центром тяжести сечения бруса называется эксцентриситетом. Для практики весьма важны случаи внецентренного сжатия, например, для каменных и кирпичных столбов, бетонных колонн и др.

Внецентренное приложение сжимающей силы можно привести к случаю сжатия центральной силой F и чистому изгибу моментом $M = Fe$, если перенести силу F в центр тяжести поперечного сечения и уравновесить ее (рис. 6.5).

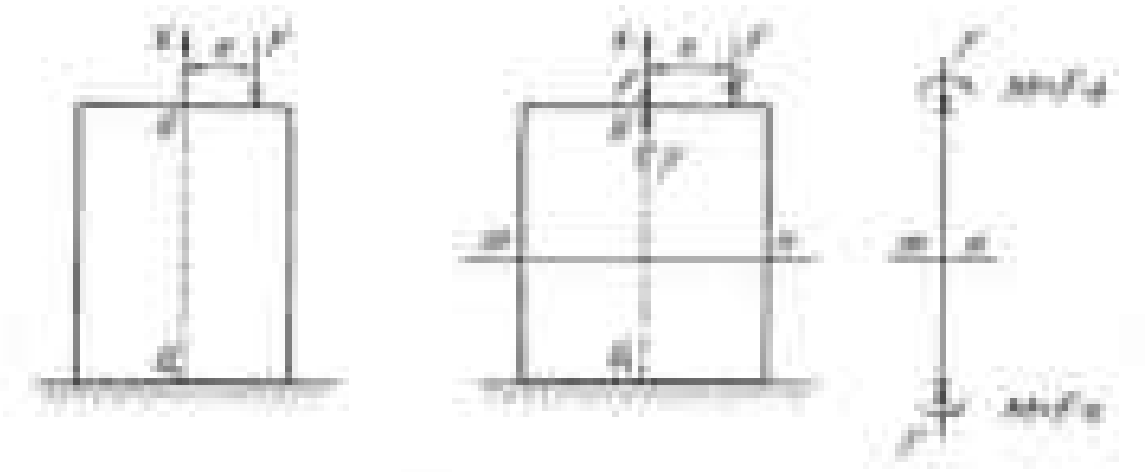


Рис. 6.5.

Так как изгибающий момент во всех сечениях постоянен, то проверку прочности можно производить по любому сечению бруса. Если отбросить верхнюю часть бруса по сечению *m-n* и рассмотреть нижнюю **(**рис. 6.6**),** то для любой точки A поперечного сечения с координатами y, z нормальное напряжение будет равно алгебраической сумме напряжений

$$\sigma_A = \sigma_F + \sigma_{M_y} + \sigma_{M_z}, \qquad (6.7)$$

где $\sigma_F = -\dfrac{F}{A}$ – напряжение от сжимающей центрально приложенной силы F;

$\sigma_{M_y} = -M_y \dfrac{z}{J_y}$ – напряжение от изгибающего момента относительно главной оси сечения y; $\sigma_{M_z} = -M_z \dfrac{y}{J_z}$ – напряжение от изгибающего момента относительно главной оси сечения z.

Знак минус указывает на то, что данные нагрузки вызывают в точке A деформацию сжатия.

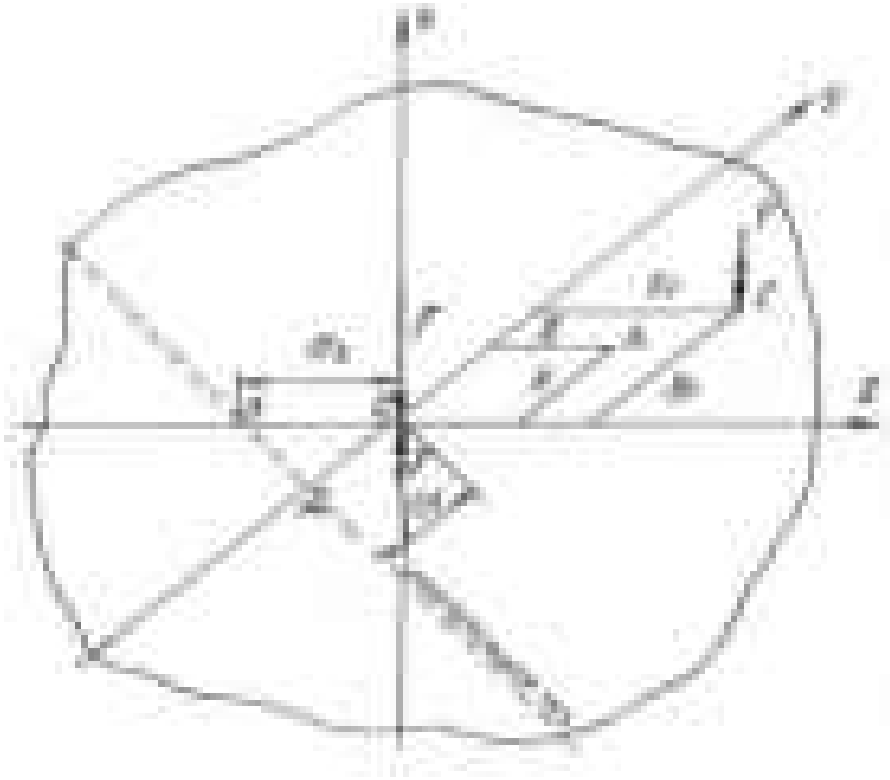


Рис. 6.6.

Изгибающие моменты определяются

$$M_y = Fz_F; \qquad M_z = Fy_F;$$

где z_F и y_F - координаты точки C приложения силы F.

После подстановки имеем:

$$\sigma_A = -\frac{F}{A} - Fz_F \frac{z}{J_y} - Fy_F \frac{y}{J_z}.$$

Окончательный вид формулы для определения напряжений в любой точке поперечного сечения получаем после простых преобразований

$$\sigma = F\left(\pm\frac{1}{A} \pm z_F \frac{z}{J_y} \pm y_F \frac{y}{J_z} \right), \tag{6.8}$$

где J_y, J_z – моменты инерции поперечного сечения; y_F, z_F – координаты точки приложения силы F.

У каждого из слагаемых данного уравнения знак плюс берется для растягивающего, а знак минус – для сжимающего напряжения.

Условие прочности при внецентренном растяжении или сжатии имеет вид:

$$\sigma_{\max} = F\left(\pm\frac{1}{A} \pm z_F \frac{z_{\max}}{J_y} \pm y_F \frac{y_{\max}}{J_z}\right) \le \sigma_{\text{adm}}, \qquad (6.9)$$

где $z_{\max}$, $y_{\max}$ – координаты наиболее удаленных точек сечения от его центра тяжести.

Уравнение нейтральной оси при внецентренном растяжении или сжатии имеет вид:

$$\pm\frac{1}{A} \pm z_F \frac{z_0}{J_y} \pm y_F \frac{y_0}{J_z} = 0, \qquad (6.10)$$

где z_0, y_0 – координаты точек, лежащих на нейтральной оси.

Это уравнение является уравнением прямой, не проходящей через центр тяжести сечения. Величины отрезков, отсекаемых на координатных осях y и z нейтральной осью, определяются из уравнения:

$$\pm 1 \pm z_F \frac{a_z}{i_y^2} \pm y_F \frac{a_y}{i_z^2} = 0, \qquad (6.11)$$

где $a_z = z_0$, $a_y = y_0$ - отрезки, определяющие положение нейтральной оси.

Величины отрезков определяются по формулам:

$$a_z = -\frac{i_y^2}{z_F}; \quad a_y = -\frac{i_z^2}{y_F}, \qquad (6.12)$$

где i_z, i_y - радиусы инерции поперечного сечения относительно осей y и z.

Знак минус в этих формулах указывает на то, что нейтральная ось располагается по другую сторону центра тяжести сечения, по сравнению с точкой приложения силы F, действующей на брус.

Если поперечное сечение имеет сложную форму, то необходимо найти центр тяжести сечения, положение главных центральных осей и главные моменты инерции, пользуясь формулами и указаниями, приведенными в главе 2. В формулы, содержащие моменты инерции, необходимо подставлять значения главных моментов инерции сечения.

Пример 6.3.

Короткий чугунный стержень, поперечное сечение которого показано на рис. 6.7, сжимается продольной силой F, приложенной в точке A**.**

Требуется:

1. Вычислить наибольшее растягивающее и наибольшее сжимающее напряжения в поперечном сечении, выразив величины этих напряжений через F и размеры сечений.

2. Найти допускаемую нагрузку F при заданных размерах сечения и допускаемых напряжениях для чугуна на сжатие σ^{c}_{adm} и на растяжение σ^{p}_{adm}: $\sigma^{c}_{adm} = 110$ МПа, $\sigma^{p}_{adm} = 24$ МПа.

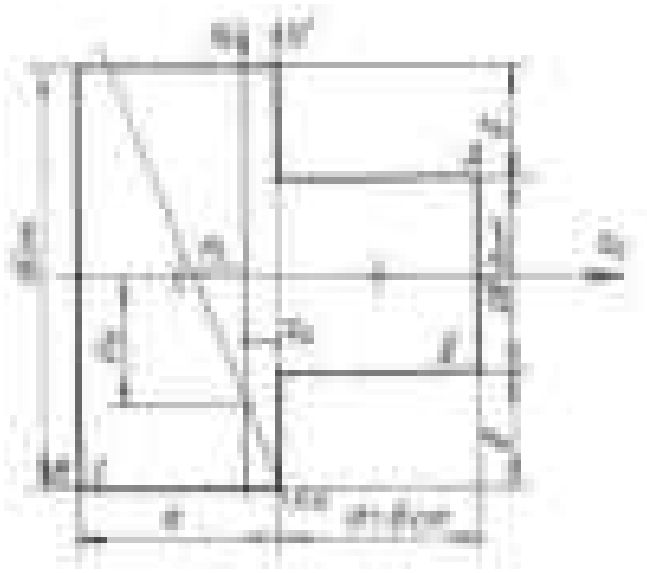


Рис. 6.7.

Определяем координату центра тяжести сечения. Проведем вспомогательную ось y':

$$z_c = \frac{\sum Sy'}{\sum A} = \frac{\left(A_1 z_1 + A_2 z_2\right)}{A_1 + A_2} = \frac{\left[16 \cdot 6 \cdot (-3) + 6 \cdot 8 \cdot 3\right]}{16 \cdot 6 + 6 \cdot 8} = \frac{-144}{144} = -1 \text{ см}.$$

Для определения положения нейтральной оси находим геометрические характеристики сечения.

Моменты инерции:

$$J_{y_c} = 16\frac{6^3}{12} + 6 \cdot 16 \cdot 2^2 + 8 \cdot \frac{6^3}{12} + 6 \cdot 8 \cdot 4^2 = 1584 \text{ см}^4;$$

$$J_{z_c} = 16^3 \frac{6}{12} + 6\frac{8^3}{12} = 2304 \text{ см}^4.$$

Радиусы инерции:

$$i_y = \sqrt{\frac{J_{y_c}}{A}} = \sqrt{\frac{1584}{144}} = \sqrt{11} = 3{,}31 \text{ см};$$

$$i_z = \sqrt{\frac{J_{z_c}}{A}} = \sqrt{\frac{2304}{144}} = \sqrt{16} = 4 \text{ см}.$$

Нейтральная ось пересекает оси z_c и y_c в точках:

$$a_y = -\frac{i_z^2}{y_F}; \qquad a_z = -\frac{i_y^2}{z_F}; \quad z_F = 7\,\text{см}; \quad y_F = 4\,\text{см}.$$

$$a_y = \frac{-4^2}{4} = -4\ \text{см}; \quad a_z = \frac{-3{,}31^2}{7} = -1{,}57\ \text{см}.$$

Максимальное напряжение возникает в точках, наиболее удаленных от нейтральной оси, т. е. в точках *A* и *B*. Определяются они по формуле:

$$\sigma = -\frac{F}{A} \pm \frac{F z_F z_{\max}}{J_{y_c}} \pm \frac{F y_F y_{\max}}{J_{z_c}},$$

где $z_{\max}$, $y_{\max}$ – координаты точек *A* и *B*.

Наибольшее сжимающее напряжение:

$$\sigma_A = -F\left[\frac{1}{144} + 7\frac{7}{1584} + 4\frac{4}{2304}\right] = -0{,}044 \cdot F\,.$$

Наибольшее растягивающее напряжение:

$$\sigma_B = -F\left[\frac{1}{144} + 7\frac{(-5)}{1584} + 4\frac{(-8)}{2304}\right] = 0{,}028 \cdot F.$$

Находим допускаемую нагрузку:

$$\sigma_A \le \sigma^{\text{c}}_{\text{adm}} = 110\ \text{МПа}; \qquad 0{,}044 \cdot F \le 110; \quad F \le 0{,}25\ \text{МН}.$$

$$\sigma_B \le \sigma^{\text{p}}_{\text{adm}} = 24\ \text{МПа}; \qquad 0{,}028 \cdot F \le 24; \quad F \le 0{,}09\ \text{МН}.$$

Допускаемая нагрузка $F = 0{,}09$ МН.

6.4. Задания для расчета на внецентренное растяжение или сжатие

Колонна заданного поперечного сечения с известными размерами нагружена сжимающей силой F, приложенной вне центра тяжести сечения в указанной точке. Требуется:

1) Определить положение нейтральной оси;
2) Вычислить наибольшие напряжения в опасном сечении колонны;
3) Построить эпюры напряжений в опасном сечении.

Данные для расчета взять из таблиц 6.4, 6.5 и табл. П. 1.

Примечание: собственным весом колонны при расчетах пренебречь.

Таблица 6.4

Вариант	Схема сечения	Материал	Размеры сечения, см	Точка приложения силы F	Нагрузка F, кН
1	А	дерево	b x h = 15 x 25	1	20
	Б	Ст 3	двутавр № 16	2	30
	В	Ст 3	швеллер № 16	3	40
	Г	Ст 3	2 швеллера № 14	4	50
	Д	Ст 3	2 швеллера № 12	5	60
	Е	Ст 3	2 двутавра № 14	6	70
	Ж	чугун	b = 20	7	35
	З	чугун	b x h = 20 x 30, D = 10	8	45
	И	Ст 3	2 швеллера № 12, a = 10	1	75
	К	Ст 3	2 двутавра № 14, a = 10	2	80
2	А	дерево	b x h = 16 x 27	2	25
	Б	Ст 3	двутавр № 18	3	35
	В	Ст 3	швеллер № 18	4	45
	Г	Ст 3	2 швеллера № 16	5	50
	Д	Ст 3	2 швеллера № 18	6	60
	Е	Ст 3	2 двутавра № 16	7	70
	Ж	чугун	b = 30	8	55
	З	чугун	b x h = 25 x 35 , D = 12	1	65
	И	Ст 3	2 швеллера № 14, a = 10	2	65
	К	Ст 3	2 двутавра № 16, a = 10	3	75

Продолжение табл. 6.4

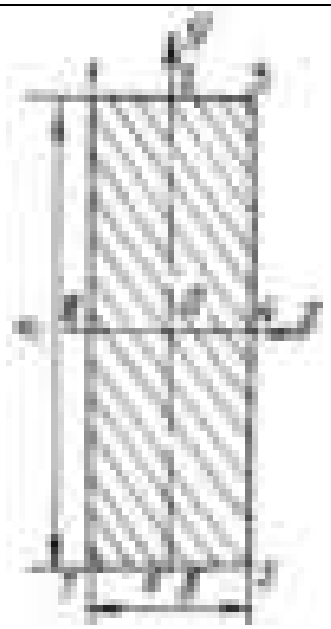
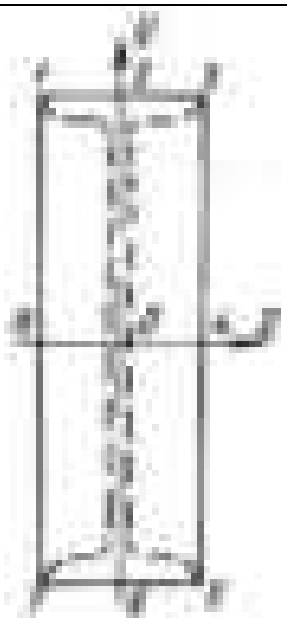
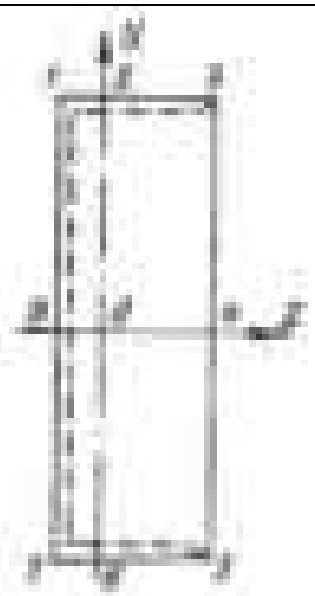
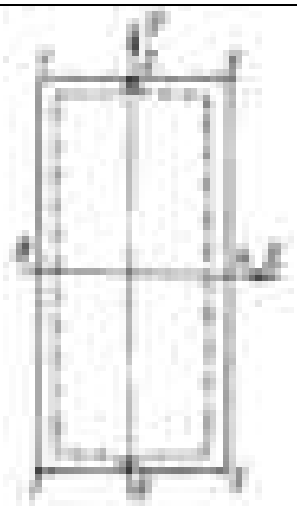
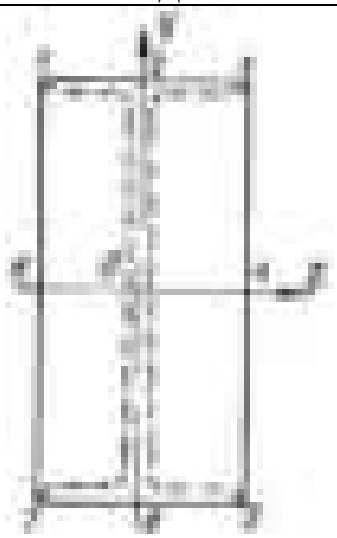
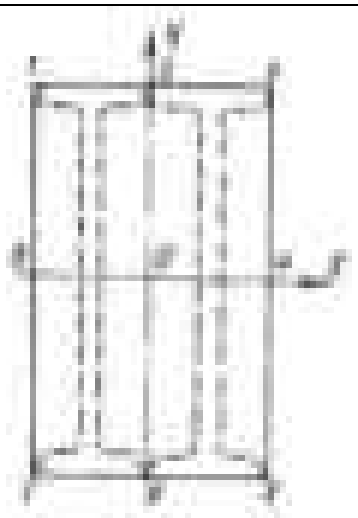
Вариант	Схема сечения	Материал	Размеры сечения	Точка приложения силы F	Нагрузка F, кН
3	А	дерево	b х h = 17 х 28	3	30
	Б	Ст 3	двутавр № 14	4	40
	В	Ст 3	швеллер № 20	5	48
	Г	Ст 3	2 швеллера № 14	6	52
	Д	Ст 3	2 швеллера № 16	7	62
	Е	Ст 3	2 двутавра № 18	8	72
	Ж	чугун	b = 32	1	60
	З	чугун	b х h = 24 х 32, D = 8	2	70
	И	Ст 3	2 швеллера № 18, a = 14	3	66
	К	Ст 3	2 двутавра № 12, a = 8	4	74
4	А	дерево	b х h = 18 х 36	4	40
	Б	Ст 3	двутавр № 20	5	44
	В	Ст 3	швеллер № 20	6	54
	Г	Ст 3	2 швеллера № 18	7	64
	Д	Ст 3	2 швеллера № 16	8	74
	Е	Ст 3	2 двутавра № 14	1	46
	Ж	чугун	b = 34	2	38
	З	чугун	b х h = 28 х 36, D = 14	3	48
	И	Ст 3	2 швеллера № 16, a = 8	4	58
	К	Ст 3	2 двутавра № 18, a = 12	5	72
5	А	дерево	b х h = 20 х 24	5	28
	Б	Ст 3	двутавр № 22	6	38
	В	Ст 3	швеллер № 22	7	48
	Г	Ст 3	2 швеллера № 20	8	62
	Д	Ст 3	2 швеллера № 22	1	76
	Е	Ст 3	2 двутавра № 20	2	78
	Ж	чугун	b = 28	3	46
	З	чугун	b х h = 22 х 34, D = 6	4	56
	И	Ст 3	2 швеллера № 20, a = 6	5	80
	К	Ст 3	2 двутавра № 20, a = 12	6	82

Продолжение табл. 6.4

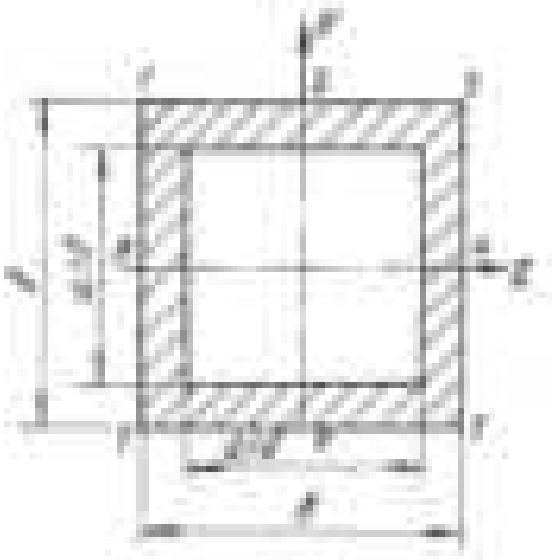
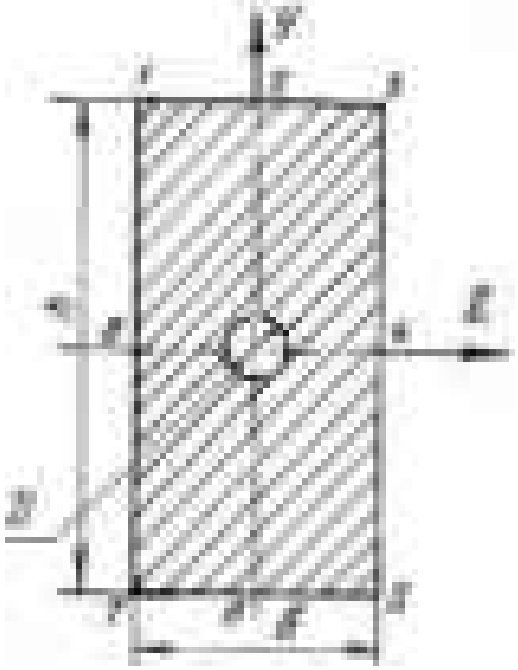
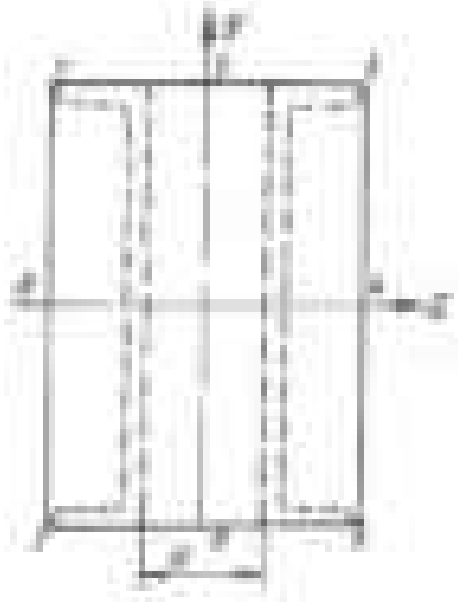
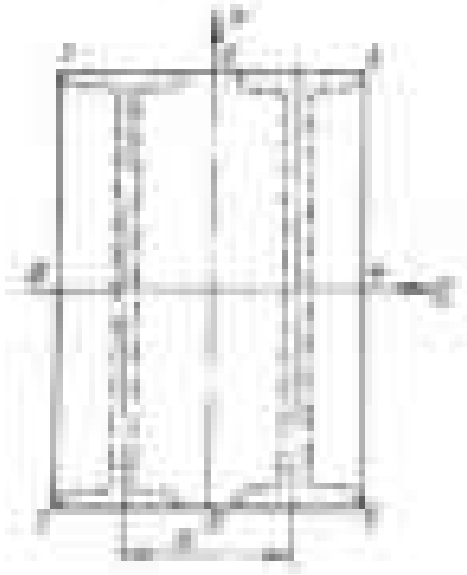
Вариант	Схема сечения	Материал	Размеры сечения, см	Точка приложения силы F	Нагрузка F, кН
6	А	дерево	b x h = 22 x 38	6	36
	Б	Ст 3	двутавр № 22	7	46
	В	Ст 3	швеллер № 22	8	48
	Г	Ст 3	2 швеллера № 22	1	68
	Д	Ст 3	2 швеллера № 20	2	72
	Е	Ст 3	2 двутавра № 22	3	74
	Ж	чугун	b = 24	4	50
	З	чугун	b x h = 24 x 34, D = 8	5	60
	И	Ст 3	2 швеллера № 22, a = 8	6	74
	К	Ст 3	2 двутавра № 22, a = 12	7	69
7	А	дерево	b x h = 22 x 30	7	25
	Б	Ст 3	двутавр № 24	8	48
	В	Ст 3	швеллер № 24	1	52
	Г	Ст 3	2 швеллера № 24	2	63
	Д	Ст 3	2 швеллера № 22	3	68
	Е	Ст 3	2 двутавра № 20	4	64
	Ж	чугун	b = 22	5	43
	З	чугун	b x h = 26 x 36, D = 6	6	49
	И	Ст 3	2 швеллера № 24, a = 4	7	78
	К	Ст 3	2 двутавра № 24, a = 13	8	84
8	А	дерево	b x h = 18 x 32	8	35
	Б	Ст 3	двутавр № 27	1	62
	В	Ст 3	швеллер № 27	2	68
	Г	Ст 3	2 швеллера № 22	3	85
	Д	Ст 3	2 швеллера № 24	4	87
	Е	Ст 3	2 двутавра № 22	5	78
	Ж	чугун	b = 26	6	52
	З	чугун	b x h = 26 x 36, D = 9	7	58
	И	Ст 3	2 швеллера № 27, a = 5	8	86
	К	Ст 3	2 двутавра № 27, a = 14	1	88

Таблица 6.5

Схемы поперечных сечений колонны

А	Б	В
		
Г	Д	Е
		

Окончание табл. 6.5

Ж	З
	
И	**К**
	

6.5. Изгиб с кручением

Помимо крутящих моментов валы могут испытывать воздействие изгибающих моментов. Последние возникают от действия собственного веса вала, усилий натяжения приводных ремней, весов шкивов, усилий зацепления в зубьях зубчатых передач и т. п.

Крутящий момент на валу или его участке определяется по формулам:

$$T = 9550\frac{N}{n}, \tag{6.13}$$

где T – крутящий момент, Нм; N – мощность двигателя, кВт; n – число оборотов вала в минуту, или

$$T = \frac{D}{2}\cdot(t_1 - t_1'), \tag{6.14}$$

где D – диаметр ведущего шкива, соединенного с двигателем приводным ремнем; t_1 – усилие натяжения в набегающей ветви приводного ремня; t_1' – усилие натяжения в сбегающей ветви приводного ремня.

Определив крутящий момент по формуле (6.13) и, зная соотношение между усилиями t_1 и t_1', определяют эти усилия из формулы (6.14) при известном диаметре шкива. Если усилия t_1, t_1' последовательно перенести в центр тяжести сечения вала и уравновесить их, то получим два момента пар сил, направленных в противоположные стороны. Равнодействующий момент этих моментов и будет равен крутящему моменту в том сечении, где находится шкив. Вместе с этим в центре этого сечения вала возникнет нагрузка, $S = t_1 + t_1'$, которая может быть направлена под углом к горизонту. В этом случае ее раскладывают на вертикальную и горизонтальную составляющие: $S_y = S\cdot\sin\alpha$; $S_z = S\cdot\cos\alpha$.

При наличии на валу нескольких ведомых шкивов крутящие моменты и изгибающие нагрузки определяются аналогичным способом. Таким образом, вал будет испытывать одновременно деформацию кручения от крутящих моментов и деформацию поперечного изгиба в двух плоскостях – вертикальной и горизонтальной. Дальнейший расчет вала на изгиб с кручением осуществляется в таком порядке:

1. Строится эпюра крутящих моментов T.
2. Вычерчивается схема вала в виде балки на двух опорах и загружается только вертикальными изгибающими нагрузками. С помощью уравнений статики определяются реакции на опорах, и строится эпюра изгибающих моментов от этих нагрузок $M_{\text{и}}^{\text{в}}$.

3. Вал загружается только горизонтальными изгибающими нагрузками, от них определяются реакции на опорах, и строится эпюра изгибающих моментов от горизонтальных нагрузок $M_{\text{и}}^{\text{г}}$.

4. В характерных сечениях вала определяются суммарные изгибающие моменты в виде геометрической суммы изгибающих моментов, возникающих в этих сечениях от вертикальных и горизонтальных нагрузок: $M_{\text{и}} = \sqrt{(M_{\text{и}}^{\text{в}})^2 + (M_{\text{и}}^{\text{г}})^2}$. Строится суммарная эпюра изгибающих моментов $M_{\text{и}}$. При построении эпюр выбирается необходимый масштаб, и применяются знаки, принятые в сопротивлении материалов при построении эпюр крутящих и изгибающих моментов.

5. Выбирается опасное сечение по длине вала, где одновременно крутящий и суммарный моменты достаточно большие – на основании эпюр $M_{\text{и}}$ и T.

6. На основании третьей или четвертой теории прочности для опасного сечения определяется расчетный (эквивалентный) момент по формулам:

$$M_{\text{р}}^{\text{III}} = \sqrt{T^2 + M_{\text{и}}^2}; \quad M_{\text{р}}^{\text{IV}} = \sqrt{M_{\text{и}}^2 + 0{,}75T^2}. \tag{6.15}$$

7. Определяется диаметр сечения вала на основании условия прочности:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\text{P}}}{W_z} \le \sigma_{\text{adm}}, \tag{6.16}$$

где $W_z = \dfrac{J_z}{d/2} = \pi \dfrac{d^4/64}{d/2} = \dfrac{\pi d^3}{32}$ – момент сопротивления поперечного сечения вала изгибу.

$$d \ge \sqrt[3]{\frac{32M_{\text{P}}}{\pi\sigma_{\text{adm}}}}. \tag{6.17}$$

Величина диаметра округляется до ближайшего целого.

Пример 6.4.

Шкив с диаметром D_1 и с углом наклона ветвей ремня к горизонту α_1 делает n оборотов в минуту и передает мощность N. Два других шкива имеют одинаковый диаметр D_2 и одинаковые углы наклона ветвей ремня к горизонту α_2 и, каждый из них передает мощность $N/2$ **(**рис. 6.8).

Требуется:

1. Определить моменты, приложенные к шкивам, по заданным N и n ;

2. Построить эпюру крутящих моментов T;

3. Определить окружные усилия t_1 и t_2 действующие на шкивы, по данным моментам и заданным диаметрам шкивов D_1 и D_2;

4. Принять $t_1 = 2 \cdot t_2$;

5. Определить силы, изгибающие вал в горизонтальной и вертикальной плоскостях (вес шкивов и вала не учитывать);

6. Построить эпюры изгибающих моментов от горизонтальных и вертикальных сил $M_{\text{верт.}}$, $M_{\text{гор.}}$;

7. Построить эпюры суммарных изгибающих моментов, пользуясь формулой $M_{\text{и}} = \sqrt{M_{\text{гор}}{}^2 + M_{\text{верт}}{}^2}$;

8. При помощи эпюр T и $M_{\text{и}}$ найти опасное сечение и определить максимальный расчетный момент (по третьей теории прочности);

9. Подобрать диаметр вала d при $\sigma_{\text{adm}} = 70$ МПа и округлить его значение.

Решение.

1. Определяем крутящие моменты:

$$T_1 = \frac{9{,}55 \cdot N_1}{650} = \frac{9{,}55 \cdot 90}{650} = 1{,}32 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$T_2 = \frac{9{,}55 \cdot N_2}{n} = \frac{9{,}55 \cdot 45}{650} = 0{,}66 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

2. Строим эпюру крутящих моментов (см. рис. 6.8).

3. Определяем усилия натяжения в ветвях ремней:

$$t_1 = \frac{2 \cdot T_1}{D_1} = \frac{2 \cdot 1{,}32}{1} = 2{,}64 \text{ кН}; \quad t_2 = \frac{2 \cdot T_2}{D_2} = \frac{2 \cdot 0{,}66}{0{,}6} = 2{,}2 \text{ кН}.$$

4. Определяем изгибающие нагрузки:

$$S_1 = t_1 + 2 \cdot t_2 = 7{,}92 \text{ кН}; \quad S_2 = t_2 + 2 \cdot t_2 = 6{,}60 \text{ кН}.$$

5. Определяем изгибающие нагрузки в вертикальной плоскости и реакции от этих нагрузок:

$$S_1^y = S_1 \cdot \sin\alpha_1 = 7{,}92 \cdot \sin 75^\circ = 7{,}92 \cdot 0{,}9659 = 7{,}65 \text{ кН};$$

$$S_2^y = S_2 \cdot \sin\alpha_2 = 6{,}6 \cdot \sin 80^\circ = 6{,}6 \cdot 0{,}9848 = 6{,}49 \text{ кН}.$$

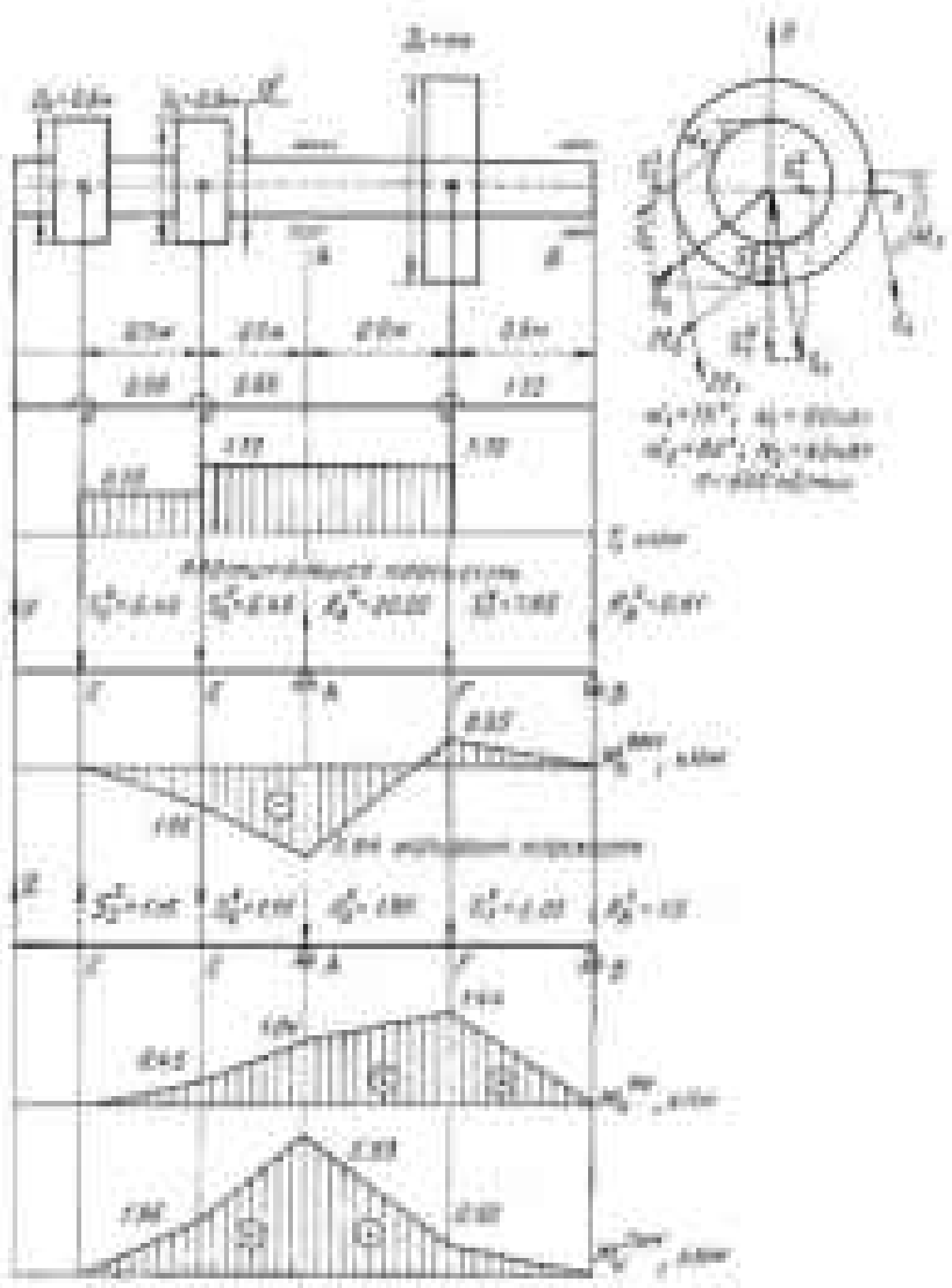


Рис. 6.8.

$$\sum M_A = 0; \quad S_2^y \cdot 0,6 - S_1^y \cdot 0,9 + R_B^y \cdot 1,8 + S_2^y \cdot 0,3 = 0;$$

$$6,49 \cdot 0,6 + 6,49 \cdot 0,3 - 7,65 \cdot 0,9 + R_B^y \cdot 1,8 = 0;$$

$$R_B^y = 0,61 \text{ кН}.$$

$$\sum M_B = 0; \; S_2^y \cdot 2,4 + S_2^y \cdot 2,1 - R_A^y \cdot 1,8 + S_1^y \cdot 0,9 = 0;$$

$$6,49 \cdot 2,4 + 6,49 \cdot 2,1 - R_A^y \cdot 1,8 + 7,65 \cdot 0,9 = 0;$$

$$R_A^y = 20,02 \text{ кН}.$$

$$\sum Y = 0; \quad -S_2^y - S_2^y + R_A^y - S_1^y + R_B^y = 0;$$

$$-6,49 - 6,49 + 20,02 - 7,65 + 0,61 = 0;$$

$$0 = 0.$$

Строим эпюру изгибающих моментов в вертикальной плоскости:

$$M_{\text{и}}^E = -6,49 \cdot 0,3 = -1,95 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{и}}^A = -6,49 \cdot 0,6 - 6,49 \cdot 0,3 = -5,84 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{и}}^F = R_B^y \cdot 0,9 = 0,61 \cdot 0,9 = 0,55 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

6. Определяем изгибающие нагрузки в горизонтальной плоскости и реакции от этих нагрузок:

$$S_1^z = S_1 \cdot \cos\alpha_1 = 7,92 \cdot \cos 75^\circ = 2,05 \text{ кН};$$

$$S_2^z = S_2 \cdot \cos\alpha_2 = 6,6 \cdot \cos 80^\circ = 1,15 \text{ кН}.$$

$$\sum M_A = 0;$$

$$S_2^z \cdot 0,6 - S_1^z \cdot 0,9 + R_B^z \cdot 1,8 - S_2^z \cdot 0,3 = 0;$$

$$R_B^z = 1,6 \text{ кН}.$$

$$\sum M_B = 0;$$

$$-S_2^z \cdot 2,4 - S_2^z \cdot 2,1 + R_A^z \cdot 1,8 + S_1^z \cdot 0,9 = 0;$$

$$R_A^z = 1,85 \text{ кН}.$$

$$\sum Z = 0; \quad S_2^z + S_2^z - R_A^z - S_1^z + R_B^z = 0;$$

$$1,15 + 1,15 - 1,85 - 2,05 + 1,6 = 0;$$

$$0 = 0.$$

Строим эпюру изгибающих моментов в горизонтальной плоскости:

$$M_{\text{и}}^{E} = 1{,}15 \cdot 0{,}3 = 0{,}45 \text{ кН} \cdot \text{м};$$
$$M_{\text{и}}^{A} = 1{,}15 \cdot 0{,}6 + 1{,}15 \cdot 0{,}3 = 1{,}04 \text{ кН} \cdot \text{м};$$
$$M_{\text{и}}^{F} = 1{,}6 \cdot 0{,}9 = 1{,}44 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

7. Строим эпюру суммарных изгибающих моментов:

$$M_{\text{и}}^{E} = \sqrt{1{,}95^2 + 0{,}45^2} = 1{,}96 \text{ кН} \cdot \text{м};$$
$$M_{\text{и}}^{A} = \sqrt{5{,}84^2 + 1{,}04^2} = 5{,}93 \text{ кН} \cdot \text{м};$$
$$M_{\text{и}}^{F} = \sqrt{0{,}55^2 + 1{,}44^2} = 0{,}92 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

8. Опасным сечением будет сечение A:

$$M_{\text{и}}^{A} = 5{,}93 \text{ кН} \cdot \text{м}; \quad T = 1{,}32 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Расчетный момент для сечения A:

$$M_{\text{р}}^{\text{III}} = \sqrt{5{,}93^2 + 1{,}32^2} = 6{,}08 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

9. Определяем диаметр сечения вала:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32M_{\text{р}}}{\pi\sigma_{\text{adm}}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 6{,}08 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 \cdot 70}} = 0{,}096 \text{ м} = 96 \text{ мм}.$$

Принимаем диаметр вала $d = 100$ мм.

6.6. Задания для расчета на изгиб с кручением

Трансмиссионный вал делает n оборотов в минуту при мощности N. На шкив с диаметром D_1 с углом наклона ремней ветвей ремня к горизонту α_1 передается мощность N кВт от электродвигателя. Два других шкива имеют одинаковый диаметр D_2 и одинаковые углы α_2 наклона ветвей ремня к горизонту, и каждый из них передает мощность $0{,}5N$ на станки. Для заданной расчетной схемы и данных размеров и нагрузок требуется:

1) определить окружные моменты, приложенные к шкивам, по заданным величинам N и n;

2) построить эпюру крутящих моментов T;

3) определить окружные усилия, действующие на шкивы;

4) определить силы, изгибающие вал в горизонтальной и вертикальной плоскостях (вес шкива и вала не учитывать);

5) построить эпюры изгибающих моментов от горизонтальных сил $M_{\text{гор}}$ и от вертикальных сил $M_{\text{верт}}$;

6) построить эпюру суммарных изгибающих моментов;

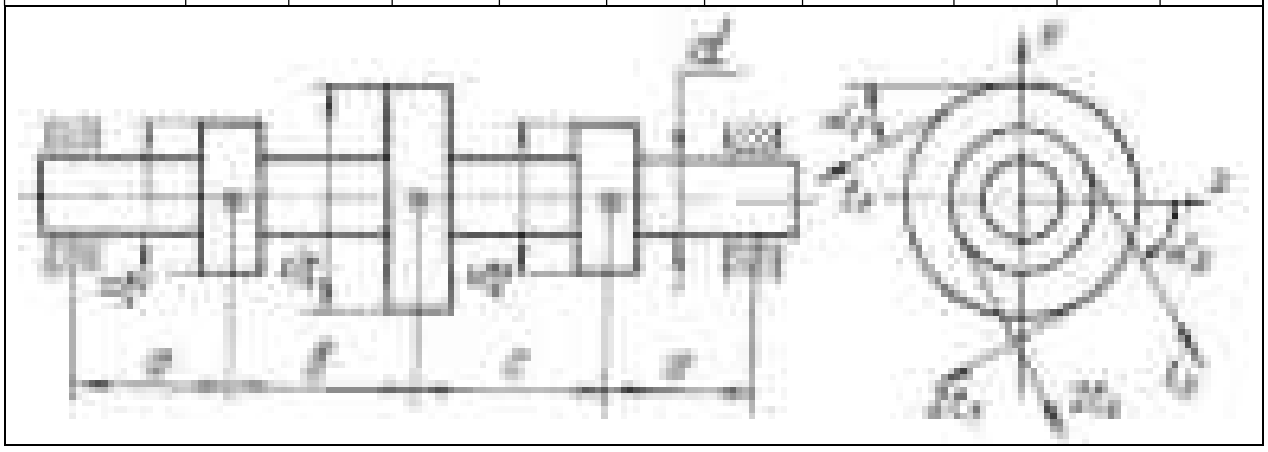
7) найти опасное сечение и определить величину максимально-расчетного момента по третьей теории прочности;

8) подобрать диаметр сечения вала при σ_{adm}=80 МПа.

Данные для расчета и схемы взять из табл. 6.6.

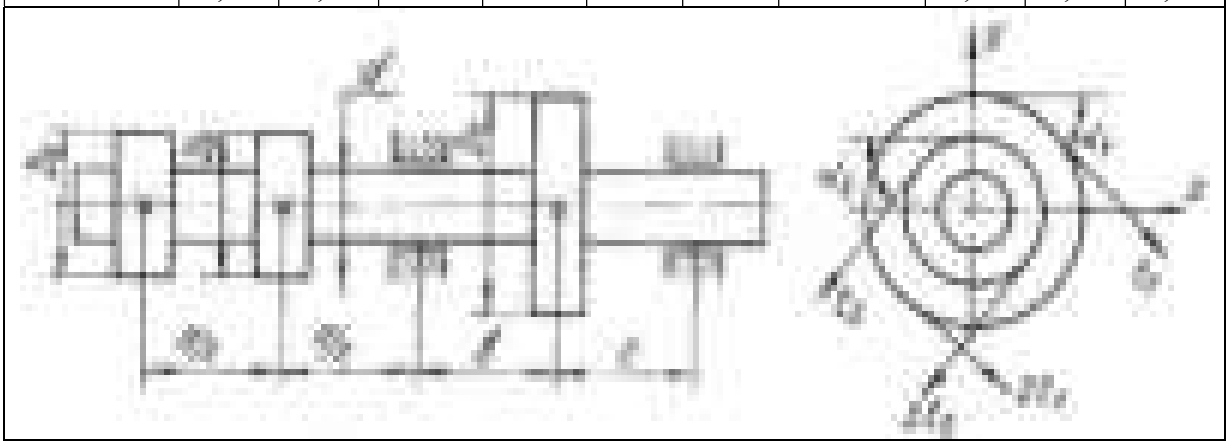
Таблица 6.6

Номер варианта	Числовые значения									
	D_1, м	D_2, м	α_1, град	α_2, град	N_1, кВт	N_2, кВт	n, об/мин	a, м	b, м	c, м
1	1,00	0,30	45	40	30	15	250	0,50	1,00	1,00
2	0,80	0,40	15	10	40	20	200	0,50	1,30	1,20
3	1,00	0,40	30	35	30	15	250	0,40	1,25	2,00
4	1,20	0,50	60	55	50	25	200	0,40	1,00	2,50
5	1,40	0,40	45	45	60	30	300	0,60	1,20	1,80



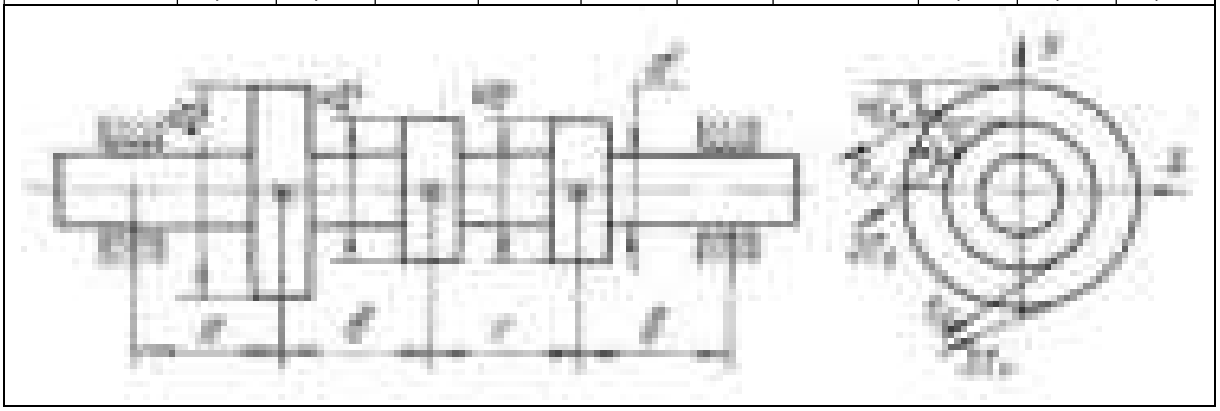
Продолжение табл. 6.6

Номер варианта	D_1, м	D_2, м	α_1, град	α_2, град	N_1, кВт	N_2, кВт	n, об/мин	a, м	b, м	c, м
6	1,00	0,30	45	40	70	35	400	0,70	1,20	1,30
7	0,90	0,60	55	50	75	38	400	0,50	1,00	1,00
8	1,00	0,70	60	35	80	40	500	0,60	1,00	1,10
9	1,20	0,80	65	30	85	42	550	0,70	1,10	1,20
10	1,20	0,90	70	45	90	45	600	0,70	1,00	1,00



Продолжение табл. 6.6

Номер варианта	D_1, м	D_2, м	α_1, град	α_2, град	N_1, кВт	N_2, кВт	n, об/мин	a, м	b, м	c, м
11	1,00	0,60	75	80	90	45	650	0,60	0,90	0,90
12	1,20	0,80	80	75	100	50	700	0,50	1,00	1,00
13	1,20	0,70	85	30	110	55	750	0,60	1,10	1,20
14	1,20	0,60	30	85	120	60	800	0,50	1,00	1,00
15	1,00	0,80	35	40	130	65	360	0,60	1,20	1,00



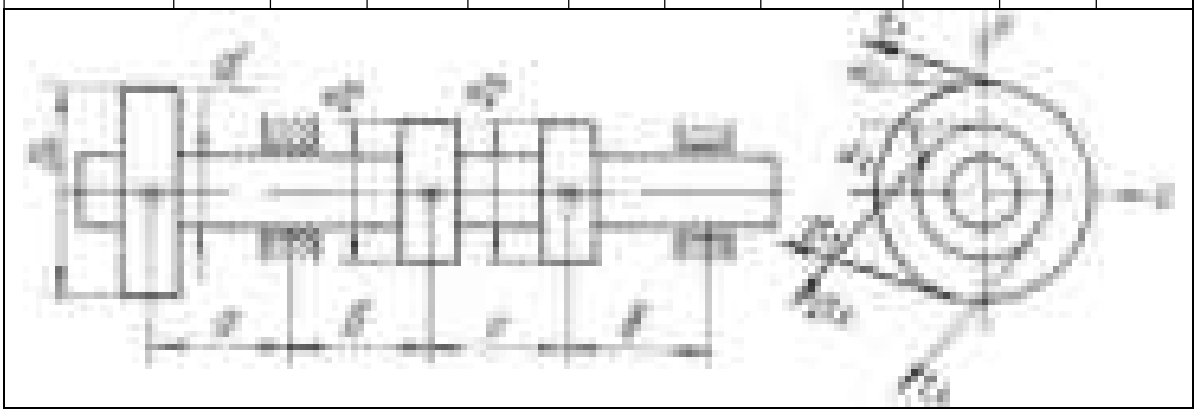
Продолжение табл. 6.6

Номер варианта	D_1, м	D_2, м	α_1, град	α_2, град	N_1, кВт	N_2, кВт	n, об/мин	a, м	b, м	c, м
16	1,20	0,60	40	35	140	70	400	0,50	1,00	1,00
17	1,40	0,70	45	50	150	75	450	0,50	0,50	1,00
18	1,20	0,60	50	45	160	80	500	0,60	1,00	1,00
19	1,20	0,70	60	65	170	85	550	0,50	0,90	0,90
20	1,00	0,60	65	60	180	90	600	0,60	1,00	0,90



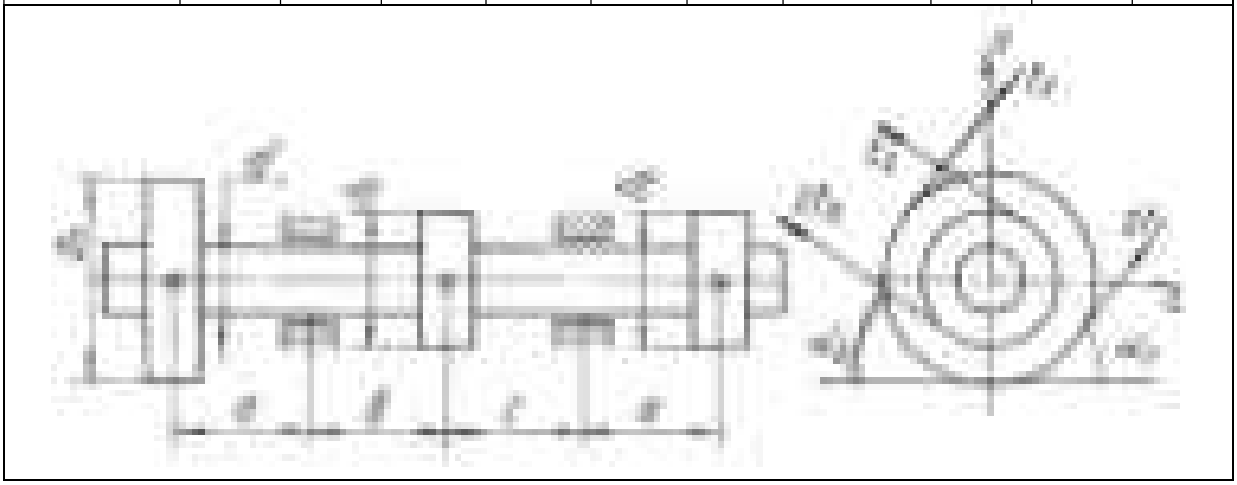
Продолжение табл. 6.6

Номер варианта	D_1, м	D_2, м	α_1, град	α_2, град	N_1, кВт	N_2, кВт	n, об/мин	a, м	b, м	c, м
21	1,20	0,80	15	25	30	15	250	1,00	0,80	1,20
22	1,00	0,60	25	15	40	20	280	1,20	1,20	1,30
23	0,80	0,50	30	45	50	25	300	1,30	1,30	1,40
24	1,00	0,65	45	60	60	30	450	1,25	1,40	1,50
25	1,20	0,75	60	30	70	35	500	1,40	1,00	1,60



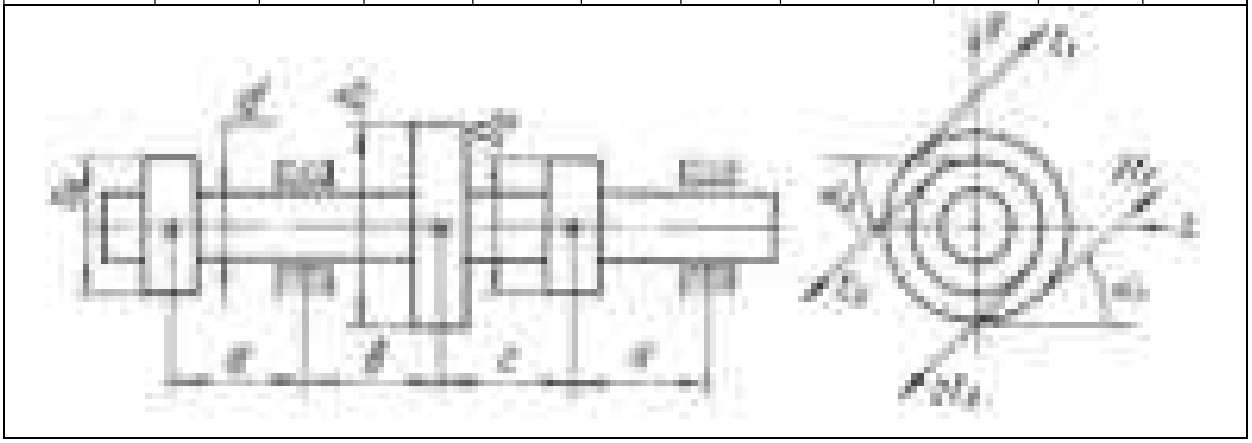
Продолжение табл. 6.6

Номер варианта	D_1, м	D_2, м	α_1, град	α_2, град	N_1, кВт	N_2, кВт	n, об/мин	a, м	b, м	c, м
26	1,20	0,80	75	15	60	30	500	1,20	1,20	1,40
27	1,00	0,90	30	45	64	32	550	1,00	0,80	1,00
28	0,90	0,80	35	55	70	35	600	0,60	1,00	0,90
29	0,80	0,70	40	50	74	37	650	0,60	0,90	0,80
30	1,10	0,75	55	65	80	40	700	0,80	1,00	0,65



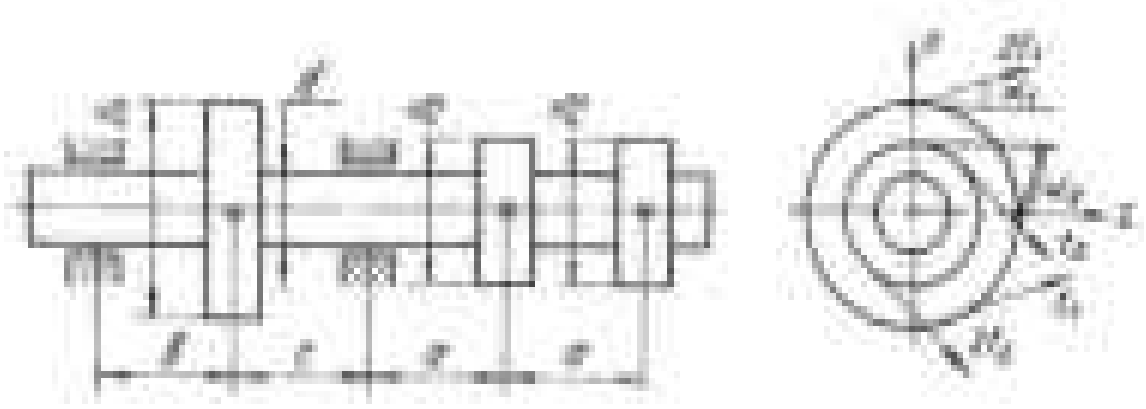
Продолжение табл. 6.6

Номер варианта	D_1, м	D_2, м	α_1, град	α_2, град	N_1, кВт	N_2, кВт	n, об/мин	a, м	b, м	c, м
31	1,10	0,75	45	45	170	85	500	1,00	0,90	1,10
32	1,20	0,90	60	30	90	45	400	0,90	1,00	0,80
33	0,90	0,70	75	15	95	47	450	0,80	0,90	1,00
34	1,00	0,80	30	45	100	50	500	1,00	1,20	0,90
35	1,20	0,90	25	15	110	55	550	0,90	1,00	1,20



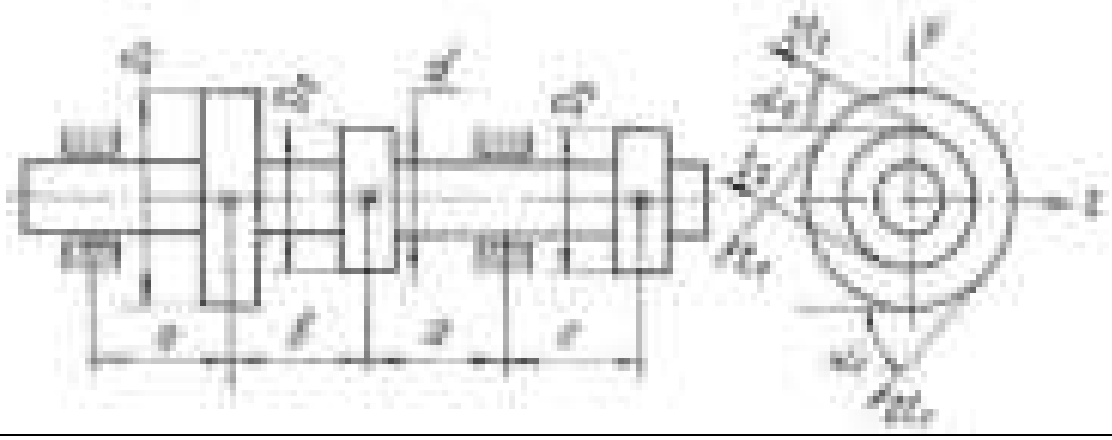
Продолжение табл. 6.6

Номер варианта	D_1, м	D_2, м	α_1, град	α_2, град	N_1, кВт	N_2, кВт	n, об/мин	a, м	b, м	c, м
36	1,00	0,80	30	20	120	60	600	0,80	1,20	0,90
37	1,20	0,90	35	45	130	65	650	1,00	0,80	0,90
38	1,10	0,80	60	50	140	70	700	0,90	1,00	0,90
39	1,00	0,70	75	15	150	75	300	0,80	1,00	0,70
40	1,00	0,60	60	40	160	80	300	1,00	1,20	1,30



Окончание табл. 6.6

Номер варианта	D_1, м	D_2, м	α_1, град	α_2, град	N_1, кВт	N_2, кВт	n, об/мин	a, м	b, м	c, м
41	1,00	0,40	40	20	40	20	200	0,50	1,00	0,40
42	0,80	0,50	45	25	50	25	250	0,40	1,10	0,50
43	1,00	0,60	50	30	60	30	300	0,60	0,90	0,40
44	1,20	0,80	55	35	70	35	200	0,40	1,00	0,60
45	1,10	0,50	60	40	80	40	350	0,70	1,20	0,70



Глава 7

УСТОЙЧИВОСТЬ ГИБКИХ СЖАТЫХ СТЕРЖНЕЙ

Стержни, длина которых относительно невелика по сравнению с их поперечными размерами, рассчитываются на сжатие, исходя из условия прочности:

$$\frac{F}{A} \le \sigma_{\text{adm}}.$$

При этом полагается, что вплоть до разрушения стержень работает на осевое сжатие и продольная ось его остаётся прямолинейной.

Иная картина наблюдается при сжатии стержней, длина которых значительно больше размеров поперечного сечения. В этих случаях прямолинейная продольная ось стержней может искривляться. Искривление происходит в плоскости наименьшей жесткости стержня.

Деформация, которая возникает при сжатии стерня и сопровождается искривлением продольной оси стержня, называется продольным изгибом, а переход прямолинейной формы продольной оси стержня в криволинейную носит название потери устойчивости. Нагрузка, при которой стержень теряет устойчивость, называется критической силой F_{cr}.

Напряжение, возникающее в поперечном сечении стержня от критической силы, называется критическим напряжением σ_{cr}.

Критические напряжения весьма опасны для сжатых стержней, поэтому необходимо проводить расчёты на устойчивость.

Для стержней, закрепленных на одной или двух опорах, величина критической силы может быть определена по формуле Эйлера:

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 E\, J_{\min}}{(\mu l)^2}, \qquad (7.1)$$

где E − модуль продольной упругости материала; $J_{\min}$ − минимальный осевой момент инерции поперечного сечения стержня; l − длина стержня; μ − коэффициент приведенной длины стержня, отражающий способ закрепления концов стержня (рис. 7.1); μl − приведенная длина стержня.

Критические напряжения

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2}, \qquad (7.2)$$

где λ − гибкость стержня

$$\lambda = \frac{\mu l}{i_{\min}}, \tag{7.3}$$

где $i_{\min}$ – минимальный радиус инерции поперечного сечения стержня

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{J_{\min}}{A}}, \tag{7.4}$$

Формула Эйлера применима для стержней с гибкостью более гибкости, предельной для данного материала стержня

$$\lambda_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{\pi^2 E}{\sigma_{pr}}}, \tag{7.5}$$

где σ_{pr} – предел пропорциональности материала стержня (напряжение, при котором сохраняется прямая пропорциональность между σ и ε).

Для расчёта сжатых стержней любой гибкости применяется способ, основанный на применении коэффициентов φ. Этот способ расчёта сжатых стержней на устойчивость сводится к расчёту стержня как бы на простое сжатие, только по заниженному допускаемому напряжению с использованием формулы:

$$\sigma^{\text{у}}_{\text{adm}} = \varphi\, \sigma_{\text{adm}}, \tag{7.6}$$

где $\sigma^{\text{у}}_{\text{adm}}$ – допускаемое напряжение при расчете на устойчивость; φ – коэффициент продольного изгиба (коэффициент понижения основного допускаемого напряжения σ_{adm} на простое сжатие), значения коэффициентов φ для различных материалов приведены в табл. 7.1.

Величина допускаемой нагрузки на устойчивость $F^{\text{у}}_{\text{adm}}$ сжатого стержня соответственно будет равна

$$F^{\text{у}}_{\text{adm}} = \sigma^{\text{у}}_{\text{adm}} A = \varphi \sigma_{\text{adm}} A, \tag{7.7}$$

где A – площадь поперечного сечения сжатого стержня.

Между критической и допускаемой нагрузкой на устойчивость существует следующая связь

$$F_{cr} = K_{\text{у}} F^{\text{у}}_{\text{adm}}, \tag{7.8}$$

где $K_{\text{у}}$ – коэффициент запаса на устойчивость.

Таблица 7.1

Гибкость, λ	Значение коэффициента φ				
	Материал				
	Ст. 4, Ст. 3	Ст. 5	Ст. СПБ	чугун	дерево
0	1	1	1	1	1
10	0,99	0,98	0,97	0,97	0,99
20	0,96	0,95	0,95	0,95	0,97
30	0,94	0,92	0,91	0,81	0,93
40	0,92	0,89	0,87	0,69	0,87
50	0,89	0,86	0,83	0,57	0,8
60	0,86	0,82	0,79	0,44	0,71
70	0,81	0,76	0,72	0,34	0,6
80	0,75	0,7	0,65	0,26	0,48
90	0,69	0,62	0,55	0,2	0,38
100	0,6	0,51	0,43	0,16	0,31
110	0,52	0,43	0,35	–	0,25
120	0,45	0,36	0,3	–	0,22
130	0,4	0,33	0,26	–	0,18
140	0,36	0,29	0,23	–	0,16
150	0,32	0,26	0,21	–	0,14
160	0,29	0,24	0,19	–	0,12
170	0,26	0,21	0,17	–	0,11
180	0,23	0,19	0,15	–	0,1
190	0,21	0,17	0,14	–	0,09
200	0,19	0,16	0,13	–	0,08

В зависимости от исходных данных для расчета на устойчивость решение сводится к определению допускаемой нагрузки $F_{\text{adm}}^{\text{у}}$ из условий устойчивости сжатого стержня или к подбору площади поперечного сечения сжатого стержня.

Рассмотрим возможные варианты решения на устойчивость сжатых стержней с помощью коэффициента φ на следующих примерах.

Пример 7.1.

Определить допускаемую нагрузку для стойки, изготовленной из Ст. 3 в виде трубы с наружным диаметром $d_1 = 0{,}04$ м и внутренним $d_2 = 0{,}03$ м, длиной $l = 1$ м. Концы стойки защемлены. Допускаемое напряжение для материала стержня $\sigma_{\text{adm}} = 120$ МПа, предел пропорциональности материала $\sigma_{pr} = 200$ МПа. Коэффициент запаса на устойчивость $K_{\text{у}} = 2$. Модуль продольной упругости материала $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па.

Решение.

Выявим возможность решения данной задачи с помощью формулы Эйлера. Для этого находим предельную гибкость для данного материала стойки

$$\lambda_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{\pi^2 E}{\sigma_{pr}}} = \sqrt{\frac{3{,}14^2 \cdot 2 \cdot 10^{11}}{200 \cdot 10^6}} = 99{,}5.$$

Для определения действительной гибкости данной стойки находим минимальный момент инерции поперечного сечения

$$J_{\min} = \frac{\pi}{64}(d_1^4 - d_2^4) = \frac{3{,}14}{64}(0{,}04^4 - 0{,}03^4) = 8{,}586 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4.$$

Площадь сечения

$$A = \frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_2^2) = \frac{3{,}14}{4}(0{,}04^2 - 0{,}03^2) = 5{,}5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Минимальный радиус инерции

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{J_{\min}}{A}} = \sqrt{\frac{8{,}586 \cdot 10^{-8}}{5{,}5 \cdot 10^{-4}}} = 1{,}25 \cdot 10^{-2} \text{м}.$$

Тогда гибкость стойки при $\mu = 0{,}5$

$$\lambda = \frac{\mu l}{i_{\min}} = \frac{0{,}5 \cdot 1}{1{,}25 \cdot 10^{-2}} = 40.$$

Сравнивая полученные значения гибкостей, приходим к выводу, что расчет с помощью формулы Эйлера в данном случае не применим, так как $\lambda < \lambda_{\text{кр}}$.

Расчет производим с помощью коэффициента φ. Для данной стальной стойки при $\lambda = 40$ коэффициент $\varphi = 0{,}92$.

Найдем допускаемое напряжение на устойчивость

$$\sigma_{\text{adm}}^{\text{у}} = \varphi\sigma_{\text{adm}} = 0{,}92 \cdot 120 = 110{,}4 \text{ МПа},$$

а допускаемая нагрузка на устойчивость

$$F_{\text{adm}}^{\text{у}} = \sigma_{\text{adm}}^{\text{у}} A = 110{,}4 \cdot 10^6 \cdot 5{,}5 \cdot 10^{-4} = 60{,}72 \cdot 10^3 \text{ Н} = 60{,}72 \text{ кН}.$$

Критическая нагрузка

$$F_{cr} = K_{\text{у}} F_{\text{adm}}^{\text{у}} = 2 \cdot 60{,}72 = 121{,}44 \text{ кН}.$$

Пример 7.2.

Подобрать двутавровое сечение стойки с одним защемленным, а другим свободным концом. Осевая сжимающая сила $F = 400$ кН, длина стойки $l = 1{,}5$ м. Основное допускаемое напряжение на сжатие $\sigma_{adm} = 160$ МПа.

Решение.

Решаем задачу методом последовательных приближений. Примем для первого приближения коэффициент $\varphi_1 = 0{,}5$. В этом случае необходимая площадь поперечного сечения стойки:

$$A_1 \geq \frac{F}{\varphi_1 \sigma_{adm}} = \frac{400 \cdot 10^3}{0{,}5 \cdot 160 \cdot 10^6} = 50 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

По сортаменту выбираем двутавр № 33 (см. табл. П. 1) с площадью $A_2 = 53{,}8 \cdot 10^{-4}$ м^2 и минимальным радиусом инерции $i_{\min_1} = 2{,}79 \cdot 10^{-2}$ м.

Соответствующая гибкость стойки при коэффициенте $\mu = 2$

$$\lambda_1 = \frac{\mu l}{i_{\min_1}} = \frac{2 \cdot 1{,}5}{2{,}79 \cdot 10^{-2}} = 107.$$

С помощью линейной интерполяции находим коэффициент φ_2 между его значениями по табл. 7.1 при $\lambda = 100$ и при $\lambda = 110$. При $\lambda = 100$, $\varphi = 0{,}60$; при $\lambda = 110$, $\varphi = 0{,}52$, следовательно, $\Delta\lambda = 10$, $\Delta\varphi = 0{,}08$:

$$\varphi_2 = \varphi_{\lambda=100} - \frac{\Delta\varphi}{\Delta\lambda}\left[(\lambda{=}107) - (\lambda{=}100)\right] = 0{,}544.$$

Следовательно, при $\lambda = 107$ коэффициент $\varphi_2 = 0{,}544$.

Проводим проверку по условию

$$F_{\text{расч}_1} = \varphi_2 A_2 \sigma_{adm} = F \pm 5\ \%,$$

в нашем случае $F_{\text{расч}_1} = 0{,}544 \cdot 53{,}8 \cdot 10^{-4} \cdot 160 \cdot 10^6 = 468270$ Н $= 468{,}27$ кН $> F$.

Находим величину расхождения между заданной и расчетной нагрузками

$$\delta = \frac{468{,}27 - 400}{400} 100 = 17\ \% > 5\ \%.$$

Делаем новый расчет (приближение)

$$\varphi_3 = \frac{\varphi_1 + \varphi_2}{2} = \frac{0,5 + 0,544}{2} = 0,522 .$$

Необходимая площадь поперечного сечения

$$A_3 = \frac{F}{\varphi_3 \sigma_{adm}} = \frac{400 \cdot 10^3}{0,522 \cdot 160 \cdot 10^6} = 48 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 .$$

По сортаменту проката найденной площади соответствует двутавр № 30а (см. табл. П. 1) площадью сечения $A_4 = 49,9 \cdot 10^{-4}$ м^2 и $i_{\min_2} = 2,95 \cdot 10^{-2}$ м. Тогда гибкость

$$\lambda_2 = \frac{\mu l}{i_{\min_2}} = \frac{2 \cdot 1,5}{2,95 \cdot 10^{-2}} = 101,7 \approx 102 .$$

После интерполяции получаем

$$\varphi_4 = 0,6 - \frac{0,08}{10}(102 - 100) = 0,584 .$$

Проводим проверку

$$F_{\text{расч}_2} = 0,584 \cdot 49,9 \cdot 10^{-4} \cdot 160 \cdot 10^6 = 466265 \text{ Н} = 466,265 \text{ кН} > F .$$

Величина расхождения между заданной и расчетной нагрузками составляет:

$$\delta = \frac{466,265 - 400}{400} 100 = 16,6 \text{ \%} > 5 \text{ \%} .$$

Проверяем двутавр № 30 площадью сечения $A_5 = 46,5 \cdot 10^{-4}$ м^2, $i_{\min_3} = 2,69 \cdot 10^{-2}$ м.

Гибкость $\lambda_3 = \frac{2 \cdot 1,5}{2,69 \cdot 10^{-2}} \approx 112 .$

Коэффициент φ_5 находим линейной интерполяцией между значениями $\lambda = 110$ и $\lambda = 120$. Получим $\varphi_5 = 0,506$.

Проверка

$F_{\text{расч}_3} = \varphi_5 A_5 \sigma_{adm} = 0,506 \cdot 46,5 \cdot 10^{-4} \cdot 160 \cdot 10^6 = 376500 \text{ Н} = 376,5 \text{ кН}.$

Величина расхождения между заданной и расчетной нагрузками составляет

$$\delta = \frac{400 - 376,5}{400} 100 = 5,87 \text{ \%} > 5 \text{ \%} .$$

Следовательно, из трех рассмотренных номеров двутавров к практическому применению необходимо принять двутавр № 30а с площадью поперечного сечения $A = 49{,}9 \cdot 10^{-4}$ м^2, так как нагрузка, которую воспринимает двутавр № 30 меньше заданной нагрузки более чем 5 %.

7.1. Задания для расчета стержней на устойчивость

Подобрать поперечное сечение заданного профиля гибкого стержня при действии осевой сжимающей силы. Решение выполнить методом последовательных приближений с помощью коэффициентов φ. Допускаемые напряжения для материалов стержней на сжатие принять: для стали $\sigma_{adm} = 160$ МПа; для чугуна $\sigma_{adm} = 130$ МПа; для дерева $\sigma_{adm} = 10$ МПа.

Данные для расчетов взять из рис. 7.1, табл. 7.2 и П. 1.

Примечания:

1. Для сечения прямоугольного профиля принять соотношение между размерами как $b:h = 1:2$.
2. Для кольцеобразного сечения принять соотношение между внутренним и наружным диаметрами как $d/D = 0{,}85$.

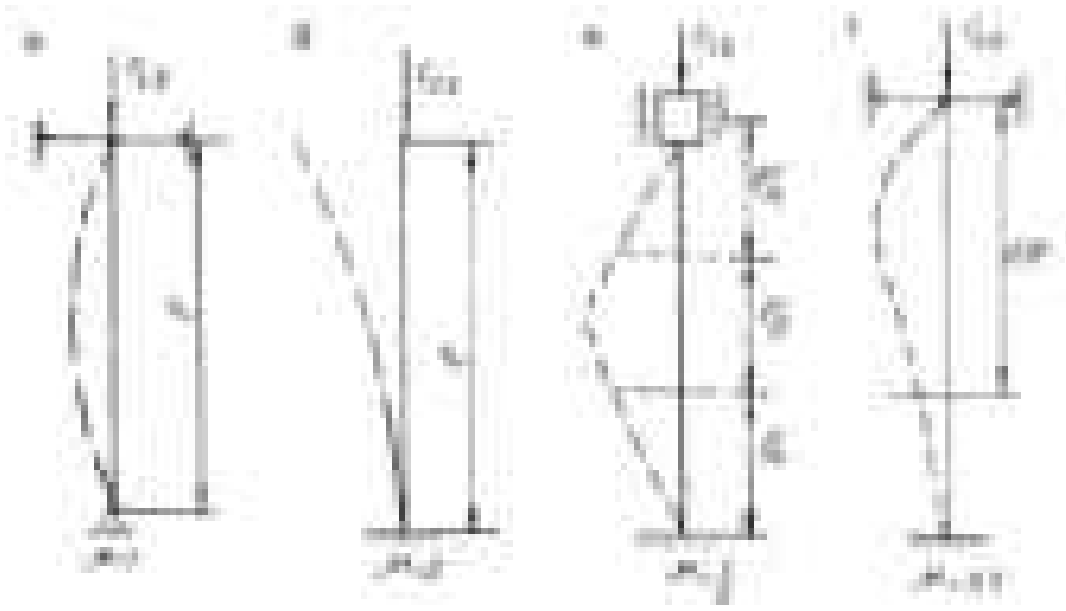
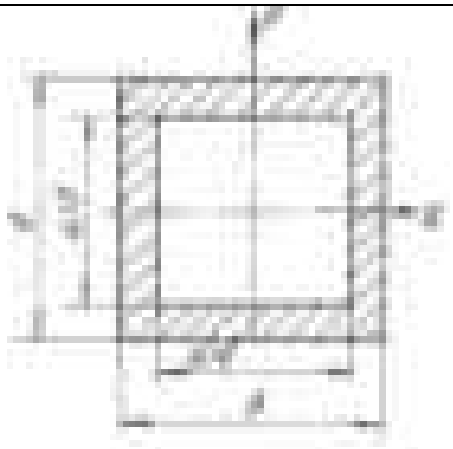
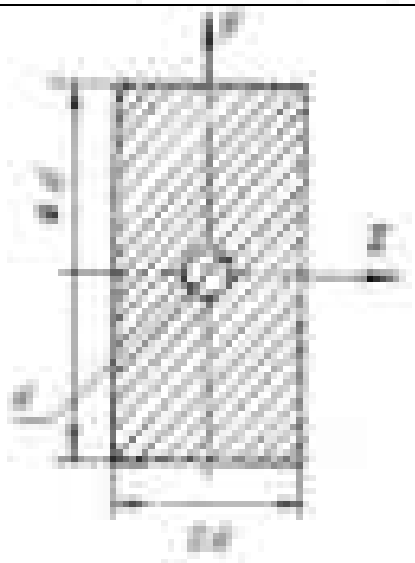
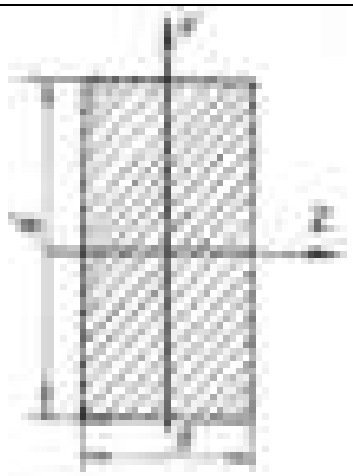
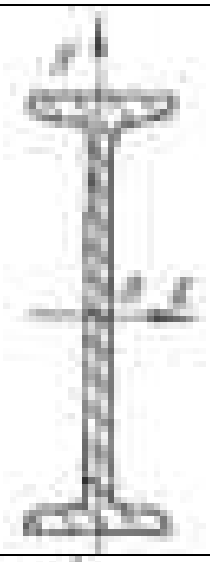
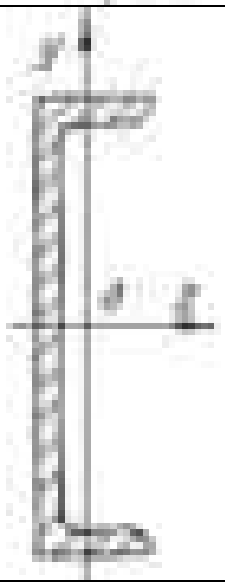


Рис. 7.1.

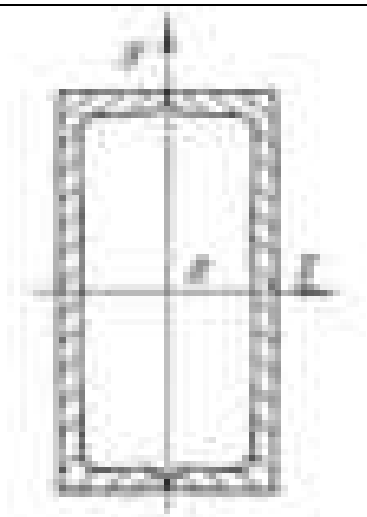
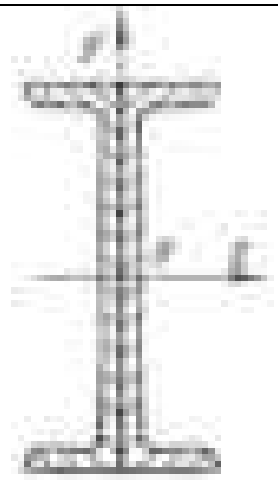
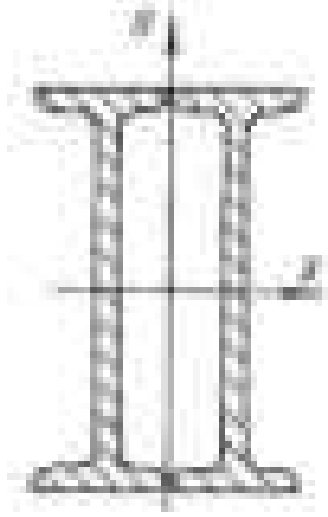
Таблица 7.2

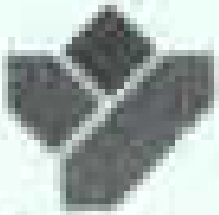
Номер варианта	Схема поперечного сечения	Материал	Способ закрепления	Длина стержня, м	Сжимающая нагрузка, кН
1		Дерево	а б в г	3 4 4 1,6	90 120 150 60
2		Дерево	а б в г	3,6 5 5 2	140 250 400 180
3		Чугун	а б в г	5,2 4,8 4,5 2,8	600 800 900 700

Продолжение табл. 7.2

Номер варианта	Схема поперечного сечения	Материал	Способ закрепления	Длина стержня, м	Сжимающая нагрузка, кН
4		Чугун	а б в г	4,6 3,8 4,2 3,2	850 600 700 900
5		Сталь 5	а б в г	3,2 3,6 8 2,4	380 700 800 600
6		Сталь 3	а б в г	3,6 4,5 5 2,2	280 650 450 250

Окончание табл. 7.2

Номер варианта	Схема поперечного сечения	Материал	Способ закрепления	Длина стержня, м	Сжимающая нагрузка, кН
7		Сталь 3	а б в г	3 4 5,5 4,8	300 400 250 350
8		Сталь 3	а б в г	5,5 6,6 7 3,5	960 500 800 750
9		Сталь 3	а б в г	3 7 6 4	930 740 830 980



Академия труда и социальных отношений Российской Федерации

Уральское государственное горно-геологическое агентство

Т. Н. Бобкова, С. В. Чеп, Н. В. Семенова

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ
ПО ГЕОЭКОЛОГИИ

Екатеринбург
2004

[illegible]

Лабораторный практикум по [illegible] / [illegible]. – [illegible]. – [illegible]. – [illegible] с. – [illegible] экз.

Настоящее пособие [illegible] и [illegible] к [illegible] [illegible].

Лабораторный практикум по [illegible] [illegible] [illegible]

Лабораторная работа № 1

Экспериментальная отработка уравнения Бернулли

Уравнение Бернулли – один из основных уравнений гидродинамики, которое позволяет установить связь между давлением, скоростью и высотой потока. Принятые допущения накладывают ограничения на реальные потоки, для которых можно использовать уравнение Бернулли.

В уравнении Бернулли для потока идеальной жидкости:

- для стационарной струйки идеальной жидкости;
- при установившемся (ламинарном) движении;
- при отсутствии физических и химических воздействий.

Вывод данного закона (уравнения) Бернулли не представлен. В то же время многие известные явления можно объяснить с помощью этого уравнения.

1.1 Теоретическая часть

Уравнение Бернулли – уравнение сохранения механической энергии, устанавливающее связь между давлением, скоростью и положением в потоке идеальной жидкости, является следствием закона сохранения энергии для стационарной жидкости.

- для элементарной струйки идеальной жидкости

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} \qquad (1.1)$$

- для элементарной струйки реальной жидкости

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{w_{1-2}} \qquad (1.2)$$

- для потока реальной (вязкой) жидкости

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_{w_{1-2}} \qquad (1.3)$$

Индексы 1 и 2 соответствуют сечениям живого потока, расположенным по ходу движения жидкости.

В уравнениях приняты обозначения:

z – расстояние от выбранной плоскости сравнения до центра тяжести сечения, м;

p – избыточное давление в центре сечения, Па;

ρ – плотность жидкости, кг/м^3;

g – ускорение свободного падения, м/с^2;

v – средняя по сечению скорость, м/с;

α – коэффициент Кориолиса;

$h_{w_{1-2}}$ – потери энергии (напора) при движении жидкости между сечениями 1 и 2.

1.1.1. Экспериментальная отработка уравнения Бернулли

Вид уравнения Бернулли для потока вязкой жидкости (1.3) соответствует следующему физическому смыслу:

z – удельная потенциальная энергия положения;

$\frac{p}{\rho g}$ – удельная потенциальная энергия давления;

$\frac{\alpha v^2}{2g}$ – удельная кинетическая энергия потока;

$z + \frac{p}{\rho g}$ – удельная потенциальная энергия потока;

[illegible]

[illegible]

[illegible]

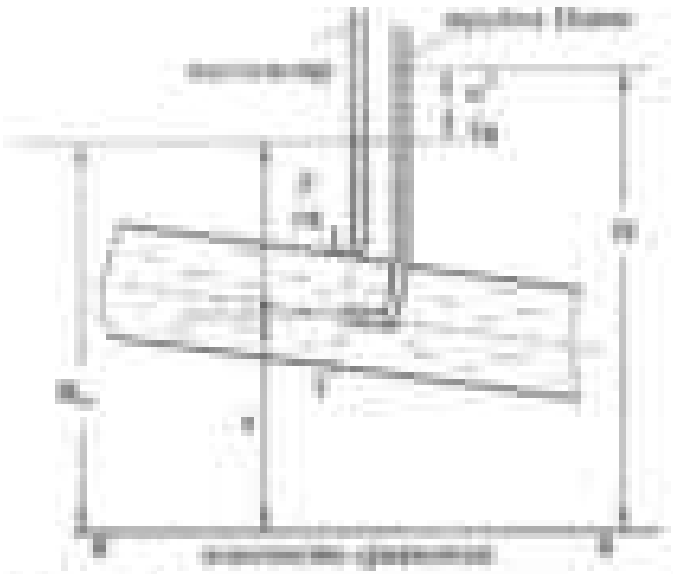
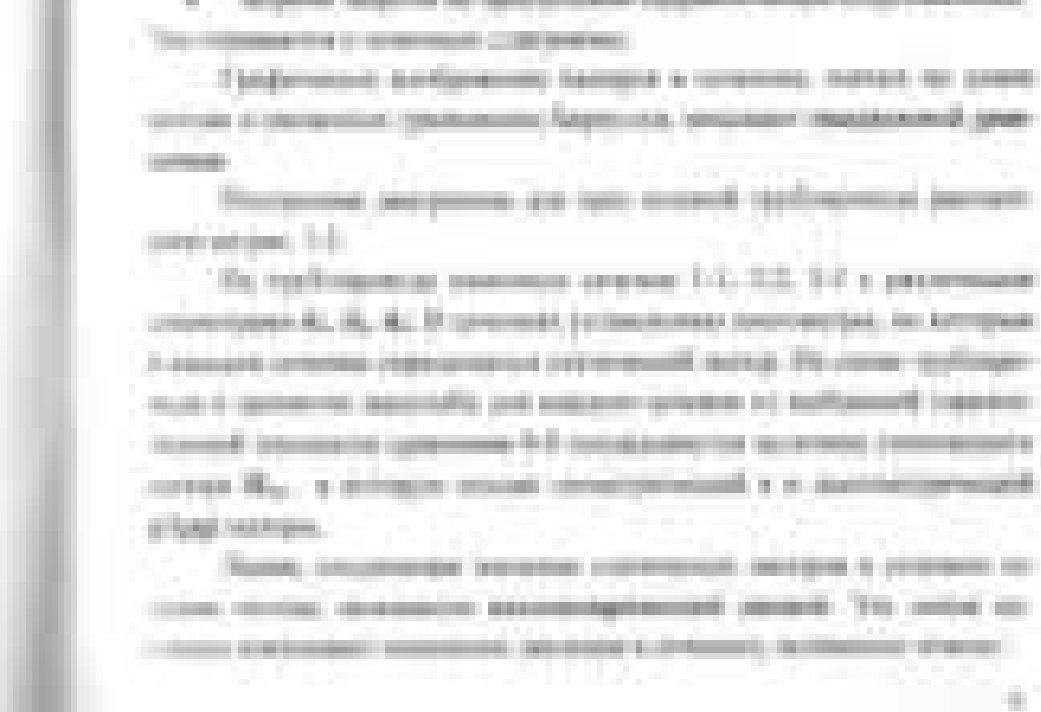


Рис. 1.1. Гидравлические элементы открытого потока: плоскость сравнения, линия дна и уровень воды в канале



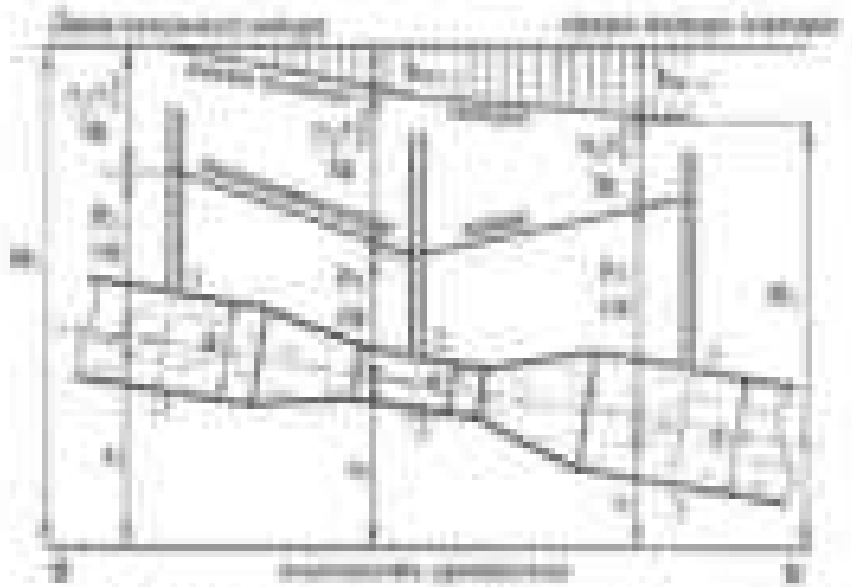


Рис. 1.2. Электронная принципиальная модель (слева) для изучения работы

1.2.2. Порядок выполнения работы

1. На установке с помощью подвижной трубы фотометрического шара и образцового источника излучения ознакомиться с устройством и принципом работы измерительной головки.

2. Записать в протокол основные технические характеристики фотометрического шара и образцового источника излучения.

3. В зависимости от вида установленной трубы (Пито, полного давления, **комбинированной трубки Прандтля** или **насадка**) определить по формулам (1.1), (1.2) или (1.3) скоростной напор в трубе и занести в таблицу 1 отчета. Данные записать в 1 по 4 столбец 1 отчета.

4. На установке рабочего прибора до начала опыта включить **фотометрическую** головку, **стрелочный** гальванометр, **переключатель** пределов измерения, **трехпозиционный** переключатель **рода работы** и нажатием кнопки **«Сеть»** включить питание прибора. Дать прибору прогреться в течение 5 мин.

1.2.3. Обработка результатов измерений

1. Вычислить коэффициенты обтекания датчиков:

$$\xi_{0\text{пр}} = \frac{W_{0\text{пр}}}{\frac{\rho v^2}{2}} \qquad \xi_{0\text{д}} = \frac{W_{0\text{д}}}{\frac{\rho v^2}{2}} \qquad (1.6)$$

$$\xi_0 = \xi_{0\text{пр}} - \xi_{0\text{д}} \qquad (1.7)$$

где $W_{0\text{пр}}$, $W_{0\text{д}}$ – объем полного расхода и объем динамического расхода, см^3;

$\xi_{0\text{пр}}$, $\xi_{0\text{д}}$ – коэффициенты полного и динамического расходов;

ξ_0 – коэффициент формы (или коэффициент динамического расхода, вычисленный по формуле (1.7)).

Определенный расход в зависимости от вида работы отмечается на графике, открытом на одном листе. Рассмотрим несколько примеров.

а) Образец оформления

Общий технологический расход $W_{общ}$ м³/ч; время функционирования технологической системы $t_{ф}$ ч; суточный объем $Q_{сут}$ м³/сут

Общий суточный расход $W_{общ}^{сут}$ м³/сут; время функционирования водопроводной системы $t_{ф}^{сут}$ ч; суточный расход $Q_{сут}^{сут}$ м³/сут

Общий расход воды $Q = Q_{хоз} + Q_{произ}$ м³/ч; $Q_{хоз}$ м³/ч; $Q_{произ}$ м³/ч; $Q_{пож}$ м³/ч

№ п/п	Наименование параметра	Значения параметров														
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1.	Суммарный расход (с учетом потерь) $q_{сум}$ л/с															
2.	Площадь земель, $F_{зем}$ га															
3.	Расход воды на полив с учетом $F_{зем}$ $q_{пол}$ л/с															
4.	Суммарный расход с учетом $F_{зем}$ $q_{сум}^{пол}$ л/с															
5.	Площадь полива $F_{пол} = \frac{q_{сум}^{пол}}{q_{пол}}$ га															
6.	Площадь $F_{пол}$ по данным технологических операций $F_{т}$															
7.	Средний объем $W_{ср}$ м³															
8.	Средняя высота $H_{ср}$ м															

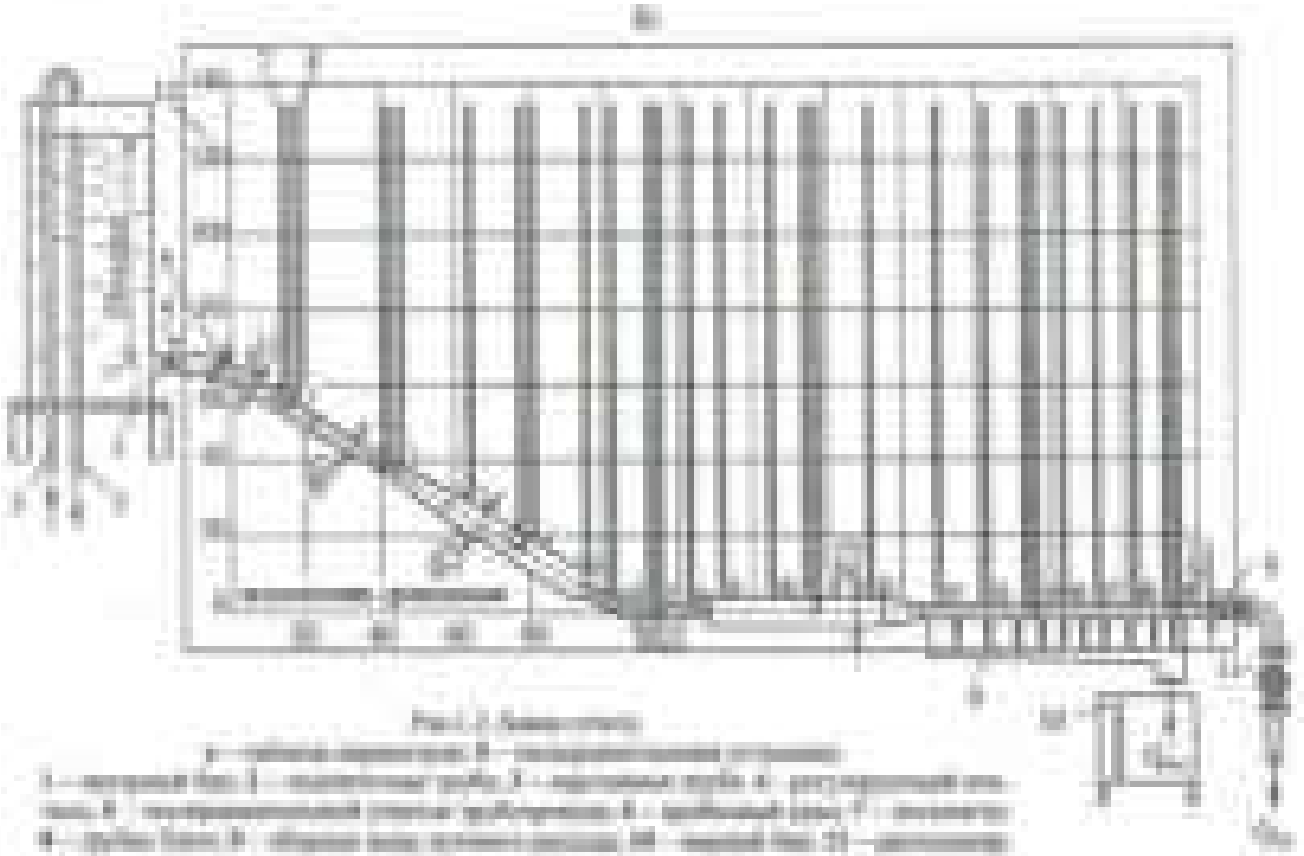


Рис. 1. Схема (начало)

а — забор подземных вод; б — поверхностных источников

1 — скважина; 2 — насосная; 3 — водонапорная башня; 4 — регулирующий резервуар; 5 — водоразборный узел; 6 — трубопровод; 7 — магистраль; 8 — трубы; 9 — общий расход; 10 — водный поток; 11 — плотина

Случай 2 (вычисление сопротивления)

Расход Q для значений i от $m+1$ до n определяется по формуле (1.10), для $i=n$ значение $Q_n = Q - Q_{n-1}$. При $i = n$ $H_n = H_{вх}$.

Случай 3 (вычисление напора)

Расход Q для значений i от m до 1 определяется по формуле (1.10), для $i=1$ значение $Q_1 = Q - H_{вх}/R_1$. При $i=1$ $H_1 = H_{вх}$.

Случай 4 (вычисление отметок узлов)

Расход Q для значений i от m до 1 определяется по формуле (1.10), для $i=1$ значение $Q_1 = Q - (H_{вх} - H)/R_1$. При $i=n$ $Q_n = Q - (H_{вх} - H)/R_n$. Для $i=n$ $Q_n = Q$, при $i=1$ $Q_1 = Q - (H_{вх} - H)/R_1$.

Здесь $H_{вх}$ – значение отметки узла, в котором задано граничное условие; H – искомая отметка узла, в котором задано граничное условие.

2. Определяем потерянный напор (сумарный)

$$\alpha_i = \alpha Q^2 / 4 \qquad (1.11)$$

3. Определяем скорость каждого участка сети

$$v = Q / \omega$$

4. Определяем коэффициент R каждого участка сети

$$R_{уч} = \alpha v^2 / (2g)$$

где расчетное значение коэффициента Кориолиса $\alpha = 1,1$; ускорение свободного падения $g = 9,81$ м/с^2;

5. Определяем полный напор во всех точках

$$H = H_{вх} + R_{уч} = z + p/(\rho g) + \alpha v^2/(2g)$$

6. Определяем величину напора в гидравлически наиболее удаленной точке сети, на которую приложено граничное условие i, по известной величине граничного условия

$$H_{вх,i} = H_{вх} - R_{уч} \qquad (1.12)$$

где i – номер граничного $i = 1, 2, 3, \ldots, m$.

7. По полученному в начальной трубе (узле) значению напора по заданной гидравлической характеристике сети определяем расход Q.

8. Строим систему уравнений. Для каждого из узлов (кольцевой сети) записываем уравнение неразрывности потока $\sum Q_{вх} = \sum Q_{вых}$, которое определяется отдельно для каждого узла. Затем – дополнительные уравнения. Число таких уравнений для каждого кольца определяется разностью между числом участков и числом узлов. Для каждого кольца составляем уравнение $H = z + p/(\rho g) + \alpha v^2/(2g)$, в этом уравнении известные величины. Затем – начало решения методом Ньютона. После построения данных полного напора сравнивают между собой напоры. Для этого берут узел, сколько существует вокруг него колец, и сложение Σ производят по каждому кольцу. Затем – сумма перемножения напоров. Участок между смежными начальными напорами и сколько напоров не использовавшихся вертикальной вертикалью. Затем – напоры должны совпадать. Каждое уравнение имеет количество напоров между тем числом и любым последующим отношением.

9. Определяем величину отрезка между двумя напорами для каждого из них методом касательных приближений:

$$\Delta H = \frac{\Delta H}{H} \cdot \left[\frac{(z_{i+1} + \frac{p}{\rho g})_i}{z_{i+1} + \frac{p}{\rho g}} \right] \cdot \frac{z_{i+1} \Delta H_i}{-\Delta H_i + z_{i+1}} \cdot \frac{\Delta z_{i+1}}{z_{i+1}} \qquad (1.13)$$

где $\Delta z_{i+1} = \frac{p}{\rho g}_{i+1}$ – абсолютная ошибка вычисления напора; данная

ΔH – предельная ошибка; ΔH_i – абсолютная ошибка определения (должно равенство Δz_i должно должный вместо вершины Δz_{i+1} Δz_i – абсолютная ошибка, определяемая вершина; определяется решений Δz_i более точного напора в вершине.

1.11.5. Вопросы для самопроверки и составления заявления на работу

1. Какой закон вправе издавать административные регламенты?

2. Какой орган вправе принимать административные регламенты?

3. Какие органы являются консультативными?

4. Противоречит ли принципу независимости судей их участие в органах, не являющихся органами судейского сообщества, если это допускается законодательством, например, членство судьи в совете муниципального образования?

5. Как называется основная форма работы судьи?

6. Какие виды судебных заседаний вы знаете?

7. Какие виды судебных актов вы знаете?

8. Какой порядок вступления в должность судьи?

9. Как называется работа с документами?

10. Как называется судебный акт?

11. Какие виды, кроме письменной, работы вы знаете?

12. Противопоказана ли работа судьи с документами? Как вы думаете, почему?

13. Как называется акт, который издается судьей по окончании судебного заседания?

14. Какие требования предъявляются к решению суда?

15. Какие виды решений суда вы знаете?

16. Что такое апелляционная, кассационная и надзорная жалоба? Какой срок они составляют?

Состав отчета

Отчет составляется по следующему составу (форма А4 в компьютерном варианте):

- данные о выполнении заданий, обязательных для выполнения по результатам решения Верховного Суда Российской Федерации;
- планы и записанный собственный и электронный документооборот, за который должен быть выполнены основные задачи и для каждого из основных заданий все примеры;
- анализ по работе, в которых данные подробные ответы на следующие вопросы: 4, 5, 12, 16.

Лабораторная работа № 2

Изучение режимов течения вязкости

1.1. Теоретическое основание

Современный прогресс связан с ростом развития механики деформируемого и результате работ английского физика Рейнольдса (Reynolds, опубликованных в 1883–1895 годах в обобщенных понятиях числа Рейнольдса изучение можно считать. Было показано, что характер движения жидкости (ламинарный, турбулентный) при заданных условиях существенно зависит от некоторого безразмерного числа, названного числом Рейнольдса.

Ламинарный режим характеризуется слоями жидкости, при которых каждый слой скользит относительно соседних, при этом отсутствует перемешивание частиц жидкости и потоки параллельны друг другу.

Турбулентный режим – форма течения жидкости, при которой частицы совершают беспорядочные движения по сложным траекториям, скорость изменяется хаотично, возникают вихри. Переход ламинарного режима в турбулентный происходит при некотором значении числа Рейнольдса, называемом критическим.

Переход от ламинарного течения к турбулентному может происходить по-разному в зависимости от условий опыта. Но если скорость жидкости постепенно увеличивать, то ламинарное течение всегда будет нарушаться при одном и том же значении числа Рейнольдса.

Безразмерное число Рейнольдса Re:

- для потока любого профиля

$$Re = \frac{\omega l}{\nu} \qquad (2.1)$$

- для трубопровода круглого сечения

$$Re = \frac{\omega d}{\nu} \qquad (2.2)$$

где ω – средняя скорость потока, м/с;

l – линейная характерная величина, м;

d – диаметр трубы, м;

ν – коэффициент кинематической вязкости жидкости, $м^2/с$.

Скорость потока жидкости, при которой происходит переход от ламинарного режима течения к другому, называется критической ($Re_{кр}$). Число Рейнольдса, соответствующее критической скорости, так же называют критическим:

$$Re_{кр} = \frac{\omega_{кр} d}{\nu}.$$

В технических расчетах для гладких и круглых труб принято считать критическим число Рейнольдса $Re_{кр} = 2300$.

Ламинарный режим движения будет устойчивым для круглых труб при числах Рейнольдса $Re < 2300$.

При $Re > Re_{кр}$ режим течения будет турбулентным.

Практические переход от ламинарного движения к турбулентному происходит в некоторых границах чисел Рейнольдса от нижнего критического $Re_{кр}^{н} = 2300$ до верхнего критического $Re_{кр}^{в} = 4000$. Область неустойчивого движения при расчетах потока жидкости не учитывают, она настолько узкая, что ее можно не учитывать.

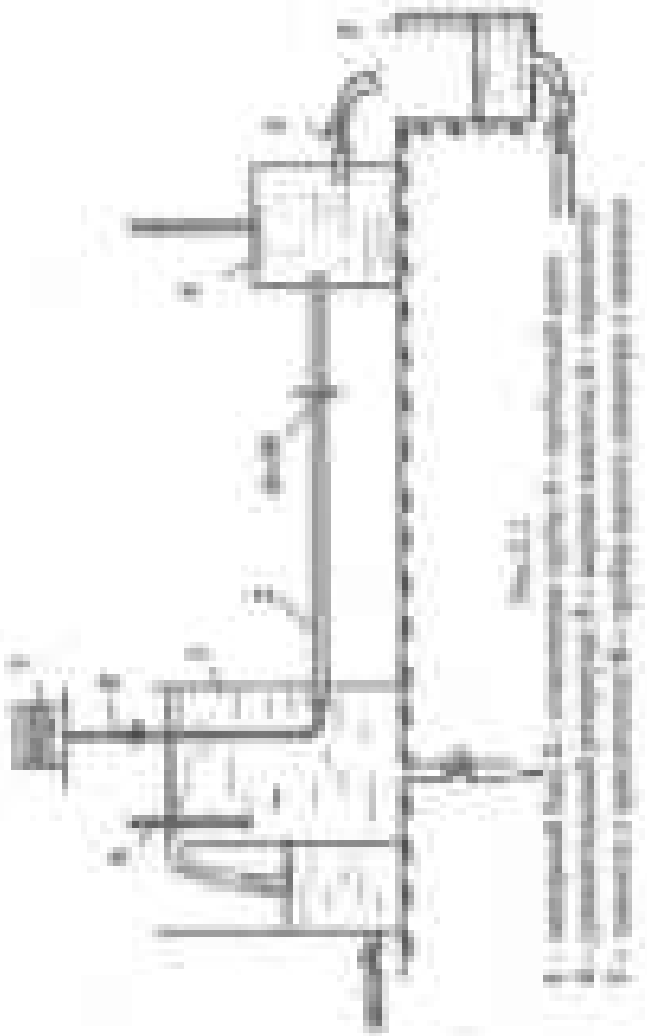
3.2. Выполнение лабораторной работы

3.2.1. Цель работы

[Нечитаемый текст]

3.2.2. Описание лабораторной установки

[Нечитаемый текст]



2.2.2. Порядок выполнения лабораторной работы

1. Ознакомиться с установкой и с назначением каждого из элементов ее устройства.

2. Записать основные параметры в табл. 2.1.

3. Опыт начинается с малых расходов. Пробковым кранчиком медленно открывают. Одновременно включают секундомер в момент начала. Добиваются, чтобы скорость поступления жидкости из трубки постоянна, трубочка была целиком погружена в струю. Внутренняя поверхность трубки должна быть ровной, без заусенцев. При малых скоростях наблюдается ламинарное течение, при больших – турбулентное. Переход от ламинарного к турбулентному течению происходит при некоторой скорости, называемой критической.

4. Пробковый кран закрыть. Когда уровень воды в мерном цилиндре достигнет отметки 1 литр, остановить секундомер. Снять показания. Слить воду из мерного цилиндра. Опыт повторить при 4–5 различных расходах. Результаты измерений и вычислений занести в таблицу 2.2.

5. При постоянном открытии крана постепенно увеличить напорный уровень воды в напорном баке и добиться ламинарного движения. Переходная область должна быть достаточно широкой. Скорость движения в этом опыте следует определять с большой точностью.

6. В исследуемый объект сразу после выполнения опытов, при которых наблюдается ламинарное течение, ввести краску и наблюдать за ее движением. Определить скорость движения в этом опыте и сравнить ее с вычисленной при обработке.

7. По окончании опыта слить воду из напорного бака, вымыть его и трубку.

8. Все полученные данные записать в табл. 2.1 и сделать необходимые расчеты и вычисления скоростей потока и числа Рейнольдса. Для каждого опыта вычислить число Рейнольдса и сделать заключение о режиме движения.

Таблица 2.1

Определение режимов движения воды

Наименование параметров	Номера опыта					
	1	2	3	4	5	6
1. Диаметр трубки d, см						
2. Площадь сечения ω, см^2						
3. Температура воды t, °С						
4. Коэффициент кинематической вязкости воды ν, см^2/с						
5. Объем воды в мерном баке W, см^3						
6. Время истечения t, с						
7. Расход воды Q, см^3/с						
8. Средняя скорость воды v, см/с						
9. Число Рейнольдса Re						
10. Режим движения (ламинарный)						
11. Режим движения (турбулентный)						

2.2.3. Обработка результатов лабораторной работы

Для каждого опыта вычислить:

1. площадь живого сечения $\omega = \pi d^2 / 4$,
2. величину расхода воды $Q = W / t$,
3. скорость потока воды $v = Q / \omega$,
4. число Рейнольдса $Re = vd / \nu$.

Вычисленный коэффициент кинематической вязкости ν определяется по таблице 2.2 в зависимости от температуры воды.

5. по вычисленному числу Re определить характер движения воды (ламинарный или турбулентный: $Re_{кр} = 2320$).

Все данные занести в таблицу 2.1.

Таблица 3.3.

Значения кинематической вязкости воды ν при различной температуре T

№ п/п	$\nu_1 \cdot 10^6$, м^2/с	№ п/п	$\nu_2 \cdot 10^6$, м^2/с	№ п/п	$\nu_3 \cdot 10^6$, м^2/с	№ п/п	$\nu_4 \cdot 10^6$, м^2/с
1	0,81	6	0,66	11	0,54	16	0,44
2	0,79	7	0,65	12	0,53	17	0,43
3	0,77	8	0,63	13	0,52	18	0,42
4	0,75	9	0,61	14	0,50	19	0,41
5	0,73	10	0,60	15	0,49	20	0,40

На основе приведенных выше опытов по оценке погрешностей выполнить экспериментальное определение при определении погрешности следующих параметров:

- средней скорости v

$$\delta v = \pm 1\left(\frac{\partial R}{\partial R}\right) \pm \frac{\partial t}{t} \pm 2\left(\frac{\partial d}{d}\right) \%$$

- числа Re:

$$\delta Re = \delta\left(\frac{Re}{v} + \frac{\partial d}{d} - \frac{\partial \nu}{\nu}\right)$$

при $\partial R/R = 1,5\%$; $\partial t = 0,1$ с; $\partial d = 0,1$ мм; $\partial \nu = 1\%$.

3.8.5. Вопросы для самопроверки и составления задания по работе

1. Из каких положений состоит установка Рейнольдса? Их назначение?
2. Для чего в установке используется вентиль?
3. Для чего в работе используется кинематический коэффициент вязкости? Единицы его измерения?
4. Какие виды движения жидкости вы знаете?
5. Какие виды движения жидкости характерны? Какой критерий является подтверждением характера движения?
6. Что такое критическая скорость Рейнольдса?
7. Как определяется верхняя критическая скорость Рейнольдса?
8. Для чего в работе используется кинематический коэффициент вязкости? Единицы его измерения?
9. Какие показания в работе определяются опытным путем?
10. Что дает расчетное определение критической скорости для данной трубы? Какие получены значения критической скорости?
11. Сделать по полученным данным с теоретическим расчетом?

4 Состав отчета

Отчет составляется на стандартных листах формата А4 в машинописном виде:

- краткое теоретическое положение, где обязательно приводятся используемые расчетные формулы с расшифровкой обозначений и их единицами измерения;
- схему установки с описанием назначения ее элементов;
- выводы по работе, в которых должны отмечаться полученные значения Re, δRe и δv.

Лабораторная работа № 3

Определение потерь напора по длине и коэффициента гидравлического трения

3.1. Теоретическое положение

Часть механической энергии потока по преодолению сил гидравлического сопротивления затрачивается при движении реальной (вязкой) жидкости по трубам и каналам переходит для данной системы безвозвратно. Для потока обязательно необратимого перехода механической энергии данной работы или всякого трения и потерь. Поэтому эти гидравлические сопротивления h_f или называются как величина функции, принимаемая в процессе энергии, а если гидравлическая конструкция называется, данное потери полной энергии на данном участке.

Гидравлические сопротивления, в целом, в потоке потери исследуемого на две части:

- длинная потеря по трубе (или линейные) т. е. распространенная по всей длине, есть потерей гидравлического трения;
- местные (потери напора, т. е. сосредоточенные) в конкретном месте где произошло перераспределение потока.

Основными гидравлическими сопротивлениями при движении потока жидкости являются как все причины возникновения энергий трубных потоков, так называемые линейные сопротивления.

Потеря напора по длине в некоторых трубопроводах зависит от многих различных факторов трубопровода, самих и жидкости (потери полной энергии на трение), вязкость, давление жидкости и состояние внутренней поверхности трубы, т. е. её шероховатость.

Потери по длине рассчитываются по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$h_f = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} \qquad (3.1)$$

λ — коэффициент гидравлического трения, коэффициент Дарси

l, d — длина и диаметр участка;

v — средняя скорость в сечении потока.

Величина коэффициента λ от выбор зависимости или его расчета в общем случае зависит от режима течения жидкости, характеризуемого числом Рейнольдса, и шероховатости Δ / d. Характеристикой шероховатости внутренней поверхности труб является высота выступов эквивалентной шероховатости Δ — абсолютная шероховатость. Относительная Δ / d, называемая относительной шероховатостью, а обратная величина d / Δ — называется относительной гладкостью.

$$\lambda = f(\mathrm{Re}, \frac{\Delta}{d}) \qquad (3.2)$$

Потери напора h_f принимают по опытным значениям зависимости λ от коэффициента, которого называют эффициентом зависимости сопротивления:

$$\lambda = \frac{h_f}{\frac{l}{d}} = \mathrm{const}^{m}_{\mathrm{Re}} \qquad (3.3)$$

где λ — опытная потери напора по длине (или гидравлический уклон);

d — коэффициент зависимости от рода жидкости, от формы и фактуры русла;

m — показатель степени зависимости от l до 2.

При ламинарном режиме движения ($\mathrm{Re} \leq 2300$, $m = 1$, $k_1 = 64$) коэффициент Дарси не зависит от шероховатости стенок и может быть рассчитан по формуле Пуазейля:

$$\lambda = 64 / \mathrm{Re} \qquad (3.4)$$

При **турбулентном** режиме зависимость λ от Re более сложная, определяется опытным путем и зависит от характера Δ / d (см. 3.2). Экспериментальную кривую $\lambda = f(\mathrm{Re})$ при различных значениях относительной шероховатости. Коэффициент Дарси для каждой из зон определяют по

стекающей формации (рис. 3.1, а, б) и установить по средним значениям высоты волны. Величину параметра шероховатости находят как основную характеристику определяемую по специальной шкале относительной шероховатости (рис. 3.1, в). Величина не зависящая от изменений скорости и изменения по периодам наблюдения, позволяет использовать, наряду с условий наблюдения. При необходимости $k_э$ определяется опытным путем.

При подбору значения режима могут быть заданы условия и допущения применяются для определения коэффициента $[k_{эф}]$ $k_э$

1. ... обтекаемая конструкция (шаровая сферическая $Re_{кр} = 4^{(4-5)}$);

В каждом этой области будет отличаться число $Re = 2300$. Границу между ламинарным и турбулентным течением определяют по соотношению

$$Re = 58.6 \cdot l \cdot v_{кр}$$

т. е. будет течение ограничивается когда значение числа Рейнольдса

$$l \cdot (m) = Re \cdot (2.3 \div 3.6) / v_{кр} \qquad (3.6)$$

Для этой точки может быть рекомендована формула Блазиуса

$$\lambda = 0.316 \div Re^{0.25}. \qquad (3.7)$$

2. [illegible] течение [illegible]

$$2 \cdot Re \cdot g \cdot v_{кр} = Re \cdot v \cdot Re \cdot \lambda / v_{кр} \qquad (3.8)$$

Коэффициент k в этой области определяется по формуле (Блазиуса)

$$\lambda = 0.21 \left(\frac{\Delta k}{Re} + \frac{v_{кр}}{d} \right)^{0.25} \qquad (3.9)$$

3. Область [illegible] течение [illegible] $k_э = d^2$.

(граничный начальный данной области — область неустановившегося турбулентного движения — можно считать число Рейнольдса)

$$\mathrm{Re}_{\text{кр}} = 500 d / \nu_{\text{ж}}.$$

В этой области законный особый практический результат в том значении на потери напора, при этом λ зависимости истинная и зависимость, и коэффициент гидравлического трения не зависит от числа Рейнольдса.

Итак, при

$$\mathrm{Re} \geq 3000 \cdot (\Delta_{\text{э}}/d)^{1,14}, \qquad (3.10)$$

формула для определения коэффициента Дарси

Вычисляется

$$\lambda = 0,11 \cdot (\Delta_{\text{э}}/d)^{0,25}, \qquad (3.11)$$

Подвижность

$$\lambda = 0,11 (\Delta_{\text{э}}/d)^{0,25}. \qquad (3.12)$$

На рис. 3.2 приведена схема для выбора гидравлической расчетной формулы коэффициента $\lambda_{\text{Д}}$ необходимых исходных данных гидравлических испытаний.

3.2. Выполнение лабораторной работы

3.2.1. Цель лабораторной работы

1. Определить опытным путем коэффициент гидравлического трения, коэффициент Дарси $\lambda_{\text{Д}}$ и сопоставить его различными эмпирическими зависимостями.

2. Вычислить теоретическое значение коэффициента Дарси $\lambda_{\text{теор}}$ и сопоставить с реальным значением потерь и числа Рейнольдса потока.

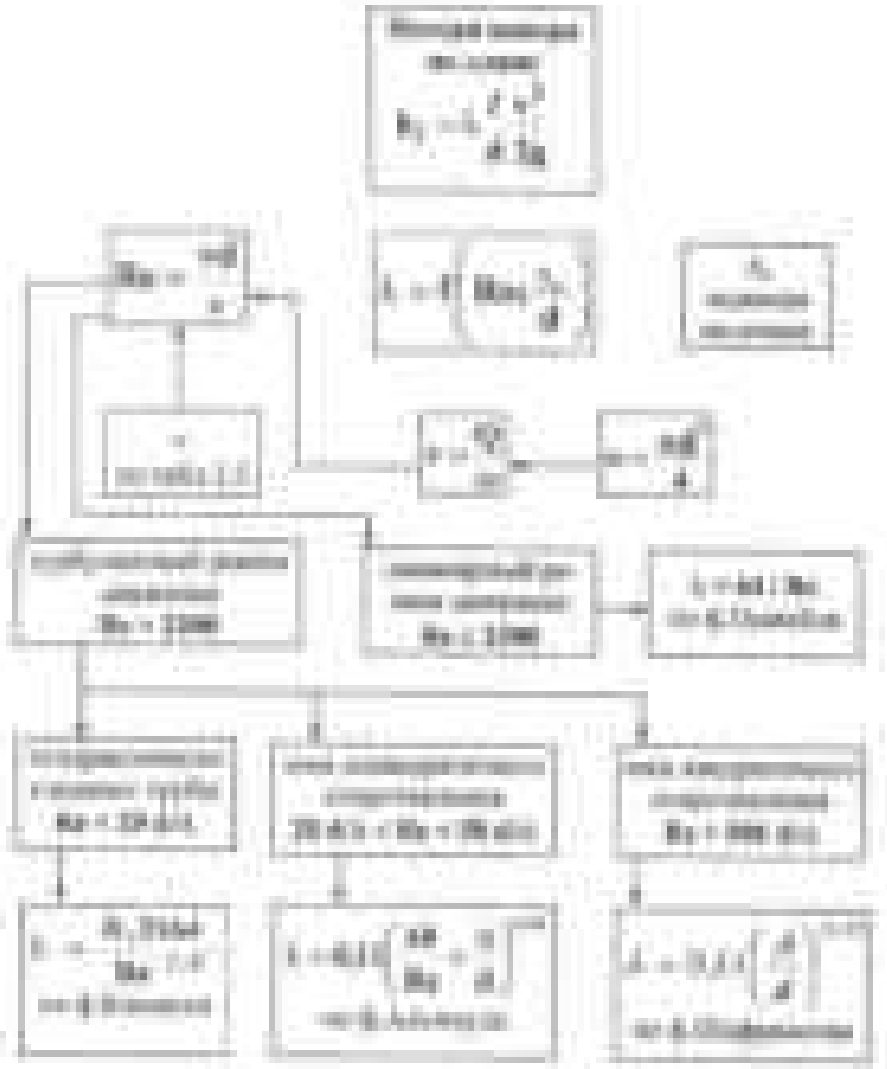


Рис. 3.2. Схема выбора гидравлической формулы для расчета коэффициента гидравлического трения $\lambda_{\text{тр}}$

3.2.2. Описание лабораторной установки

Лабораторная установка (рис. 3.1) состоит из напорного бака 1, трубопровода экспериментального участка 2, клапана 3 для регулирования скорости движения воды, пьезометров 4, присоединенных к штуцерам в виде «ш» в конце экспериментального участка трубы, мерной емкости 5.

Лабораторная работа выполняется на установке, принципиальная схема которой показана на рисунке 3.1. Вода из напорного бака 1 через регулятор клапан 3 поступает в трубу 2. Расход воды в баке поддерживается постоянным за счет непрерывного притока воды из дополнительной тары по соответствующему каналу 6.

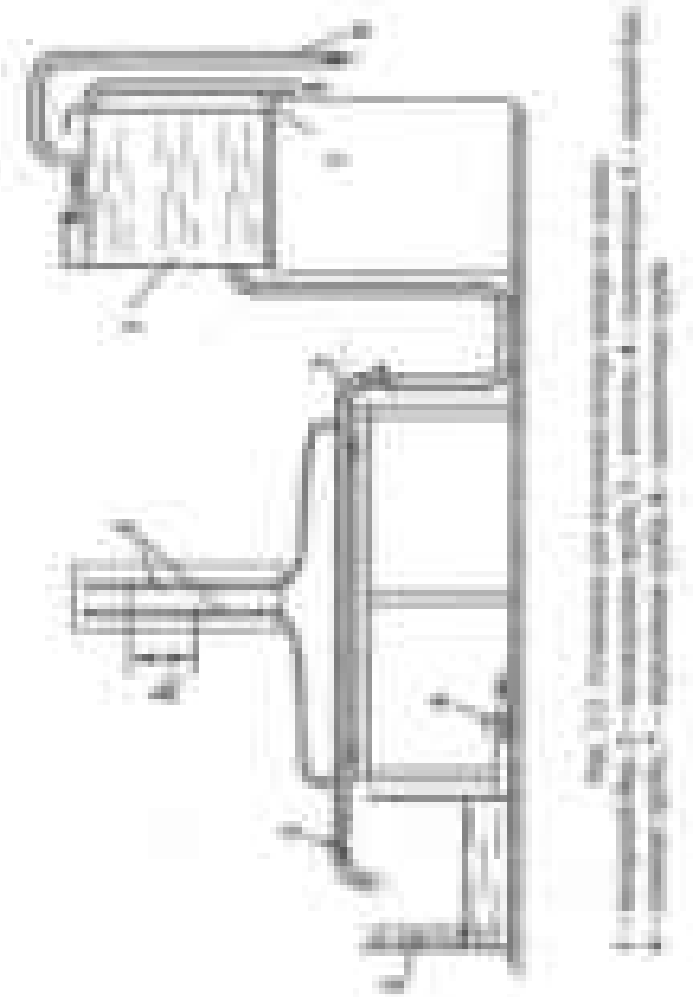
3.2.3. Порядок выполнения лабораторной работы

Лабораторная работа по определению коэффициента гидравлического трения в новой будет выполнена по указанию преподавателя на одной из труб с диаметром d = Вписать d = 15 мм. Длина экспериментального участка l = 1,4 м.

В процессе проведения работы опытным путем коэффициента гидравлического трения $\lambda_{оп}$ следует определить при различной средней скорости движения воды в трубе. Первый опыт нужно начать с небольшой скорости и провести по такой, в широко диапазоне скорость, или в убывающей последовательности начиная с максимальной скорости и уменьшая ее по очереди к минимуму.

Последовательность проведения опыта такая.

1. Перед началом работы измеряют штангенциркулем D (см. 3.1, вместо значения диаметра в длине рабочего участка экспериментальной трубы. Перед опытом пьезометры присоединяют к штуцерам, установленным на трубопроводе 2 – в начале участка трубы 2 – в конце трубы на вход движения жидкости. Убеждаются, что нет воздушных пробок в присоединительных резиновых трубках пьезометров, которые должны быть опущены.



2. Открыть регулировочный винтик 3, установить переключатель напряжения между электромагнитом и клеммами подвижной трубы (В) (или нажать и клавиш трубы "Сброс" клавиатуры), включить тумблер "Сеть" и нажать кнопку "Пуск".
3. Поворотом винтика 4 по часовой трубы медной скорости.
5. Подобрать и занести таблицу в показаний прибора.
6. опыт показания высокоскорости 4.
7. с помощью штангенциркуля измерить время показаний отсчета-ного объема воды в мерной емкости 5. Цена деления и мерной емкости (5 литров) (0,01л/с).
8. измерить температуру воды в мерной баке.
9. Экспериментально проверить 3-4 скорости при различных напряжениях, записывая показания установки. Если мерный бак 5 недостаточен в процессе работы, опорно винтика 4, слить воду из него, снова закрыть винтик и продолжить работу со измерениями.
10. Все показания и опытные данные занести в табл. 3.1. и обработать результаты экспериментов.

3.3.3. Обработка результатов лабораторной работы

1. Вычислить площадь живого сечения (м²):

$$\omega = \pi d^2 / 4.$$

2. В соответствии с температурой по табл. 3.2 выбрать кинематический коэффициент вязкости воды ν.

3. Вычислить величину расхода воды в мерном сосуде:

$$Q = W / t.$$

4. Определить среднюю скорость воды в мерной емкости:

$$v = Q / \omega.$$

5. Вычислить для каждого опыта:

$$k_{эк} = g_1 / (\omega_1 v_1 - g_2 / (\omega_2 v_2). \qquad (3.11)$$

6. Вычислить и записать значение коэффициента гидравлического трения:

$$\lambda_{эк} = \frac{2gdk_{эк}}{l \cdot v^2} \qquad (3.12)$$

7. Для каждого опыта вычислить число Рейнольдса Re:

$$Re = \frac{vd}{\nu}$$

и определить режим движения воды.

8. По кривым 1-2-3 с помощью штангенциркуля и линейки определить значение Re для установленного объема измерения:

$$Re_{кр1} = \quad Re_{кр2} =$$

Сравнивая полученные значения с числом Re в каждом опыте, определить вид зоны трения потока.

9. В соответствии с экспериментально полученными коэффициентами, определенными (см. 3.11), вычислить эмпирическую формулу для определения коэффициента Дарси $\lambda_{эмп}$.

10. Зная для каждого экспериментального значения $\lambda_{эмп}$ и $\lambda_{эк}$ вычислить величину относительной погрешности по отношению к опытному значению коэффициента по следующей формуле:

$$\varepsilon = (\lambda_{эмп} - \lambda_{эк}) / \lambda_{эмп} \cdot 100\%. \qquad (3.13)$$

Результаты обработки опытных данных занести в таблицу 3.1.

11. По полученным данным сделать вывод об области применения формулы Дарси-Вейсбаха $\lambda_{эк}$. Зная числа Рейнольдса, можно определить коэффициент гидравлического трения по формуле (3.12) можно быть представлена в виде:

$$\lambda_{эк} = \frac{8,81^2 \nu^2}{0,0822 \cdot 2gd^3}, \qquad (3.14)$$

и по ней расчет скорости может быть выполнен по зависимости:

$$\frac{Q}{\omega} = \frac{\sqrt{2gk_{эк}}}{\sqrt{\lambda}} = \frac{9,81}{1} \cdot \frac{\sqrt{d^3}}{98} \cdot \frac{2,29}{1}. \qquad (3.15)$$

Таблица 3.1

Определение коэффициента стабильности суспензии

Наименование показателя	Номер опыта					
	I	II	III	IV	V	VI
1. Диаметр частиц d, см						
2. Длина рабочего участка l, см						
3. Площадь живого сечения, см^2						
4. Гидравлическая крупность ω, см/с						
5. Температура воды t, °С						
6. Кинематический коэффициент вязкости ν, см^2/с						
7. Объём воды в мерном баке W, см^3						
8. Время наполнения объёма t_1, с						
9. Расход воды Q, см^3/с						
10. Средняя скорость воды v, см/с						
11. Отношение скорости потока к гидравлической крупности $\frac{v}{\omega}$						
12. Отношение скорости потока к гидравлической крупности $\frac{v}{\omega}$						
13. Эквивалентная шероховатость $k_э$, см						
14. Абсолютная турбулентная коэффициентность $\lambda_{тр}$						
15. Число Рейнольдса Re						
16. Режим движения и область сопротивления турбулентного движения						
17. Коэффициент гидравлического сопротивления λ						
18. Отклонение Δ, %						

Абсолютная шероховатость эквивалентного диаметра $k_э$, применяемая в гидравлике обратно:

при $k_э / d \leq 0{,}1$ зона (область) гидравлически гладких стенок, потерь $h_{тр}$ $k_э / d > 0{,}1 \leq 4k_э / 7$ зона доквадратичного сопротивления, потерь $h_{тр}$ $k_э / d > 4k_э / 7$ зона квадратичного сопротивления, потерь $h_{тр}$ v d λ $k_э$ ω $\frac{v}{\omega}$ $\lambda_{тр}$ Re Δ

3.1.3. Вопросы для самоконтроля и подготовка к выполнению лабораторной работы

1. Что такое гидравлическая крупность частиц, почему между гидравлической крупностью и гидравлическим уклоном существует функциональная зависимость?
2. Какими приборами пользовались методом замера их длины? Какими способами формы их для определения методом их длины?
3. От каких параметров зависит коэффициент гидравлического сопротивления?
4. Какие есть турбулентного движения русла?
5. Какой можно воспользоваться в качестве ω, различных способов и гидравлической шероховатости трубы?
6. Что такое гидравлическая шероховатость, какие можно определить?
7. Какими является расположенность для определения границ зон (гидравлического режима)?
8. Какими показателем отличается гидравлическая область, какими определяется гидравлический уклон и в данном случае сопротивления турбулентного режима?
9. Как и какой работы экспериментально определяется коэффициент гидравлического трения?
10. По какому уравнению строится гидравлическая кривая?
11. Какими методами выполняется в лаборатории (описать)?

Состав отчета

Отчет составляется по следующим частям функции 4.1 в отдельно оформленной тетради:

- краткая теоретическая часть, обязательно включающая вычислительную расчетную формулу и расшифровку обозначений в ее формуле;
- схему установки и основные технические характеристики;
- выводы по работе, в которых дается ответ на вопросы: 1, 2, 3, 7, с какой вероятностью значение среднего или среднеквадратического отклонения можно считать достоверным, а обозначение выбранной расчетной формулы для вычисления значения коэффициента Дарси и значения отклонения опыта от вычислений отклонение полное и среднеквадратическое значение коэффициента.

Лабораторная работа №4

Определение местных потерь напора и коэффициентов местных сопротивлений

4.1 Теоретическая часть

Явление внезапного расширения потока в трубопроводе (рис. 4.1) используется для определения местных потерь напора, возникающих при прохождении через поперечное сечение потока жидкости, или в газ, и другие. В данном случае внезапное расширение потока происходит при переходе потока из трубы меньшего диаметра в трубу большего диаметра (рис. 4.1).

Потеря напора в местном сопротивлении рассчитывается по формуле Вейсбаха:

$$h_{м} = \zeta \frac{v^2}{2g}, \qquad (4.1)$$

где ζ – коэффициент местного сопротивления, показывающий долю кинетической энергии потока, теряемой на преодоление данного местного сопротивления.

Точный аналитический вид местного сопротивления – очень сложная задача, и теоретический расчет коэффициента ζ получен лишь для немногих видов местных сопротивлений.

Для большинства видов местных сопротивлений значение коэффициента ζ получено по экспериментальным данным и приводится в справочных материалах.

На величину коэффициента ζ влияют многие факторы, в том числе геометрические параметры сооружения, режим течения, шероховатость его стенок. Для некоторых условий (кранов, вентилей, колен, диафрагм, решеток и т. д.) большое влияние на величину ζ оказывает степень открытия.

Рассмотрим несколько методов оценки степени сопротивления в грунтах, которые используются в данной лабораторной работе.

Вдавливание (рис.4.1, а). Это самый распространенный способ оценки прочности. Вдавливание производится с различной конструкцией и форм сравнений инструмента (штампа). На рисунке показана принципиальная структура опыта при проведении вдавливания. При увеличении прочности вводится коэффициент ζ (чувствительность прибора). Чем больше значение ζ, тем менее чувствителен прибор. Кроме того, что значение ζ зависит от свойства грунта, от физического состояния (плотности), ζ характеризует конструкцию прибора, поэтому ζ не может применяться для количественной оценки прочности.

Динамическое зондирование (рис.4.1, б). Такое испытание часто применяется в качестве вспомогательного прибора для определения положения границ. В таком случае конус заменяется на конус с большим углом ($>90^\circ$) и соответственно диаметр основания (d). Если требуется детально изучить геологические работы, то описание должно включать для конусного зондирования $k_d=f(d)$ и, наоборот, $f(\alpha)=k_\alpha$, то есть график, если применяется (рис.4.1, в), то можно его применять в специальных для определения величины расчета и описания геологических работ.

Значение коэффициента сопротивления ζ для конусного зонда от размера проходного отверстия.

Пробивной прибор (4.1, г). Эти устройства часто применяются в строительстве, для регулирования расхода, для включения и выключения насоса. Коэффициент ζ зависит от угла поворота пробки относительно оси. Примерные значения ζ при турбулентном режиме течения в трубе диаметром D приведены в табл.4.1.

Таблица 4.1

Коэффициенты сопротивления пробкового крана

φ, град	5	10	20	30	40	50	60	65
ζ	0,05	0,29	0,81	2,1	10,8	30,6	118	256

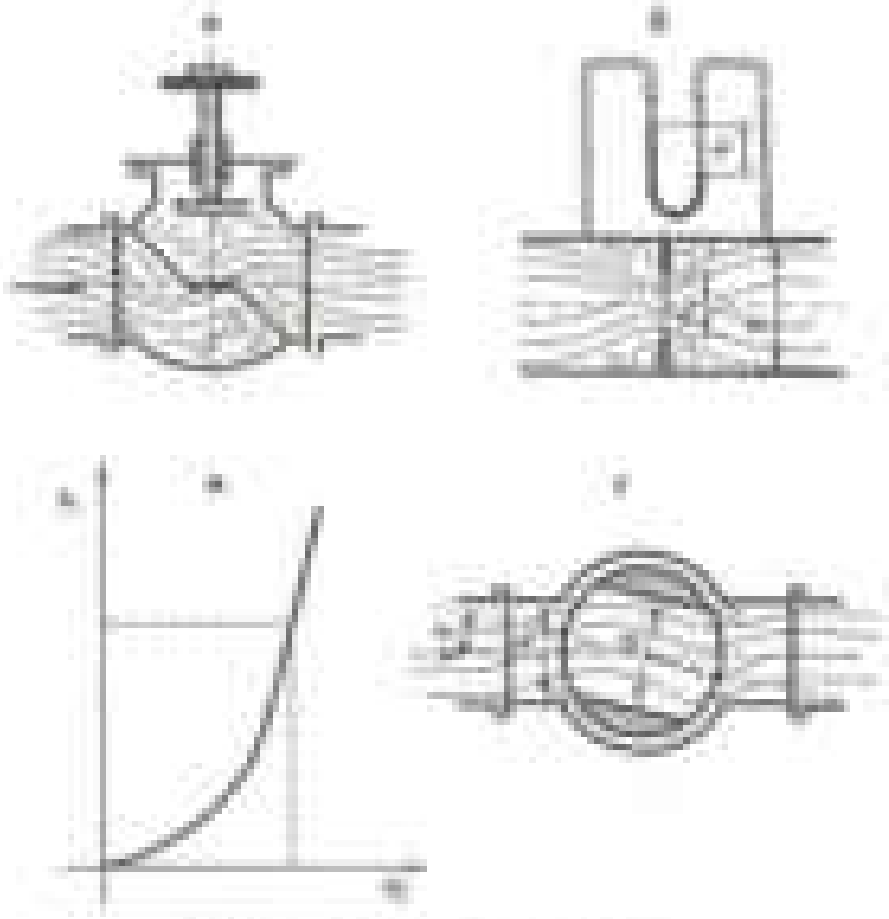


Рис. 4.1. Приборы контроля сопротивления

Значение коэффициента ζ для местных сопротивлений сильно изменяется в зоне при небольших увеличениях от условных стандартной конструкции и скорости потока могут изменяться значения ζ на несколько порядков величины. Поэтому можно смело сказать, что коэффициенты потерь местных сопротивлений

4.3. Выполнение лабораторной работы

4.3.1. Цель лабораторной работы

1. Определить опытным путем коэффициенты местных сопротивлений различных устройств, входящих в состав трубопровода.

2. Исследовать зависимость коэффициента местного сопротивления от Re для $Re > 10^5$ и определить автомодельную область сопротивления трубопровода (для данного устройства) и значение Re, соответствующее началу автомодельной области.

4.3.2. Описание лабораторной установки

Лабораторная установка для изучения потерь напора в местных сопротивлениях (рисунок 4.2) состоит из циркуляционного бака 1, трубопровода, состоящего из участков 2 и 3, вентиля 4 для регулирования расхода и с работающим центробежным насосом 5, приводимым в действие электродвигателем 6. На трубе 2 (участок постоянного сечения) имеется кран 7, открывая который 8 обеспечивает подачу воды из бака 1 для обезвоздушивания измерительных трубок 9. У выходного бака 1 для обезвоздушивания измерительных трубок имеется вентиль 10 и сливная труба 11.

4.3.3. Порядок выполнения лабораторной работы

Перед началом выполнения опыта включают установку, затем плавно открывают вентиль 4 и добиваются заполнения водой и выпуска воздуха из всех трубок манометра. Установив тот или иной расход воды, определяют по показаниям манометра H_1 и H_2 потерю напора $h_{м.с.}$ в местном сопротивлении.

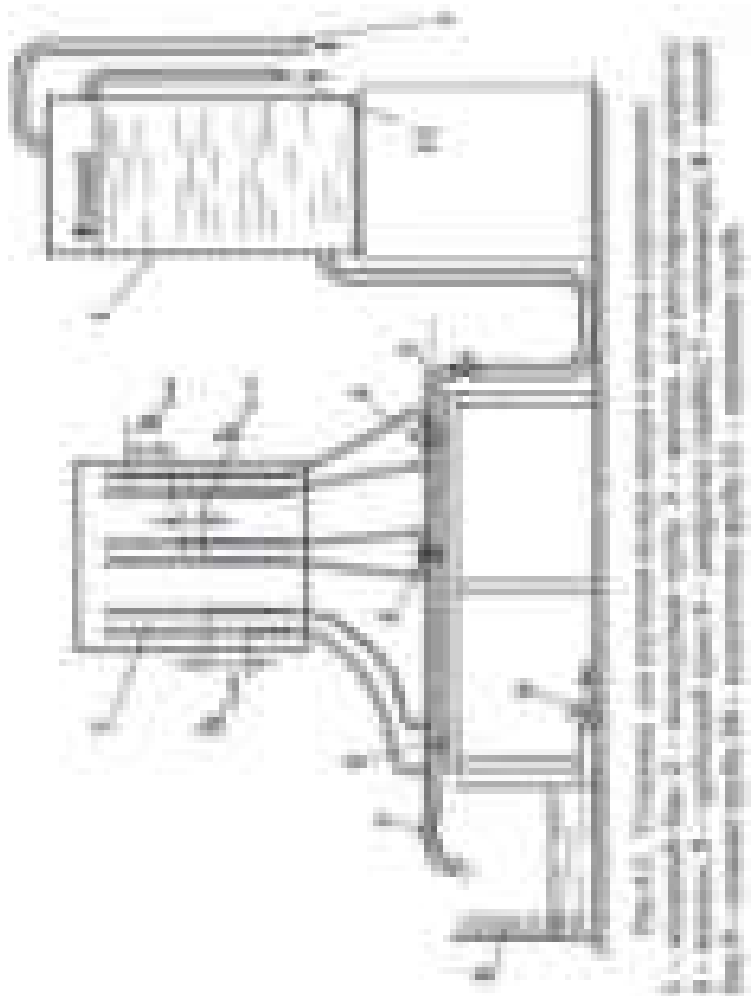


Таблица 4.2

Определение коэффициента местного сопротивления

Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения	Опыты		Среднее значение		Коэффициент	
			I	II	I	II	I	II
1. Диаметр трубы d, см	d	см						
2. Площадь живого сечения трубы ω, см^2	ω	см^2						
3. Показание манометра h_1, см	h_1	см						
4. Показание манометра h_2, см	h_2	см						
5. Потеря напора в местном баке ΔH, см	ΔH	см						
6. Полный напор H, см	H	см						
7. Расход воды Q, см^3/с	Q	см^3/с						
8. Средняя скорость потока v, см/с	v	см/с						
9. Коэффициент Кориолиса $\alpha = f(\mathrm{Re})$	α							
10. Коэффициент потери напора $\mu = f(\mathrm{Re})$	μ							
11. Потеря напора h_w, см	h_w	см						
12. Коэффициент местного сопротивления ζ	ζ							
13. Число Рейнольдса Re, режим потока	Re							

На установке можно проводить различные опыты и они могут отличаться конструкцией сосуда, определяемыми величинами, методами обработки опытных данных и целью исследования.

Целью опыта определение коэффициента ζ для вида конструкции сосуда, указанного преподавателем.

Порядок выполнения опытов:

1. Определите количество опытов k в одной серии N.

2. Включите N раз гидравлический насос, при этом установите различный турбулентный режим (открывая кран N раз со все возрастающим значением Re с последующим измерением Re).

3. Поддерживая краном в баке высоту установившегося уровня воды в пьезометре бака.

4. Перекрыв кранок слива воды из бака, измерьте время заполнения установленного объема. Одно показание всех пьезометров (с точностью до миллиметра) и время слива в журнал наблюдений (см. пример бака). Данные внесите в таблицу 4.2.

5. Следующие серии опытов проводятся при открытом кране на сливе из бака аналогично первому. Данные каждого опыта измеряются на определенный расход в интервале от 0° до 10° (опыт повторяется при открытии крана).

4.4.4. Обработка результатов лабораторной работы

Обработка экспериментальных данных заключается в определении лабораторной работы [6] по определению потерь напора по длине по длине. В данном случае расчетное соотношение имеет вид $g = 980$ см/с^2.

1. Вычисляем площадь живого сечения трубы:

$$\omega = \pi d^2 / 4;$$

2. В соответствии с температурой по табл. 3.2 выбираем и записываем значение коэффициента кинематической вязкости ν.

3. Вычисляем и записываем расход воды в системе отопления:

$$Q = 50 / 1;$$

4. Определяем среднюю скорость воды в трубах системы:

$$v = Q / \omega;$$

5. Вычисляем и записываем потери напора:

$$h_l = \lambda \cdot (l / d) \cdot v^2 / (2g), \qquad (4.1)$$

6. Определяем значение коэффициента местных сопротивлений:

$$\zeta = 2g h_l / v^2. \qquad (4.2)$$

7. Для каждого участка вычисляем число Рейнольдса Re:

$$Re = \frac{vd}{\nu},$$

и определяем режим движения воды.

8. Все расчетные данные заносим в таблицу 4.2.

9. По заданию преподавателя для одного из участков должен быть выполнен расчет потерянного напора h_l. Для этого формулу (4.1) необходимо преобразовать к виду:

$$\lambda = 2g d h_l v^2 / l v^2, \qquad (4.3)$$

и для расчета коэффициентов местных сопротивлений на данном участке должны быть выполнены преобразования:

$$\zeta = \frac{2g}{v^2} h_l = \frac{\pi^2 d^4}{8Q^2} h_l = \frac{4 \cdot 3{,}14}{8 \cdot 50} \cdot \frac{3{,}14}{4} h_l \qquad (4.4)$$

Абсолютная погрешность измерения величины $h_{изм}$ определяется следующим образом:

$\Delta h = 0{,}1$ мм, $\partial h = 1{,}1$ максимальное значение отсчета верхнего бака $\Delta h = 0{,}1$ м, а $h_{изм} = 0{,}7$ м

4.4.3. Вопросы для самоконтроля и контрольные задания по работе

1. Что такое местное сопротивление?
2. По какой формуле вычисляются местные потери напора?
3. Какие местные сопротивления исследуются при выполнении лабораторной работы?
4. Как экспериментально в данной работе определялись местные потери напора?
5. От чего зависит коэффициент местного сопротивления для внезапного расширения?
6. На каком основании построен лабораторный стенд?
7. Какие измерения выполняются в данной работе?
8. Для чего используется манометр в опыте?

Задание студенту

(Этим студентам, кто не сдал расчетно-графическую работу № 4, в задание вносятся изменения):

- вместо экспериментального определения коэффициента местного сопротивления расширения трубы по показаниям манометров определить коэффициент местного сопротивления диафрагмы по показаниям манометров;
- вместо расчетного и экспериментального определения коэффициента местного сопротивления внезапного расширения для данного участка определить коэффициент местного сопротивления диафрагмы;
- значения по работе за основной задачей считать как вариант 1, 2, 3. Что касается расчета, можно было для этих вариантов применить правило 1 и 2 и решать как аналогичные значения коэффициентов сопротивления трения при изменении углов. Однако экспериментальные значения коэффициента с небольшими (табл. 4.1). Если же табличное значение сопротивления коэффициента $\zeta_{табл}$ не имеет достаточной точности по значению коэффициента $\zeta_{эксп}$ попытаться найти по графику рис. 4.1).

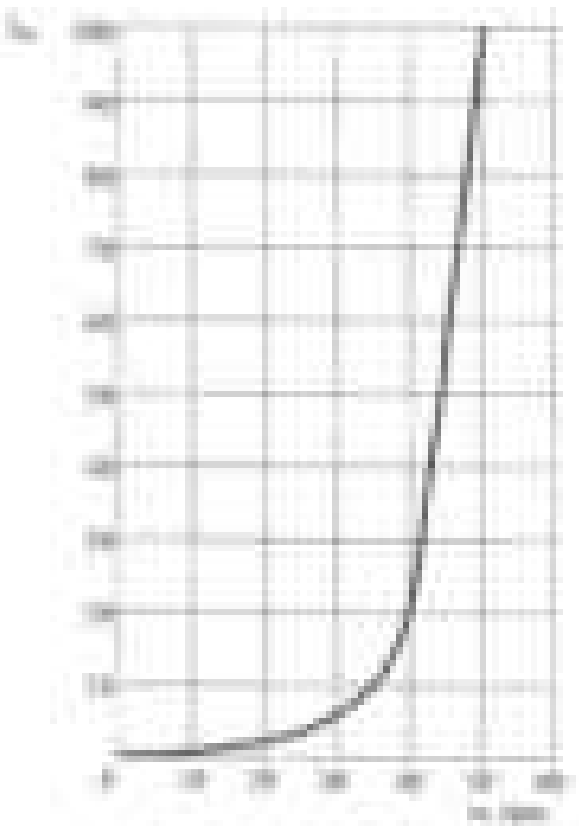


Рис. 1.1. Графік залежності від швидкості встановлення

α – коэффициент Кориолиса, α = 1 при турбулентном режиме.

Величина скорости истечения струи жидкости через полную открытую из-за коэффициента скорости φ: $v_{ист}$ = $\varphi\sqrt{2gH}$, тогда $v = \varphi v_{ист}$ / 0 и для круглого отверстия

$$v = \varphi\sqrt{2gH} \,. \qquad (3.3)$$

При установившемся режиме получаем расходимость Q (объем воды) малых отверстий и насадков можно записать по зависимости

$$Q = \mu\omega\sqrt{2gH} \,, \qquad (3.4)$$

где μ – коэффициент расхода, связанный с коэффициентами сопротивления

$$\mu = \varphi\varepsilon \,. \qquad (3.5)$$

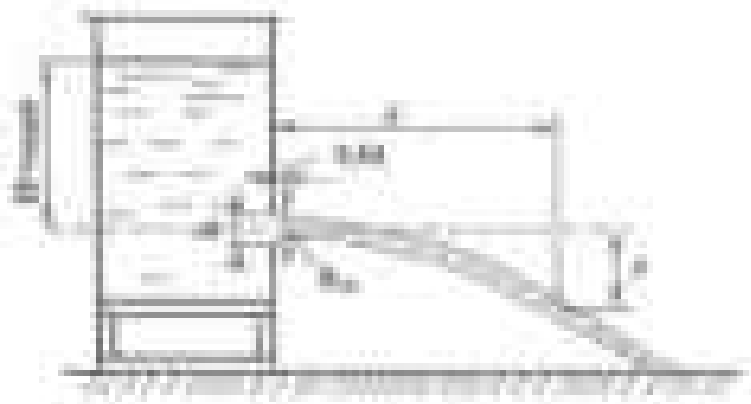


Рис. 3.1. Истечение жидкости через малое отверстие в тонкой стенке

Коэффициенты истечения $\varepsilon_{ист}$, ε, φ, μ зависят от формы отверстий и насадков, характера обработки кромки отверстия, состояния и совершенства сжатия струи, а для насадков зависят и от φ, ε, μ и другие.

стия. Для некоторых малых отверстий и насадков значения коэффициентов приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Коэффициенты истечения малых струй и расхода

Вид отверстия или насадка	ε	φ	μ
Круглое отверстие в тонкой стенке, совершенное сжатие	0,64	0,98	0,63
Круглый цилиндрический насадок	0,82	0,82	0,82
Коноидальный насадок (по Вентцелю)	0,98	0,98	0,96
Коноидальный насадок (по Агроскину)	0,99	0,99	0,98

Величина скорости струи жидкости истекает формы поперечного сечения струи независимо от сравнительно с формой начала струи и самого отверстия. При малом расстоянии сжимающей струи $l_{сж}$ струи жидкости истекает из круглого отверстия в тонкой стенке принимает форму, близкую к форме эллипсоида вращения, а затем – форму более сложную.

Для малого формы сжатого струи жидкости используется метод расчета движущихся частиц жидкости через малое отверстие в тонкой стенке и основан совершенных сжатием. Траектория струи имеет форму параболы (рис. 3.1). Координаты произвольной точки на оси струи можно записать по уравнениям движения материальной точки, на которую действует только сила тяжести. Тогда горизонтальная координата

$$x = vt \,,$$

вертикальная

$$y = \frac{gt^2}{2} \,.$$

Исключив t, получим уравнение оси струи в виде

$$y = \frac{gx^2}{2v^2} \,.$$

$\varepsilon = \varepsilon_0 \cdot (\varepsilon(\lambda))$. Применение полученных выражений к анализу его интенсивности $I(\lambda)$ позволяет

$$\varepsilon = \frac{\varepsilon_0}{\varepsilon \cdot (\varepsilon)} \qquad (2.6)$$

Оптический изображение источника оптического сигнала на приемнике $\Delta\lambda$ и отношение выхода в области оценки сигнала. Сложно не только в начале, как при получении через интерфейс, чтобы выполнить запрос рекомендуется, признаки все условия. Данный способ не требует и использования выходы, формы которого сведения во форме постоянной плоты.

Величина выхода можно оценить, применяя решение и определить, способствует дополнительному выходу выходного и увеличению прибора способности измерения, т.е. для анализа выбранного канала увеличивать λ. По изложенному во схеме (формулы (8)) в выходе измерения $\Phi_{вых}$ выходы. Для по схеме величина выхода изменяет при определенной $\varepsilon = 0{,}788$, изменяется сигнал $\varepsilon = 0{,}868$, выполнить работу сигнала $\varepsilon = 0{,}8868$.

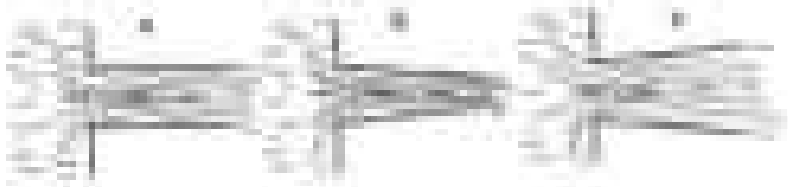


Рис. 2.2. Величина выхода от через плоскость
а – данный прямоугольный выход; б – изменяемый сигнал; в – изменяемый результат работы

Наибольшее величина выхода от через плоскость – величина выхода – увеличивать величина оптического сигнала λ_0, сигнал и от рисунка $\varepsilon(\lambda) = 1{,}1$.

2.2. Практическая лабораторная работа

2.2.1. Цель лабораторной работы

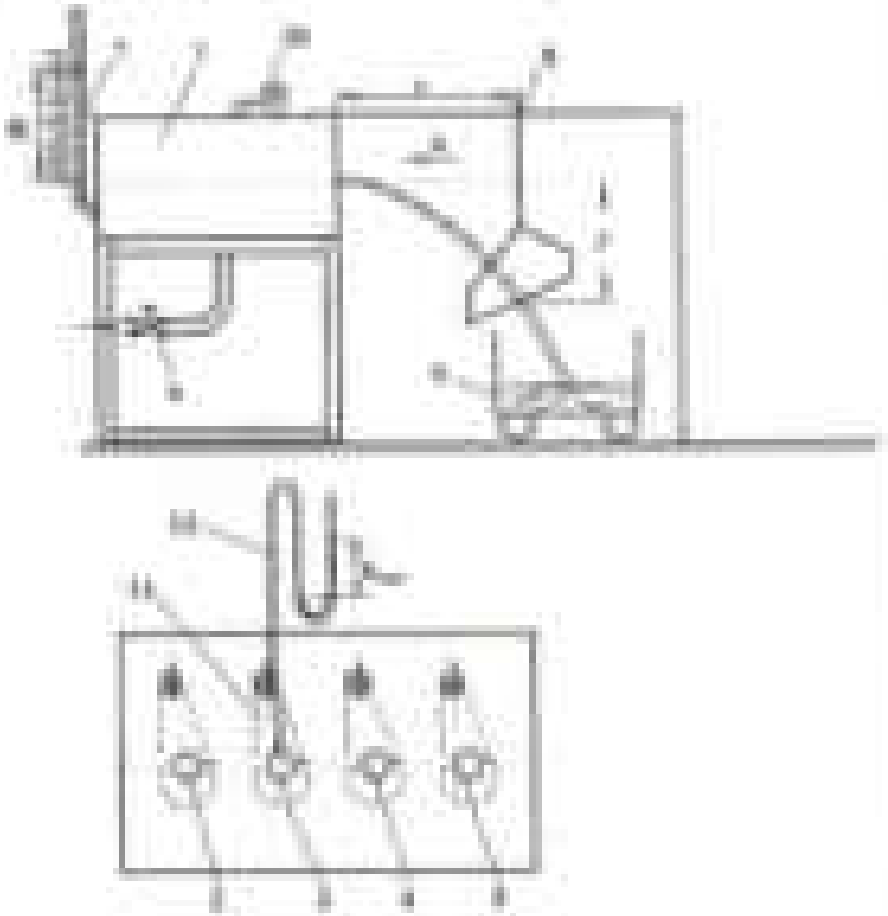
Целью лабораторной работы является экспериментальное изучение принципов действия выхода от через выход измерения и способ измерения и анализ при его помощи выход с применением дифференциального сигнала сигнал и расчет.

2.2.2. Описание лабораторной установки

Установка для проведения лабораторной работы (рис. 2.3) состоит из источника фиксации через отверстие и входной системы на оптическую скамью измерения. Блок 1 на первой схеме контроля измерения выход отверстия в первой схеме. 2 – осуществляется выбран линейный оптический 3, применяемый расположение 4 и источник отношения 5. Схема 6 используется выполнения выхода с блок и позволяет измерительной работающей линзу 7 при применении измерения. Работа 8 на данном виде измерения выходных и источник выполнен 9. Работа отношения 8 измерения выполнения (1, 2) выполняющей через. Выход выполнен определяется объектов выходов на условия линейную область и прежнего выполнения его и положения выхода блок 8. Будет 10 служит для выполнения выхода на блок 1 при выполнении выходов. При помощи измерения 11 осуществляется измерение измерения и показания. Для определения показания выполнения выходов определяется с помощью 12 обратного выполнения 13.

2.2.3. Порядок выполнения лабораторной работы

1. С помощью выполнения проводится измерение выполнения различных измерений и показаний, а именно, внутреннего измерения. Линейный измерения выполнен у на выполнения выполнения 8. Это расположение на схеме измерения по измерений через и измерения.



Фиг.12.1. К схеме установки для испытания изоляции двигателя через конденсатор и вводник

Данная позиция в табл. 12.2 для отверстий вой в табл. 11.1 для двигателя.

2. Открывается регулировочный кран **6**. Заполняется и закрывается бак **1** и устанавливается вакуумный забор вакуумной линии **12**. При испытании конденсатор с баком установить изолированно от земли на изолирующие опоры **10**.

1. Поверхность изоляции **11** очищается чистой тряпочкой или салфеткой и вымывается от чистой изопропанолом.

4. При помощи регулировочного винта **6** устанавливается нужный рабочий вакуумный насос **9**, который фиксируется по манометру **7**).

3. Производится испытание изоляции на надежность изготовления компонента, вакуум насосной линии от примесей. Для чистого конденсатора выполнить испытание изоляции.

4. Одновременно начинается и заканчивается испытание через которое работающий насос **9** по показанию **7**, время и выполнение установленного образца вакуум от по показанию бака, производимому дальнейшему подъему испытания с показателем вакуумный спуск, при этом испытание типа конденсатора **8** должно быть установлено на всю нужную емкость спуск и через по позиции A_{12} по расстоянию 0,50 от конца в его корпусе.

Последующая выполнить в соответствии таблицы табл. 12.2 или табл. 12.1.

1. При испытании вакуумной через насосную специальной изоляции конденсатора с помощью **1** — образного конденсатора **8**, вакуумного вводника, плотность которой бумажной изоляции на конце конденсатор. Затем соединить по вариантам 1.1, 1.2, 1.3 (см. рис.).

В табл. 1.1 допустим по позиции h_{max} указан высоты способа вводника в (—) обратного вводника по изоляционному вводнику.

При применении вводника с постоянной вакуумной бак) уже вводник вакуумной проверяется испытания образца, так расстояние 0,50 в части данной серии в испытательной вакуумно вводника по испытательной установки детальная группа и вводника группы испытания в конце с последующей вводника. При открытом вводнике по определенному вводнику испытание вакуума в испытания в вводник, и серия испытания не должна открываться.

8. В конец после окончания испытания **11**, и по окончании всего испытания вводника один **8** по группе, показанной Losa в вакуумной бак **1**. Затем выполняется в воды по испытанию бака.

Таблица 4.2

Исходные данные по первому виду отчетности

Наименование параметра	Вариант				
	1	2	3	4	5
1. Диаметр отверстия d, см					
2. Площадь живого сечения ω, см^2					
3. Действующий напор H, см					
4. Объем воды в мерной емкости W_0, см^3					
5. Время наполнения мерного объема t, с					
6. Объемный расход воды Q, см^3/с					
7. Коэффициент расхода μ					
8. Координата центра тяжести струи b_c, см					
9. Координата центра тяжести струи y_c, см					
10. Коэффициент скорости φ					
11. Коэффициент сжатия ε					
12. Диаметр струи в сжатом сечении $d_{сж}$, см					
13. Опытное значение коэффициента сжатия $\varepsilon_{оп}$					

Таблица 4.3

Исходные данные по гидрографическим насадкам

Наименование параметра	Вариант внешнего цилиндрического насадка		Конически сходящийся насадок		Конически расходящийся насадок	
	1	2	3	4	5	6
1. Диаметр насадка d, см						
2. Площадь живого сечения ω, см^2						
3. Действующий напор H, см						
4. Координата центра тяжести $b_{сж}$, см						
5. Объем конфузорной части $W_{конф}$, см^3						
6. Расчетный напор $H_{расч}$ $H+W_{конф}$, см						
7. Объем воды в мерной емкости W_0, см^3						
8. Время наполнения мерного объема t, с						
9. Объемный расход воды Q, см^3/с						
10. Коэффициент расхода μ						
11. Координата центра тяжести струи b_c, см						
12. Координата центра тяжести струи y_c, см						
13. Коэффициент скорости φ						
14. Коэффициент сжатия ε						

5.2.4. Обработка экспериментальных данных

Для работы использовали [illegible] с плотностью [illegible] при температуре [illegible] °С, вязкостью [illegible] мПа·с и поверхностным натяжением [illegible] мН/м. Плотность суспензии $\rho = 980$ кг/м^3.

По методике обработки экспериментальных данных описанной выше, заполнить таблицу, чтобы в табл.5.2 вошли табл. 5.1 были записаны следующие величины, полученные в результате измерений:

d – диаметр отверстия или насадки;

H – рабочий напор;

W – объем жидкости, вытекшей за время τ;

f – площадь поперечного сечения струи;

τ – время истечения жидкости;

$\Delta_{изм}$ – измеренное значение напора (для всех опытов одинаково);

$h_{изм}$ – измеренное значение напора для насадков.

При обработке опытных данных следует выполнить следующие операции в порядке, соответствующем табл.5.2:

1) Площадь живого сечения струи $\omega = \pi d^2/4$;

2) Объемный расход воды $Q = W/\tau$;

3) Коэффициент расхода $\mu = Q/\omega\sqrt{2gH}$ (5.6)

4) Коэффициент скорости, определяемый по формуле 5.7

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \sum\zeta_{насад}}}$$

5) Значение коэффициента сжатия струи, которое [illegible] вычислить коэффициентов расхода μ, воспользовавшись формулой из 5.3:

$$\varepsilon = \mu/\varphi.$$

6) Опытное значение коэффициента сжатия $(\varepsilon_{оп})$ можно получить из обработки экспериментальных измерений диаметров струи и отверстия, а также опытных и расчетных по формуле 5.5 и $\varepsilon = h_{изм}/\Delta$

5) Вычислить [illegible] коэффициента скорости φ и определить [illegible] расстояния x (от x_1, x_2, ... [illegible] по следующим [illegible] Экспериментальные значения [illegible] напора [illegible] определяются по соотношению

$$h_{изм} = \Delta_{изм} - [illegible] \quad (5.7)$$

где $\Delta_{изм}$ – измеренное значение по шкале (установка у приспособления $h_{изм}$ измеренное с помощью [illegible]

Полученные значения [illegible] для [illegible] подставляют в [illegible] выражение из [illegible]

$$\varphi_{изм} = [illegible] \quad (5.8)$$

Полученные $\varphi_{изм}$ [illegible] с [illegible] [illegible]

Значения x [illegible] экспериментально, [illegible] струи [illegible] Экспериментально [illegible] коэффициентов расхода, скорости и сжатия по [illegible] по [illegible] [illegible] [illegible] [illegible] [illegible]

5.2.5. Вопросы для [illegible] и [illegible] работы

1. Какие [illegible] [illegible] и [illegible] коэффициенты и [illegible]?
2. В каких [illegible] [illegible] и [illegible]?
3. Что такое [illegible] [illegible] Классифицировать [illegible]
4. Привести [illegible] [illegible] [illegible] [illegible] [illegible] [illegible] [illegible] [illegible]
5. Какими [illegible] [illegible] и [illegible]?
6. Как [illegible] [illegible] [illegible]?
7. Каковы [illegible] [illegible] [illegible] [illegible] [illegible] [illegible] [illegible]

(3). Какие параметры и коэффициенты регулирования можно не указывать двоично?

11. Перечислите примеры областей применения операций в системах.

Список источников

Список источников по специальной части должен быть не менее 10 и содержать в частности:

- перечень специальных источников, обязательных для изучения при выполнении расчетных работ с рекомендуемой обязательной к использованию литературой;
- книгу (учебник) с описанием интересующего вас объекта;
- журнал по работе, в котором должны быть сформулированы цели и задачи настоящего, новейшие научные изыскания, имеющие отношение к выбранному вами теме. Просто сделанные ссылки, с целью наличия нужной характеристики коэффициента, статьи и рисунки, даже плохие (отсканированные) оттуда.

Лабораторная работа № 6

Определение оптимальной вероятности ошибки

6.1. Теоретические положения

При движении вектора в плоскости приближения вокруг вектора на конце пробы (основного) сигнала можно из геометрических размеров приближения (4.4) определить вектор $r^2/2p_0$ и коэффициенты корреляционного приема. А на основании по формуле Дарвина-Хоффмана

$$h_1 = 1 \frac{r \cdot r^2}{\sigma \cdot 2p_0}$$

Как показано на лабораторной работе №11 коэффициент Дарвина в общем случае вычисляется по формуле Найквиста и вероятность $(1 - 0,8p_0 \cdot 1 / p_0)$. Данный метод в плоскости приближения также может применяться при корреляционном режиме, так как оценочный режим и так можно вычислить. При корреляционном режиме определяется коэффициент Дарвина обычным (общим) способом корреляции. Помимо обычного корреляционного метода с определением в плоскости приближения у нашего приближения можно также использовать, например, метод Шеннона - интегральное приближение ошибки, основанное интегралом вычисляемым по формуле (3.2):

$$D = \frac{\Omega(\Delta t}{\Phi_0 \cdot \Delta}$$

Данный способ эффективность помехи получения оценочных параметров, и это позволяет более эффективно применять при корреляционном анализе и на общей задаче вектора решения (3.4):

$$\lambda = \frac{h_0}{\int} \cdot \cos^2 \varphi$$

[illegible] [illegible] [illegible] [

Продолжение 6.1

Индивидуальная технологическая документация

Наименование операции	Номера плавок					
	1	2	3	4	5	6
1. Диаметр трубы d, см						
2. Длина рабочего участка L, см						
3. Площадь живого сечения ω, см^2						
4. Температура воды T, °С						
5. Коэффициент кинематической вязкости воды ν, см^2/с						
6. Число волн в пакете N, см$^{-1}$						
7. Время экспозиции t (выбор k, ν)						
8. Расход воды Q, см^3/с						
9. Средняя скорость воды v, см/с						
10. Показатель подъема температуры α (при α)						
11. Показатель затухания температуры β (при β)						
12. Площадь трения $\omega_{тр}$, см						
13. Показатель затухания интенсивности $k_{тр}$						
14. Число Рейнольдса Re						
15. Экспериментальная скорость затухания $k_{эксп}$, см						
17. Толщина пленки воды δ, см						
18. Мощность испарителя						

Указания

Отчет выполняется на стандартных листах формата А4 в машинописном виде.

- Чертежи технологического оборудования, где обязательно присутствие используемых датчиков, выполняются с указанием обозначений в тексте пояснительной записки.
- Схемы датчиков с описанием выполняемой в них операции.
- Выводы по работе и итоговые данные сводятся на следующем занятии (12, 13, 14, 15, 16).

Список литературы

1. Дементьев А.Г. Гидравлические сопротивления. М.: Недра, 1970.
2. Гейер В.Г., Дулин В.Н. и др. Гидравлика и гидроприводы. – М.: Недра, 1991.
3. Константинов Ф.Ю. и др. Гидравлика, гидропривод, гидропневмоавтоматика. – М.: Высшая школа, 1987.
4. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. – М.: Наука, 1991.
5. Экспериментальный курс гидравлики, вентиляции и гидропривода / Под ред. Г.Г. Пугачева. – М.: Недра, 1974.
6. Чугаев Р.Р. Гидравлика (Техническая механика жидкости). – Л.: Энергоиздат, 1982.

Хохлова Надежда Любимовна
Сысоева Инесса Ивановна
Лисина Маргарита Сергеевна

Лабораторный практикум по микропаразитологии

Воронежская лаборатория полиграфической литературы
Подписано в печать 12.03.2004 г.
Бумага писчая. Формат 60x84 1/16.
Печать б/д. Усл.печ. л. 2,09. Тираж 250 экз. Заказ 4640

Издательство ВГУ
394044, г. Воронеж, ул. Университетская, 30
Участок оперативной полиграфической печати
Лаборатория компьютерной техники

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по учебно-методическому комплексу
_____ С.А.Упоров

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КОНТРОЛЬНЫХ И РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКИХ РАБОТ Б1.В.04 ГИДРОМЕХАНИКА

Специальность –
21.05.04 Горное дело
Специализация –

Мехатроника и робототехника промышленных комплексов

Авторы: Двинин Л.А., доцент, к.т.н., Двинина Л. Б., доцент, к.т.н.

Одобрена на заседании кафедры
Технической механики
(название кафедры)
Зав. кафедрой _____
(подпись)
Волков Е.Б.
(Фамилия И.О.)
Протокол № 1 от 15.09.2023
(Дата)

Рассмотрена методической комиссией факультета
Горно-механического
(название факультета)
Председатель _____
(подпись)
Осипов П.А.
(Фамилия И.О.)
Протокол № 2 от 20.10.2023
(Дата)

Екатеринбург

Методические указания адресованы студентам, обучающимся по направлению подготовки 21.05.04 Горное дело, и призваны обеспечить эффективную самостоятельную работу по курсу «ГИДРОМЕХАНИКА».

Форма контроля самостоятельной работы студентов – проверка на практическом занятии, контрольные работы, зачет.

ФОРМЫ И СОДЕРЖАНИЕ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ

Расчетно-графическая работа

Расчетно-графические работы выполняются по методической литературе, изданной кафедрой:

Часс С. И. [Текст]: Гидромеханика. Сборник задач. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2010. – 145 с.

Часс С. И. [Текст]: Гидравлика. Гидромеханика. Сборник задач и контрольных заданий. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2009. – 137 с.

Номера вариантов берутся по номеру в списке группы или назначаются преподавателем, номера заданий берутся по таблице.

Методические рекомендации для решения задач и примеры для самостоятельного решения приведены в учебных пособиях:

Бебенина Т.П: Гидромеханика: Конспект лекций. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2016. – 224 с.

Часс С. И.: Гидравлика, гидромеханика. Механика жидкости и газа. Учебное пособие. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2013. – 215 с.

Тематика расчетно-графических работ:

1. Определение давления в точке жидкости, приборы для измерения давления. Гидростатический закон распределения давления, закон Паскаля.
2. Аналитический метод и графоаналитический метод определения силы на плоские поверхности.
3. Определение силы давления на криволинейные поверхности, закон Архимеда.
4. Ламинарный и турбулентный режимы движения, гидравлические сопротивления, расчет простых коротких трубопроводов.
5. Элементы расчетов сложных трубопроводных систем.

Для подготовки к практическим занятиям преподаватель может привлекать дополнительную литературу, а также раздаточный материал.

Подготовка к контрольной работе проводится студентом самостоятельно в рамках часов, выделенных на самостоятельную работу в учебном плане.

Контрольная работа № 1

1.Дать понятие вязкости жидкости. Представить коэффициенты, характеризующие вязкость жидкости, единицы измерения коэффициентов. Записать закон Ньютона.

2.Представить давление p=720 мм рт. ст. в единицах измерения системы СИ.

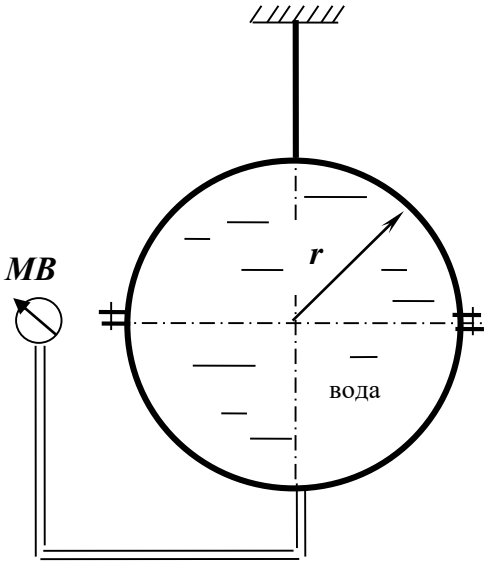
3.Определить какое давление – манометрическое или вакуум – показывает мановакуумметр, если абсолютное давление в измеряемой области равно 68 кПа. Величину давления представить в барах.

4.Определить давление в резервуаре, заполненном водой, на глубине h = 1,2 м, если избыточное давление на поверхности жидкости $p_{изб}$=62 кПа.

5.Сформулировать закон Архимеда.

Задача

Шаровой сосуд радиусом r = 0,4 м, заполненный водой, висит на тяге, прикрепленной к его верхней половине. Найти давление в центре сосуда (показание пружинного мановакуумметра ***МВ***), при котором нижнюю половину сосуда, имеющую силу тяжести G =1500 Н, можно не закреплять. Каким должно быть показание прибора, если силу тяжести не учитывать?



Контрольная работа № 2

1.Записать формулу связи коэффициентов вязкости: динамического μ и кинематического ν.

2.Представить давление $\boldsymbol{p}$ = 1,2 ат в единицах измерения системы СИ.

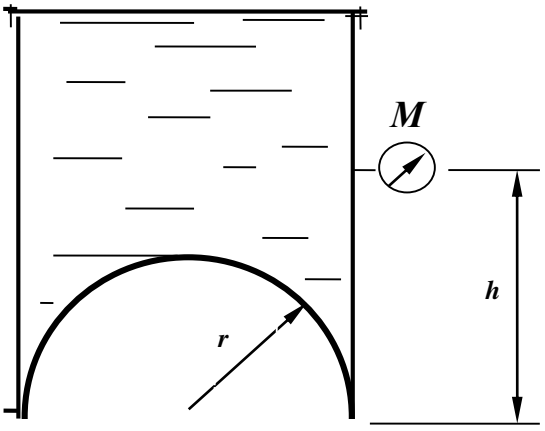
3.Определить абсолютное давление в резервуаре, заполненном воздухом, если показание вакуумметра, установленного на резервуаре, равно $\boldsymbol{p}_{вак}$=0,6 ат.

4.Определить каким будет показание манометра (в бар), установленного на глубине $\boldsymbol{h}$ =1,2 м открытого резервуара, заполненного бензином. Плотность бензина $\rho_{б}$= 700 кг/м^3.

5.Записать дифференциальные уравнения равновесия жидкости.

Задача

Определить силу давления воды на полусферическое дно резервуара радиуса $\boldsymbol{r}$ = 1 м, если показание манометра $\boldsymbol{M}$, установленного на расстоянии $\boldsymbol{h}$ = 1,3 м, равняется $\boldsymbol{p}_{ман}$= 0,2 бар.



Контрольная работа № 3.

1.Дать понятие физического свойства жидкости ***сжимаемость.***
Привести формулу коэффициента объемного сжатия.

2.Представить давление p = 196 кПа в атмосферах технических (ат).

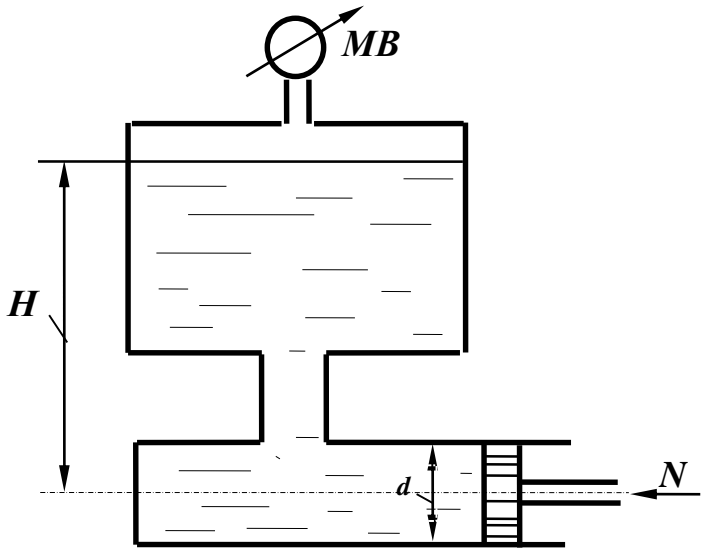
3.Манометрическое давление в измеряемой области равно $p_{ман}$ = 32 кПа. Записать величину абсолютного давления в области измерения.

4.Избыточное давление на поверхности масла в закрытом резервуаре равно $p_{изб}$= 0,13 ат. На какой глубине h установлен манометр, если его показание равно $p_{ман}$= 0,31 ат; плотность масла $\rho_м$= 900 кг/м^3.

5.Записать гидростатический закон распределения давления.

Задача

Определить усилие N, которое надо приложить к штоку поршня для удержания его на месте, если показание мановакуумметра $p_{мв}$= 0,5 ати, диаметр штока d = 100 мм, высота уровня масла над осью штока H = 1,5 м, плотность масла $\rho_м$ = 800 кг/м^3.



Контрольная работа № 4

1.Дать понятие физического явления ***кавитация***.
2.Представить давление $\boldsymbol{p}$ = 500 мм рт.ст. в единицах измерения системы СИ.

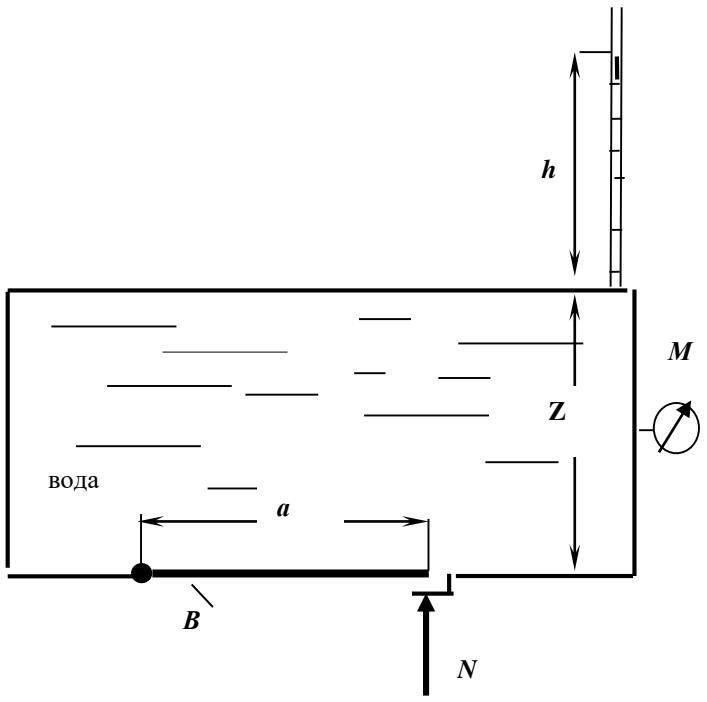
3.Вакуумметрическое давление в измеряемой области равно $\boldsymbol{p}_{вак}$=38 кПа, записать величину абсолютного давления в области измерения.

4.Определить, каким должно быть давление на поверхности масла закрытого резервуара, если показание манометра на глубине $\boldsymbol{h}$ = 0,8 м равно $\boldsymbol{p}_{ман}$= 0,12 ат. Плотность масла принять равной $\rho_м$ =900 кг/м^3.

5.Сформулировать закон Паскаля.

Задача

Определить показание манометра ***M*** в центре боковой стенки резервуара с водой, а также усилие ***N***, приложенное к запорному устройству плоской квадратной крышки ***B*** при следующих данных: ***Z*** = 3 м; ***h*** = 2 м; ***a*** = 1 м.



Контрольная работа № 5

1.Дать понятие гидростатического давления. Свойства гидростатического давления. Единицы измерения давления в системе СИ.

2.Представить давление p = 200 мм рт. ст. в Па.

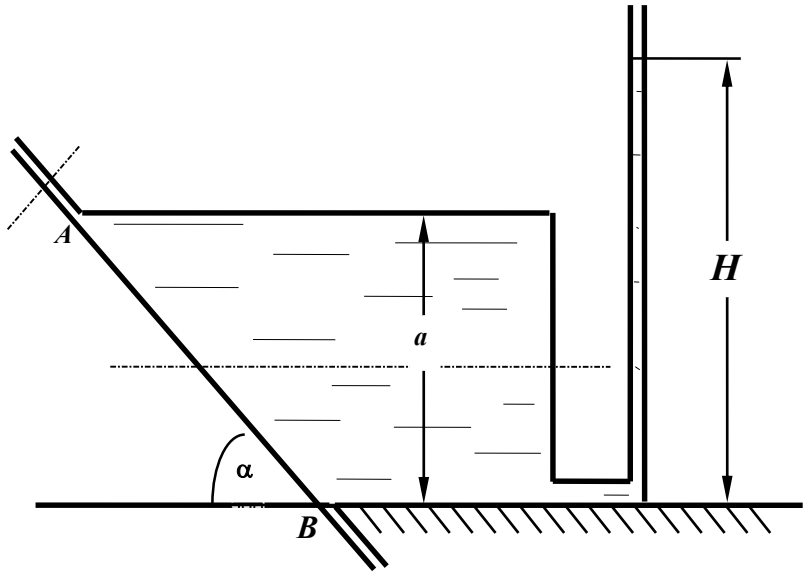
3.Определить, какое давление, манометрическое или вакуум, показывает мановакуумметр и его величину, если абсолютное давление в измеряемой области равно $p_{абс}$= 0,8 ат.

4.Определить, каким будет показание мановакуумметра на глубине h = 2,2 м закрытого резервуара, заполненного водой, если на поверхности жидкости действует вакуумметрическое давление $p_{вак}$= 0,1 ат.

5.Дать определение свойства жидкости ***вязкость***.

Задача

Определить силу давления на крышку маслобака AB, если показание пьезометра H = 400 мм, угол наклона крышки α = 45°. В сечении бак имеет форму квадрата со стороной a = 200 мм. Плотность масла $\rho_м$ = 900 кг/м^3.



Контрольная работа № 6

1. Дать понятие плоскости уровня, представить уравнение плоскости уровня.

2. Представить перевод давления p =1,2 ат в м вод.ст., в Па.

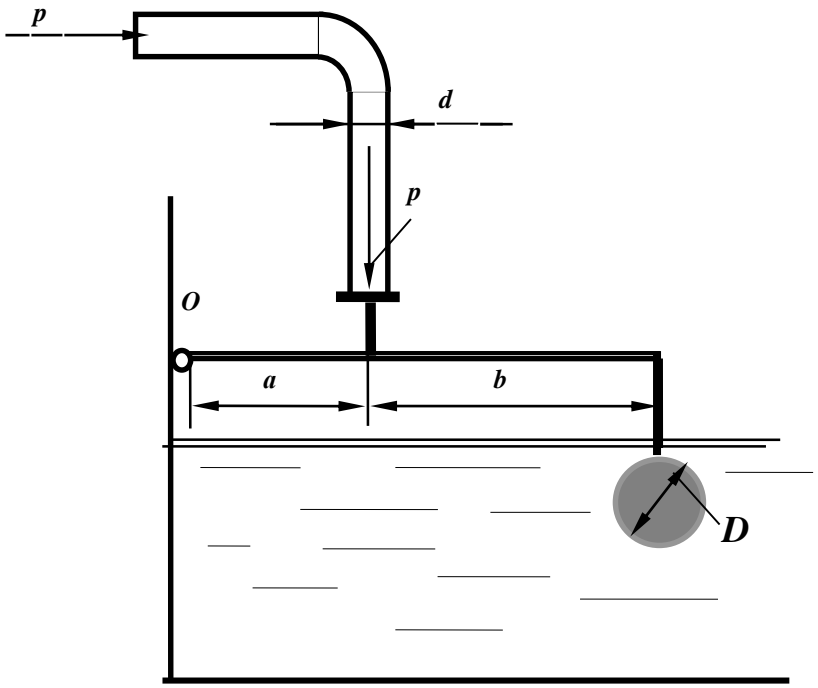
3. Дать понятие абсолютного давления. Записать абсолютное давление при манометрическом давлении $p_{ман}$= 32 кПа.

4. Показание манометра на определенной глубине в открытом резервуаре с водой равно $p_{ман}$=0,14 ат. Определить, как изменится показание манометра на той же глубине, если резервуар заполнить маслом плотностью $\rho_м$= 800 кг/м^3.

5. Нарисовать схему пьезометра для измерения абсолютного давления.

Задача

Вода, подаваемая под давлением p = 2,5 ати по трубе d = 150 мм, заполняет резервуар. Определить минимально необходимый диаметр D шарообразного поплавка, обеспечивающий автоматическое закрытие клапана при наполнении резервуара, если: a = 100 мм; b = 500 мм. Собственным весом рычага, клапана и поплавка пренебречь



Контрольная работа № 7

1. Записать основное уравнение гидростатики, пояснить все входящие в него параметры.

2. Представить давление $\boldsymbol{p}$ = 1,6 ат в единицах измерения системы СИ.

3. Дать понятие абсолютного давления. Записать величину абсолютного давления при вакуумметрическом давлении $\boldsymbol{p}_{вак}$= 38 кПа.

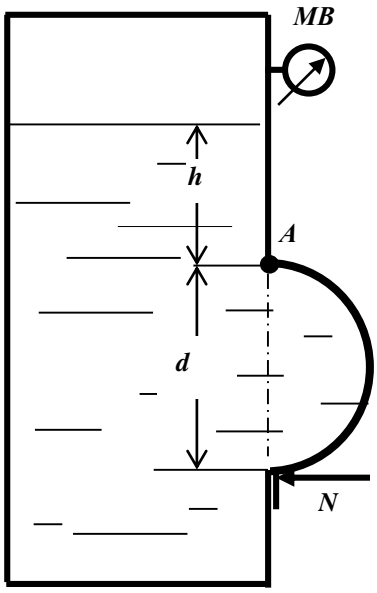
4. Показание манометра на определенной глубине открытого резервуара, заполненного бензином плотностью $\rho_{бен}$= 700 кг/м^3, равно $\boldsymbol{p}_{ман}$= 0,12 ат. Как изменится показание манометра на той же глубине, если резервуар заполнить маслом плотностью $\rho_{мас}$= 900 кг/м^3.

5. По какой формуле следует определять силу давления жидкости на плоскую стенку, если на свободной поверхности жидкости действует абсолютное давление $\boldsymbol{p_0}$ больше атмосферного, а не смоченная сторона стенки находится под атмосферным давлением?

Задача

Закрытый резервуар заполнен дизельным топливом с плотностью ρ = 846 кг/м^3. В вертикальной стенке резервуара имеется прямоугольное отверстие, закрытое полуцилиндрической крышкой. Она может поворачиваться вокруг горизонтальной оси в точке ***A***. Пренебрегая силой тяжести крышки, определить усилие ***N***, которое нужно приложить к крышке, чтобы она не открывалась при следующих данных: $\boldsymbol{p_{MB}}$ = 11,4 кПа; $\boldsymbol{d}$ = 1 м; $\boldsymbol{h}$ = 1 м; $\boldsymbol{b}$ =1,2 м.

Размер $\boldsymbol{b}$ перпендикулярен плоскости чертежа.



Контрольная работа № 8

1.Записать гидростатический закон распределения давления. Дать определение геометрического и пьезометрического напоров.

2.Представить давление $\boldsymbol{p}$ =196 кПа в технических атмосферах (ат).

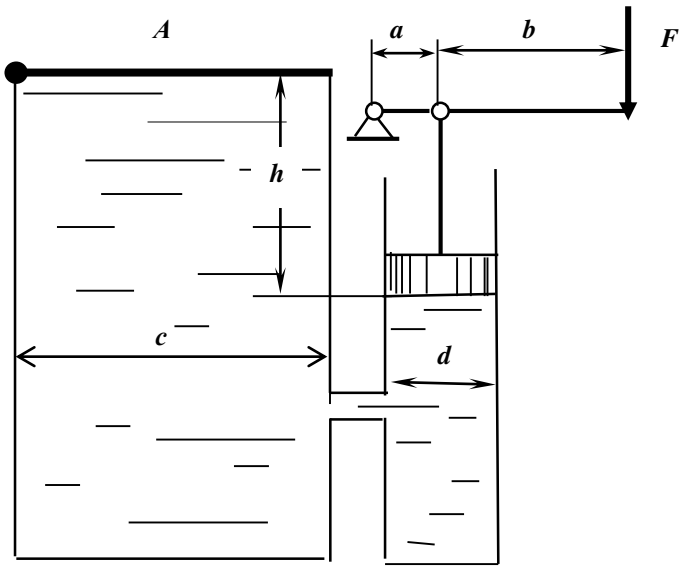
3.Определение абсолютного давления. Чему равно абсолютное давление при манометрическом давлении $\boldsymbol{p}_{ман}$= 62 кПа.

4.Показание манометра, установленного на закрытом резервуаре, заполненном маслом плотностью $\rho_{мас}$= 800 кг/м^3, равно $\boldsymbol{p}_{ман}$= 0,12 ат. Рассчитать, какой должна быть высота уровня масла в пьезометре, выведенном на уровне установки манометра.

5.Дать понятие тела давления, на примерах пояснить различные тела давления.

Задача

К рычагу гидроусилителя приложена сила $\boldsymbol{F}$. Определить силу давления жидкости с плотностью ρ = 900 кг/м^3 на квадратную крышку $\boldsymbol{A}$ при следующих данных: $\boldsymbol{F}$ = 180 Н; $\boldsymbol{d}$ = 40 мм; $\boldsymbol{c}$ =1 м; $\boldsymbol{h}$ = 1 м; $\boldsymbol{a}$ = 10 мм; $\boldsymbol{b}$ =40 мм.



Контрольная работа № 9

1.Понятие гидростатического давления. Расчетная формула давления. Единицы измерения давления.

2.Представить давление, равное $\boldsymbol{p}$ = 12 м вод. ст., в единицах измерения системы СИ.

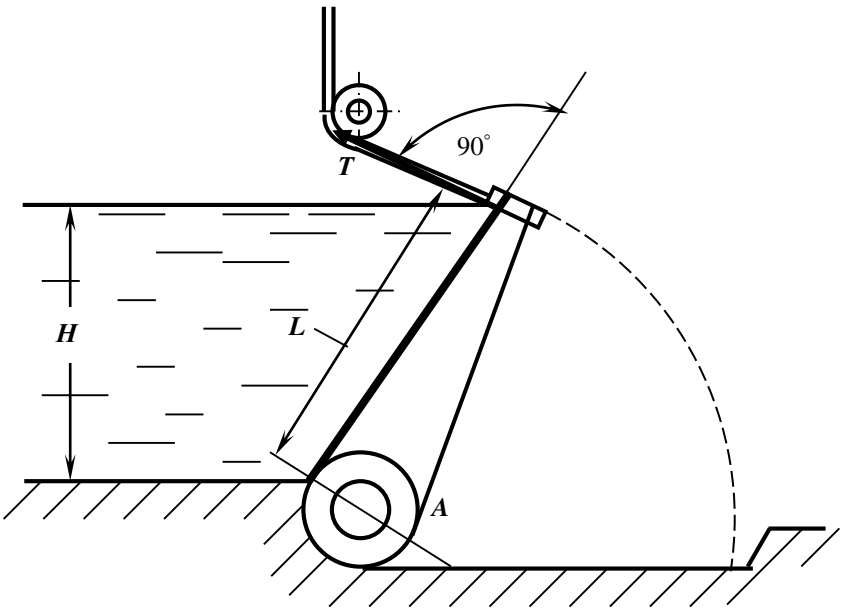
3.Абсолютное давление в измеряемой области равно $\boldsymbol{p}_{абс}$= 0,38 ат. Установить, каким прибором следует пользоваться для измерения давления, рассчитать его величину в системе СИ.

4.Определить давление на поверхности жидкости закрытого резервуара, если показание ртутного U- образного манометра, установленного на глубине $\boldsymbol{h}$ = 1,5 м равно $\boldsymbol{p}$ = 100 мм рт.ст.

5.Какой зависимостью выражается гидростатический напор?

Задача

Плоский прямоугольный затвор с размерами $\boldsymbol{L}$ = 2,5 м и $\boldsymbol{B}$ = 10 м создает подпор воды $\boldsymbol{H}$ = 2,3 м. Затвор может вращаться относительно оси шарнира ***A.*** Определить силу натяжения троса ***T***, удерживающую затвор в заданном положении. Размер ***B*** перпендикулярен плоскости чертежа



Контрольная работа № 10

1.Понятие физического свойства ***вязкость.*** Коэффициенты, характеризующие вязкость, единицы их измерения.

2.Перевести давление, равное 12 м вод.ст., в мм рт.ст.

3.Дать понятие абсолютного давления. Записать величину абсолютного давления в измеряемой области, если показание манометра в этой области равно $p_{ман}$= 0,8 ат.

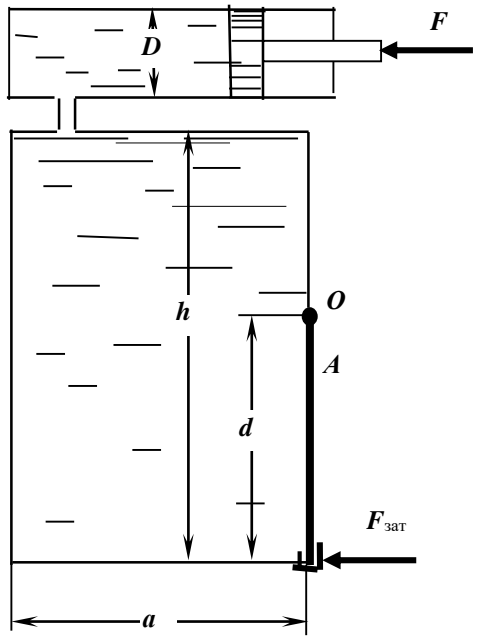
4.Вакуумметрическое давление на поверхности воды в закрытом резервуаре равно $p_{вак}$= 0,6 ат. Установить, каким прибором следует измерить давление на глубине h = 1,5 м и рассчитать его величину.

5.Как расположена линия действия силы избыточного (весового) давления жидкости, действующей на плоскую фигуру любой формы?

Задача

Жидкость в емкости «$a \cdot h$» нагревается до температуры 20ºС. Определить усилие F, которое требуется приложить к поршню расширительного цилиндра диаметром D, чтобы сохранился прежний объем жидкости?

Также найти усилие $F_{зат}$, на которое должен быть рассчитан затвор круглой крышки диаметром d при следующих данных: плотность ρ = 1000 кг/м^3, d =500 мм, D =260 мм, h = 2 м, a =1,5 м; β_T=150·10^{-6}1/град; β_p=0,5 ·10^{-10}Па$^{-1}$.



Контрольная работа № 11

1. Понятие ***плоскости уровня***. Уравнение плоскости уровня. Значение параметров, входящих в уравнение.

2. Представить перевод давления $\boldsymbol{p}$ = 100 мм рт. ст. в единицах измерения системы СИ.

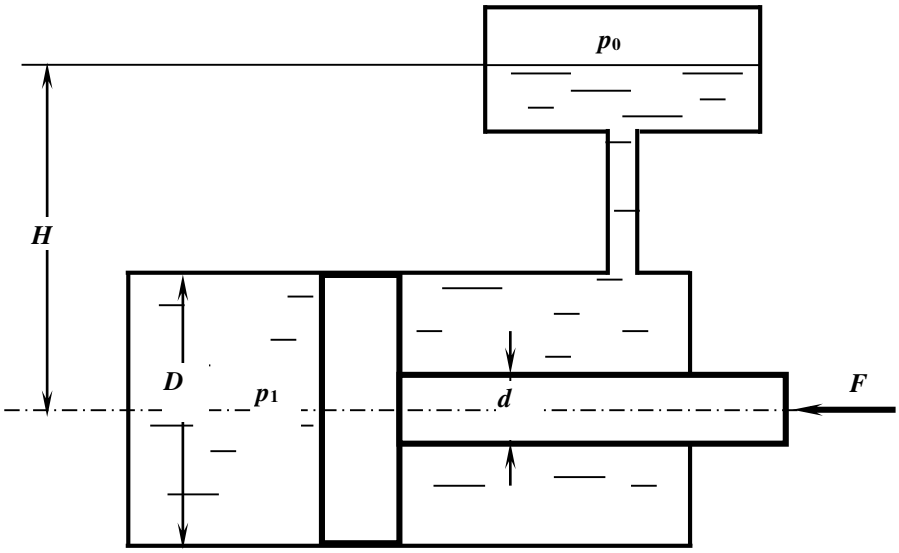
3. Записать величину абсолютного давления в измеряемой области, если показание вакуумметра в этой области $\boldsymbol{p}_{вак}$= 0,6 ат.

4. Вакуумметрическое давление на поверхности закрытого резервуара равно $\boldsymbol{p}_{вак}$= 0,1 ат. Установить каким прибором следует измерить давление на глубине $\boldsymbol{h}$ = 3,0 м и рассчитать его величину.

5. Размерность кинематического коэффициента вязкости в системе СИ

Задача

Определить давление жидкости $\boldsymbol{p}_1$ в гидроцилиндре, необходимое для преодоления усилия на штоке $\boldsymbol{F}$ при следующих данных: $\boldsymbol{F}$ = 10 кН; диаметр поршня $\boldsymbol{D}$ =160 мм; диаметр штока $\boldsymbol{d}$ = 80 мм; $\boldsymbol{p}_0$ = 20 кПа, $\boldsymbol{H}$ = 10 м; ρ =900 кг/м^3.



Контрольная работа № 12

1.Записать гидростатический закон распределения давления. Дать понятие геометрического и пьезометрического напоров.

2.Представить давление p = 68 кПа в м вод. ст.

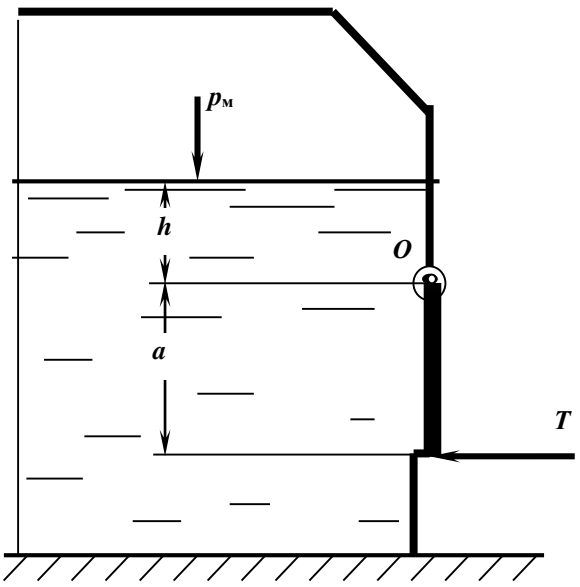
3.Абсолютное давление в измеряемой области равно $p_{абс}$ =198 кПа. Установить, каким прибором следует пользоваться для измерения давления и рассчитать показание этого прибора.

4.Показание манометра на глубине h =1,5 м закрытого резервуара, заполненного водой, равно $p_{ман}$= 0,121 ат. Определить, каким будет показание манометра на той же глубине, если резервуар будет заполнен маслом. Плотность масла равна $\rho_{мас}$= 800 кг/м^3.

5.Записать дифференциальные уравнения равновесия жидкости; пояснить параметры, входящие в уравнения.

Задача

Усилие T удерживает плоскую квадратную крышку со стороной a в закрытом положении. Определить предельно допустимое значение избыточного давления над уровнем жидкости $p_м$, при котором крышка остается в закрытом положении, при следующих данных: T = 2100 Н, a = 50 см, h = 2 м, ρ =1000 кг/м^3.



Контрольная работа № 13

1. Понятие физического свойства жидкости ***капиллярность***.

2. Представить давление $\boldsymbol{p}$ = 300 мм рт.ст. в единицах измерения системы СИ.

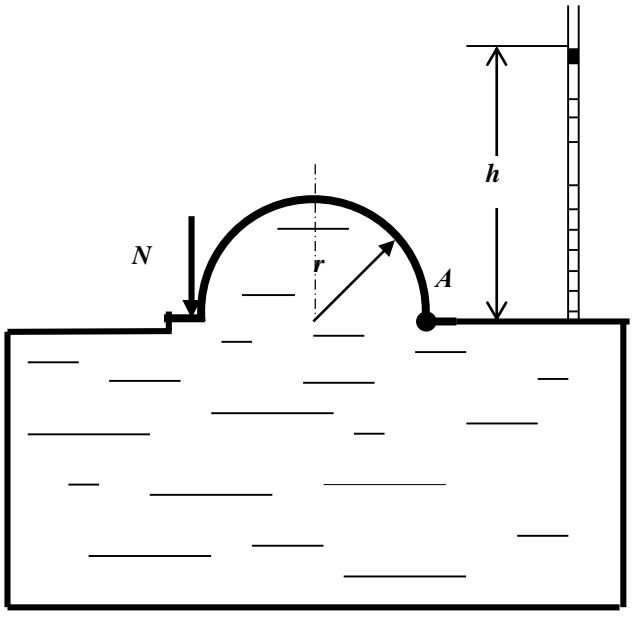
3. Показание манометра в измеряемой области равно $\boldsymbol{p}_{\text{ман}}$= 0,12 ат. Представить расчет абсолютного давления в этой области и его величину в системе СИ.

4. В закрытом резервуаре, заполненном бензином, показание манометра на некоторой глубине составляет $\boldsymbol{p}_{\text{ман}}$= 0,07 ат. Определить пьезометрическую высоту, соответствующую этому давлению: $\rho_б$=700 кг/м^3.

5. Каковы единица измерения ***динамической вязкости*** ?

Задача

Определить усилие $\boldsymbol{N}$, которое нужно приложить к цилиндрическому затвору, установленному на квадратном отверстии крышки резервуара с водой, при следующих данных: $\boldsymbol{h}$ = 1м, $\boldsymbol{r}$ = 0,2 м. Затвор поворачивается вокруг шарнира в точке $\boldsymbol{A}$.



Контрольная работа № 14

1. Представить ***основное уравнение гидростатики***, дать определение, пояснить значение входящих параметров.

2. Представить давление p = 730 мм рт.ст. в ат.

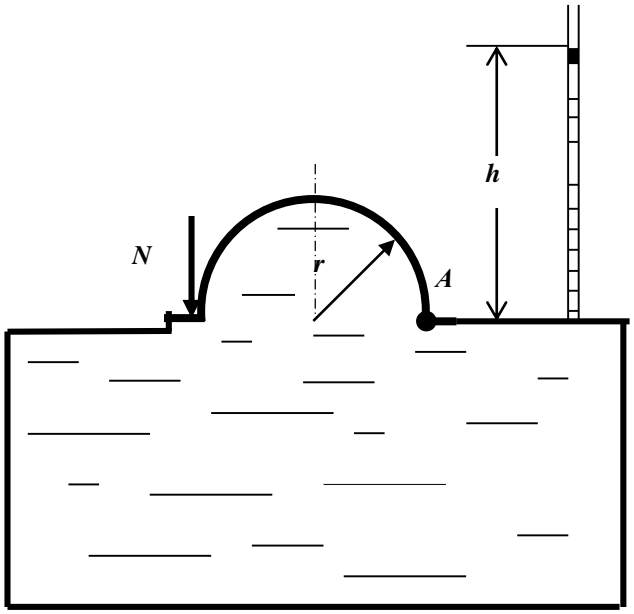
3. Абсолютное давление в измеряемой области равно $p_{абс}$= 68 кПа. Определить, каким будет показание мановакуумметра, установленного в этой области, и величину давления.

4. В закрытом резервуаре, заполненном маслом, показание манометра на определенной глубине составляет $p_{ман}$= 0,06 ат. Определить какой будет пьезометрическая высота (напор) на уровне установки манометра. Плотность масла принять $\rho_м$ = 800 кг/м^3.

5. Дать определение свойства жидкости ***сжимаемость.***

Задача

Запорное устройство полусферической крышки радиусом r рассчитано на усилие N. Определить показание манометра в центре боковой стенки при максимально допустимом давлении в жидкости плотностью ρ = 900 кг/м^3: N = 90 кН, a =3 м, r =0,4 м.



Контрольная работа № 15

1.Записать уравнения Эйлера для равновесного состояния жидкости. Пояснить параметры, входящие в уравнение.

2.Показание манометра на глубине h =2,5 м закрытого резервуара, заполненного водой, равно $p_{ман}$= 0,32 ат. Определить, каким будет показание манометра на той же глубине, если резервуар будет заполнен маслом. Плотность масла равна $\rho_{мас}$= 800 кг/м^3.

3.Определить показание механического вакуумметра (в ат), установленного на воздушном резервуаре, если показание ртутного вакуумметра, присоединенного к тому же резервуару, составляет 0,2 м.

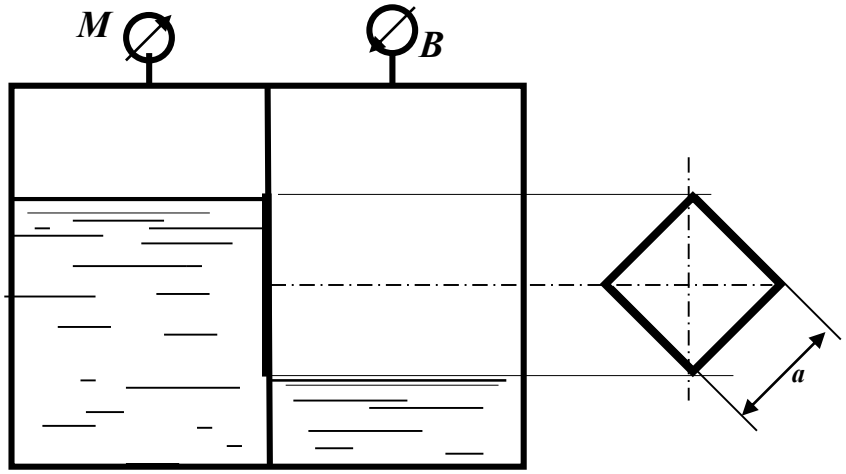
4.В чем физический смысл понятия ***гидростатического давления***.

5.Какие силы действуют в жидкости?

Задача

Замкнутый резервуар с нефтью (ρ =900 кг/м^3) разделен на две части плоской перегородкой, имеющей квадратное отверстие со стороной a = 1 м. Давление над нефтью в левой части резервуара определяется показанием манометра p_M= 0,15 ат, а в правой – показанием вакуумметра p_B= 0,2 ат.

Найти величину силы давления, действующей на крышку, закрывающую отверстие в перегородке, и точку ее приложения.



Контрольная работа № 16

1. Какое движение жидкости называется установившимся?

2. Определить диаметр трубы для пропуска воды с расходом Q = 2,0 л/с при скорости V= 1,0 м/с.

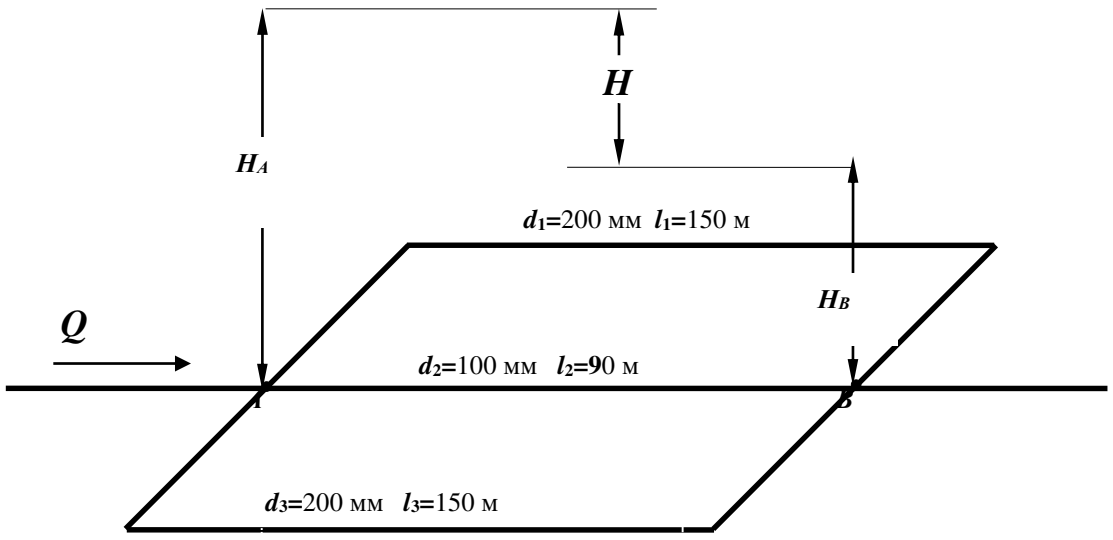
3. Рассчитать коэффициент сопротивления вентиля $\zeta_{вент}$, если потери напора в нем составляют $h_{вент}$= 0,25 м при скорости V= 0,5 м/с.

4. Записать уравнение Бернулли для целого потока реальной жидкости, представить диаграмму уравнения.

5. Определить режим движения жидкости в трубе d = 100 мм, шероховатостью Δ = 0,05 мм при скорости движения V = 0,21 м/с. Коэффициент кинематической вязкости жидкости ν = $0{,}7 \times 10^{-6}$ м^2/с. Для турбулентного режима проверить область сопротивления.

Задача

Определить расход воды, подводимый к системе параллельно соединенных труб, если действующий напор H=10 м. Трубы стальные, новые. Местными потерями пренебречь.



Контрольная работа № 17

1.Какое движение жидкости называется равномерным?

2.Определить скорость движения воды в трубе диаметром d_1 = 50 мм, если при постоянном расходе скорость в трубе d_2= 100 мм равна V_2 = 1,0 м/с.

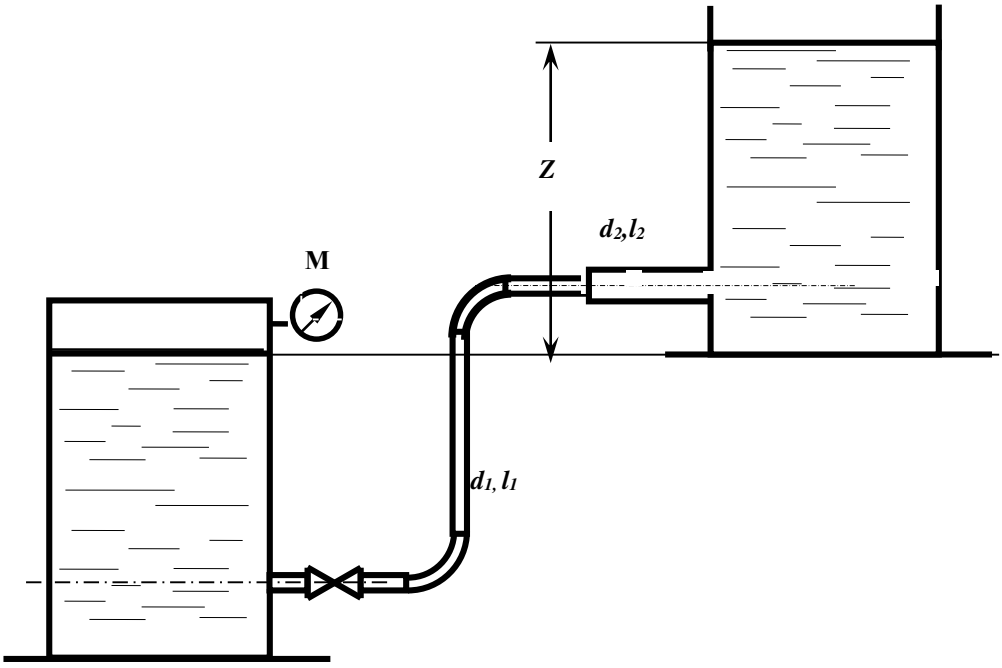
3.Геометрический смысл уравнения Бернулли для идеальной жидкости. Диаграмма уравнения.

4.Определить потери напора в пробковом кране $h_{кр}$, если коэффициент сопротивления крана $\zeta_{кр}$= 17,0, а скорость движения воды V = 1,2 м/с.

5.Определить потери напора при подаче воды по трубопроводу d=200 мм и длиной l=1500 м при скорости потока V=13,1 см/с и температуре 10^0С (ν=0,0131 см^2/с). Трубы стальные, новые (Δ=0,05мм).

Задача

Определить максимально возможную высоту наполнения верхнего резервуара Z из нижней емкости при расходе воды Q = 8 л/с по двум коротким трубам d_1= 100 мм, l_1= 40 м, d_2 = 150 м, l_2 = 60 м при показании манометра $p_м$ = 50 кПа; ν = 0,01 Ст; Δ = 0,1 мм; пробковый кран закрыт на 30^o.



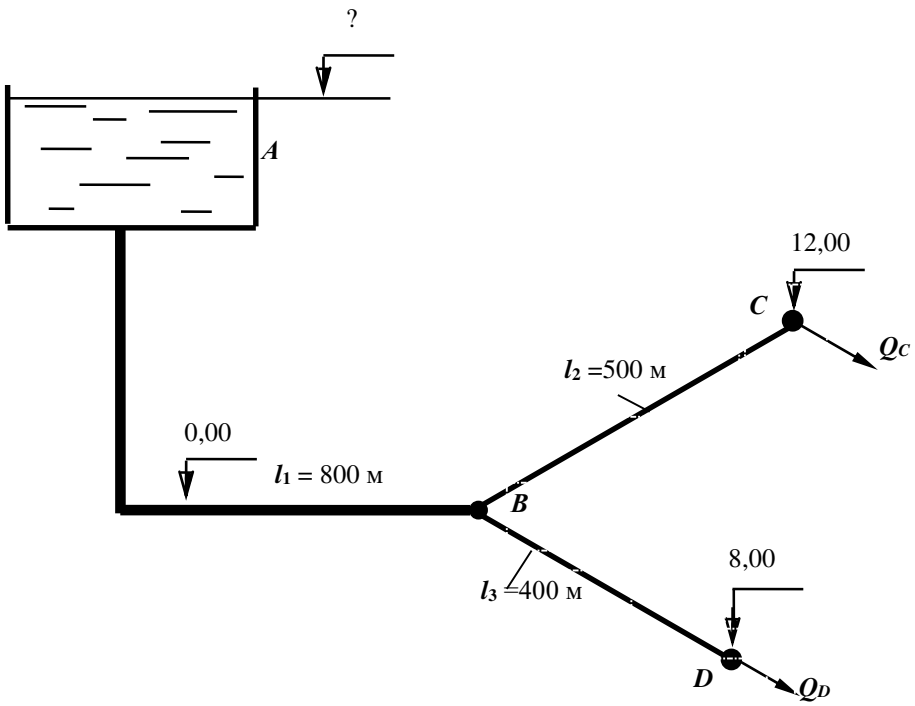
Контрольная работа № 18

1.Какой трубопровод называется коротким?
2.Рассчитать расход воды в трубе d = 100 мм при скорости V =1,27 м/с.
3.Как экспериментально определяется скоростной напор и рассчитывается скорость в точке потока? Нарисовать схему прибора.
4.Какие гидравлические сопротивления называются местными? Привести расчетную формулу определения потерь напора в местных сопротивлениях.
5.Определить режим движения жидкости в трубе d = 100 мм и шероховатостью Δ = 0,05 мм при пропускной способности Q = 1,6 л/с, если коэффициент кинематической вязкости $\nu = 0{,}7 \times 10^{-6}$ м^2/с. Для случая турбулентного режима движения установить область сопротивления.

Задача

Из напорного бака ***A*** идет магистральный трубопровод длиной ***l*** =800 м.

В т.***B*** магистраль разделяется на две нитки: одна идет к пункту ***C***, где расходуется $\boldsymbol{Q}_C$ =11 л/с, другая –к пункту ***D***, где потребляется $\boldsymbol{Q}_D$ =95 л/с. Определить диаметры каждого участка и отметку уровня воды в баке, при условии, что $\boldsymbol{V} \leq 1{,}2$ м/с.



Контрольная работа № 19

1.От чего зависит величина коэффициента гидравлического трения в квадратичной области сопротивления турбулентного режима?

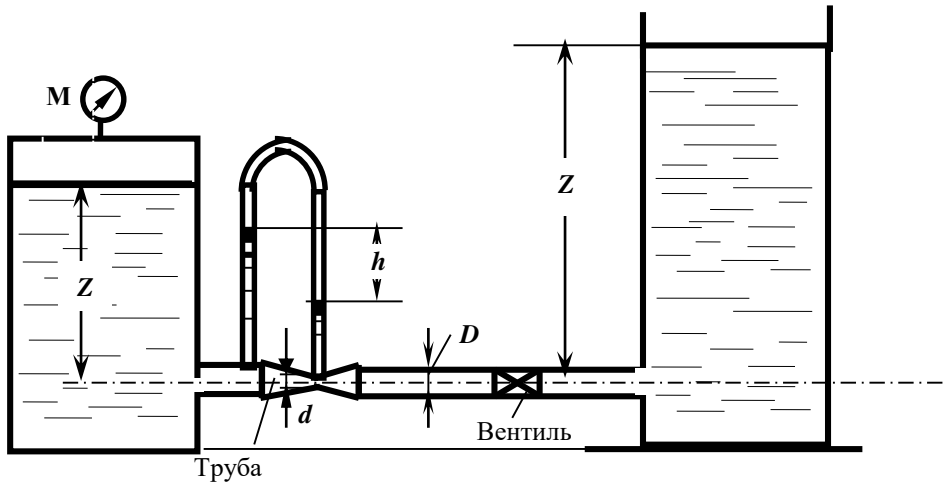
2. Рассчитать диаметр трубы для пропуска расхода Q =2 л/с при скорости V =1,0 м/с.
3.Каким прибором определяется полный напор в точке потока жидкости? Начертить схему прибора.

4.Какие внешние факторы вызывают потери напора по длине? Записать расчетные зависимости для определения этих потерь.

5.Определить режим движения жидкости в трубе диаметром d = 50 мм при расходе **Q** = 1,2 л/с, если коэффициент кинематической вязкости жидкости равен $\nu = 0{,}3 \times 10^{-4}$ м^2/с.

Задача

В трубопроводе диаметром D = 100 мм длиной l = 100 м установлен расходомер Вентури с модулем $d^2/D^2 = 0{,}3$.Определить расход воды Q по перепаду уровней жидкости в дифманометре h = 0,5 м. Определить избыточное давление на поверхности жидкости в баке, под действием которого происходит движение при следующих данных: Z_1 = 2 м, Z_2 = 5 м, коэффициенты сопротивления вентиля принять $\zeta_{вен} = 7{,}0$; трубы Вентури $\zeta_{Вент} = 0{,}5$; остальные коэффициенты местных сопротивлений по таблице. Труба водопроводная нормальная (коэффициет Дарси при турбулентном режиме можно определить по таблице).



Контрольная работа № 20

1.Какой трубопровод называется простым?

2.Рассчитать гидравлический радиус потока жидкости в круглой трубе диаметром d = 100 мм и в трубе квадратного сечения со стороной a = 200 мм.

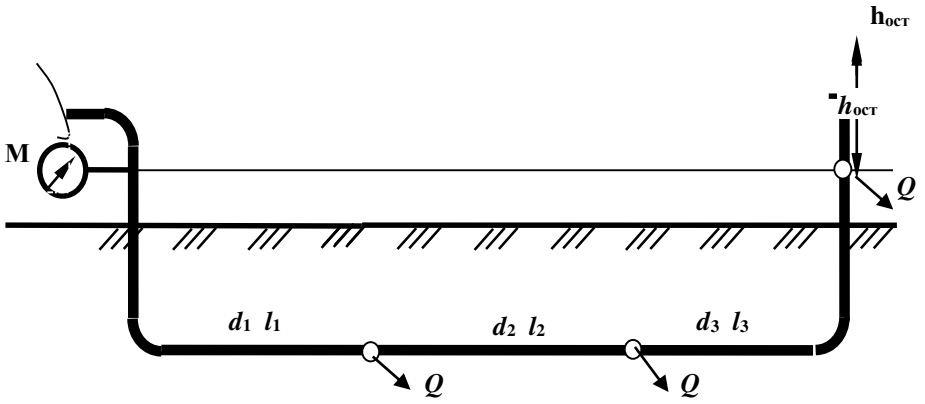
3.Представить уравнение Бернулли для элементарной струйки реальной жидкости, начертить диаграмму уравнения. Дать пояснение всех параметров, входящих в уравнение.

4.Как изменятся потери напора по длине при постоянном расходе, если диаметр трубопровода уменьшится в 2 раза? Показать расчетом.

5.Определить, при каком значении коэффициента кинематической вязкости ν возможен ламинарный режим в трубе d = 50 мм при скорости движения V =1,2 м/с.

Задача

Определить расходы воды у потребителей в системе трех последовательно соединенных труб: d_1 = 200 мм, l_1 = 600 м, d_2 = 150 мм, l_2 = 300 м, d_3 = 100 мм, l_3 = 200 м, если показания манометра в начале системы $p_м$ = 3,0 ат и остаточный напор у потребителя должен быть не менее 10 м. Местные потери принять равными 5% от потерь по длине. Построить пьезометрическую линию.



Контрольная работа № 21

1.Дать определение ламинарного режима.

2.Определить, при какой скорости воды в трубе диаметром ***d*** = 100 мм будет обеспечен расход **Q** = 2 ,0 л/с.

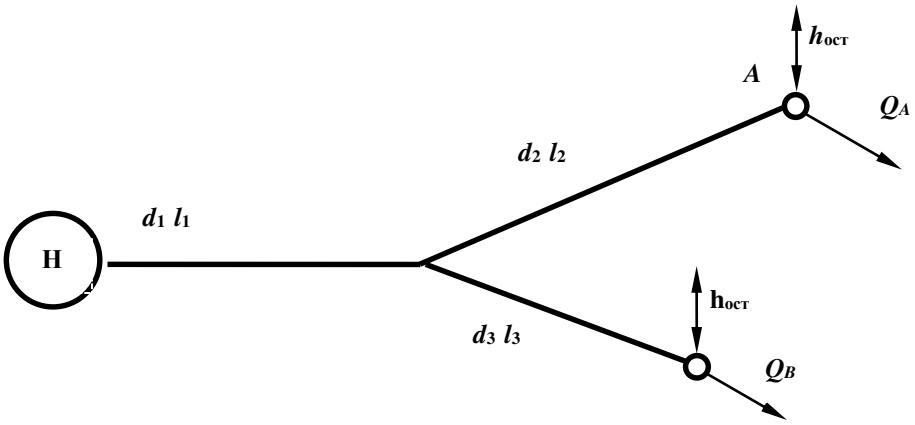
3. Записать уравнение Бернулли для элементарной струйки реальной жидкости, построить диаграмму уравнения, пояснить параметры, входящие в уравнение.

4.Рассчитать потери напора по длине в трубе диаметром ***d*** = 100 мм длиной ***L*** **=** 10 м при расходе ***Q*** = 8,2 л/с и коэффициенте гидравлического трения λ = 0,04.

5.Определить режим движения воды в трубе диаметром *d* = 100 мм при скорости *V* =1,2 м/с, если кинематический коэффициент вязкости $\nu = 10^{-6}$ м^2/с, шероховатость внутренней поверхности трубы Δ=0,5мм. При турбулентном режиме установить область сопротивления.

Задача

Рассчитать тупиковую водопроводную систему, снабжающую водой шахты ***A*** и ***B***, а также определить высоту водонапорной башни ***H*** (действующий напор), если остаточный напор у потребителя должен быть не менее 10 м , расходы шахт составляют Q_A = 40 л/с; Q_B = 60 л/с, эксплуатационная скорость в трубах $V_{экс}$ =1,5 м/с; длины участков: l_1 = 1000 м, l_2 = 1200 м, l_3 = 900 м. Местные потери принять равными 10% от потерь по длине. Построить пьезометрическую линию. Чертеж представлен в плане



Контрольная работа № 22

1.Охарактеризовать турбулентный режим движения.

2.Определить пропускную способность (расход) для трубы диаметром d = 100 мм при скорости движения потока воды V =1,27 м/с.

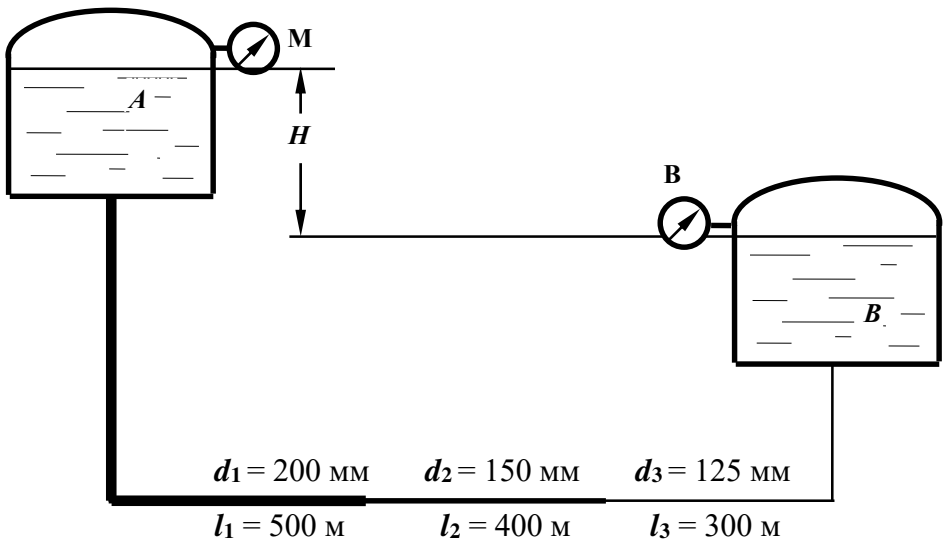
3.Записать уравнение Бернулли для потока вязкой жидкости, построить диаграмму уравнения. Пояснить параметры, входящие в уравнение.

4.Рассчитать коэффициент гидравлического трения λ для водопроводной трубы d = *100* мм, длиной L = 40 м, если потери напора по длине h_l = 1,5 м при расходе Q = 9 ,5 л/с.

5.Определить режим движения воды в трубе диаметром d = 50 мм с шероховатостью Δ= 1,0 мм при скорости V =1,2 м/с, если кинематический коэффициент вязкости $\nu = 10^{-6}$ м^2/с. Для турбулентного режима установить область сопротивления.

Задача

Расход Q = 20 л/с поступает из напорного бака A в резервуар B по системе последовательно соединенных труб (размеры – на схеме). Определить H при следующих показаниях приборов: $p_{ман}$=0,5 ат, $p_{вак}$= 0,2 ат. Трубы водопроводные нормальные. Местные потери составляют 10% потерь по длине. Построить пьезометрическую линию.



Контрольная работа № 23

1.Что такое критическая скорость и как ее определить для трубопровода?

2.Определить пропускную способность (расход) для трубы диаметром ***d*** = 100 мм, при скорости движения потока воды ***V*** =2,0 м/с; какой режим движения в трубе при этой скорости?

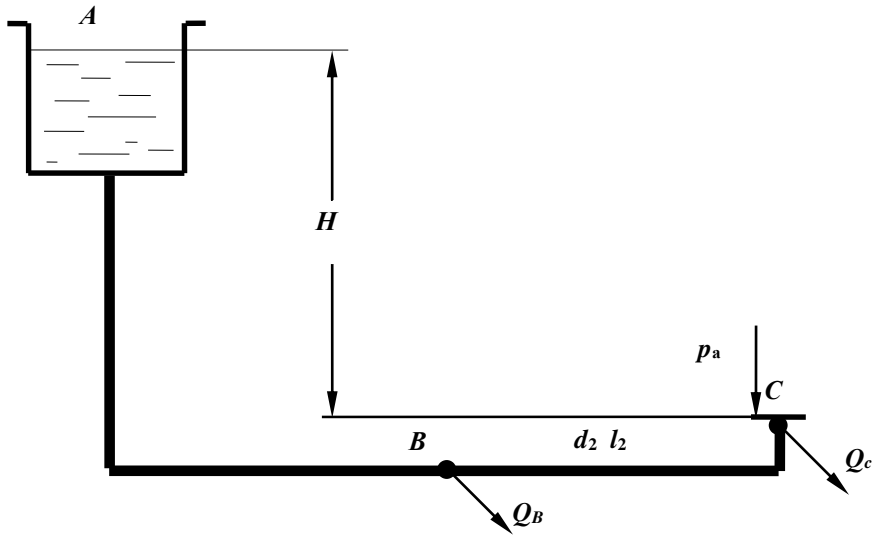
3.Построить диаграмму уравнения Бернулли для элементарной струйки реальной жидкости; пояснить геометрический смысл уравнения.

4.Как изменятся потери напора по длине, если расход жидкости увеличится в 2 раза, показать расчетом.

5.Определить, при какой скорости возможен ламинарный режим для потока жидкости в трубе диаметром ***d*** = 50 мм, если коэффициент кинематической вязкости жидкости равен $\nu = 0{,}3 \times 10^{-4}$ м^2/с.

Задача

Из водонапорного бака ***A*** в пункты ***B*** и ***C*** подаются одинаковые расходы воды $Q_B = Q_c = Q$. Определить величину ***Q*** расхода у потребителей, если напор ***H*** =15 м, трубы водопроводные, нормальные, соединены последовательно: d_1 = 100 мм, l_1 = 500 м, d_2 = 75 мм, l_2 = 300 м. Местные потери принять равными 5% от потерь по длине.



Контрольная работа № 24

1.Записать уравнение неразрывности потока.

2.Дать понятие гидростатического напора в сечении потока. Как он определяется экспериментально?

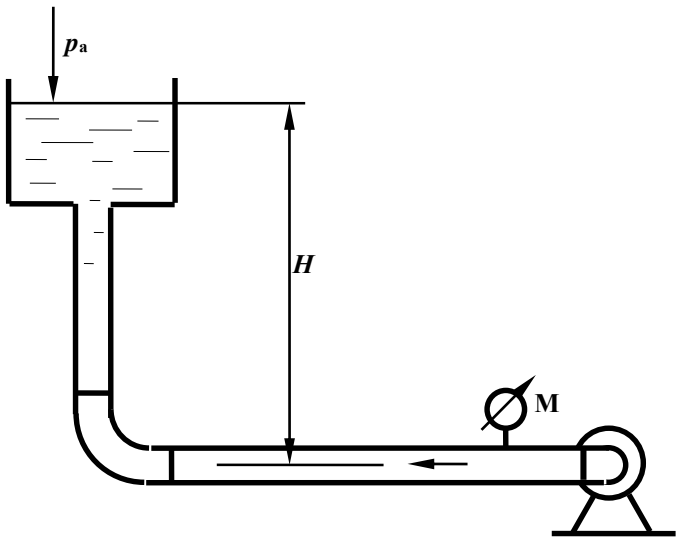
3.Рассчитать при каком значении коэффициента сопротивления пробкового крана $\zeta_{кр}$ будет обеспечен расход **Q** = 1 л/с в трубе диаметром ***d*** = 50 мм, если величина потерь напора в кране составляет $h_{кр}$= 25 см.

4.Определить потери напора по длине в трубе длиной ***L*** = 20 м диаметром ***d*** = 50 мм с абсолютной шероховатостью Δ= 0,5 мм при расходе **Q** = 2,5 л/с, если коэффициент кинематической вязкости воды $\nu = 10^{-6}$ м^2/с.

5.Рассчитать гидравлический радиус потока жидкости в круглой трубе диаметром ***d*** = 200 мм и в трубе квадратного сечения со стороной ***a*** = 100 мм.

Задача

Определить манометрическое давление, которое должен создавать насос, чтобы подать воду в количестве ***Q*** = 5 л/с в водонапорный бак на высоту ***H*** = 12 м по трубопроводу длиной ***l*** = 50 м с высотой выступов шероховатости внутренней поверхности трубы $\Delta_э$ = 1мм; при температуре воды ***t*** = 15^{0}С (ν = 0,011463 см^2/с). Диаметр трубы ***d***=150 мм, коэффициент сопротивления колен $\zeta_{кол}$ = 0,29.



Контрольная работа № 25

1.Определение потерь напора по длине с помощью обобщенных параметров.

2. Рассчитать диаметр трубопровода для пропуска расхода **Q** =4 л/с при скорости ***V*** =1,6 м/с.

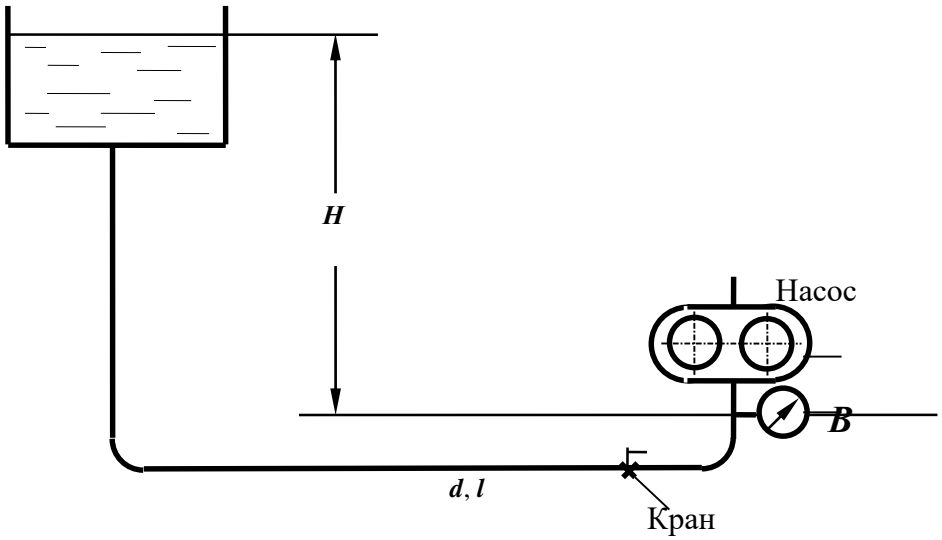
3.Записать уравнение Бернулли для потока вязкой жидкости, построить диаграмму уравнения. Пояснить параметры, входящие в уравнение, исходя из геометрической интерпретации уравнения.

4.Определить потери напора в пробковом кране $h_{кр}$, если коэффициент сопротивления крана $\zeta_{кр}$= 27,0, а скорость движения воды ***V*** = 2,1 м/с.

5.Определить режим движения жидкости в трубе диаметром ***d*** = 100 мм с абсолютной шероховатостью **Δ=** 0,05 мм при скорости ***V*** =0,21 м/с, если коэффициент кинематической вязкости жидкости $\nu = 0{,}7 \times 10^{-6}$ м^2/с.

Задача

Определить расстояние ***H*** от уровня жидкости в маслобаке, если давление на входе в шестеренный насос системы смазки, подающий расход ***Q*** = 1 л/с машинного масла $p_{вак}$=0,1 ат; $\rho_м$ = 900 кг/м^3, $\nu = 38 \cdot 10^{-6}$ м^2/с, ***d*** = 35 мм, ***l*** = 5 м, , $\zeta_{кр}$ = 4, $\zeta_{кол}$ = 0,3.



Контрольная работа № 26

1.Дать определение понятия «***гидравлически гладкие стенки***».

2.Определить разность показаний трубки Пито и пьезометра, если скорость в точке установки прибора равна u =0,21 м/с. Начертить схему установки приборов.

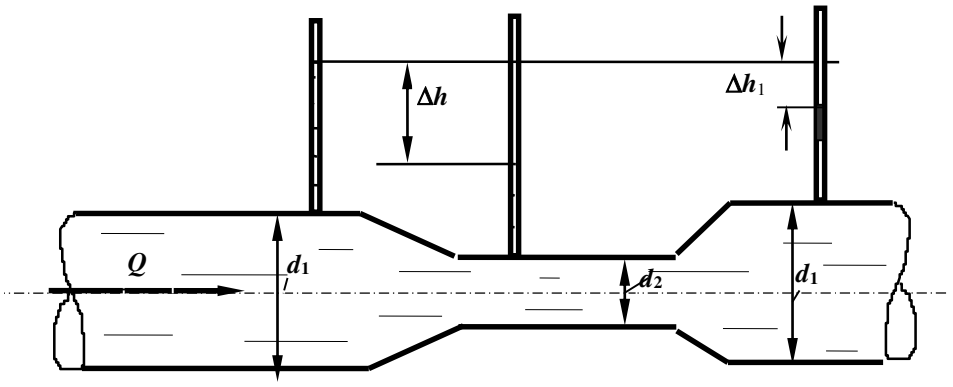
3.Как преобразуется уравнение Бернулли при переходе от элементарной струйки идеальной жидкости к элементарной струйке реальной вязкой жидкости; привести формулы, пояснить параметры.

4.Определить разность показаний пьезометров, установленных до и после пробкового крана, если скорость движения воды в трубопроводе равна V =0,8 м/с, а коэффициент сопротивления пробкового крана равен $\zeta_{кр}$= 7,0.

5.Определить, каким должно быть давление в начале трубы для транспортирования воды, если длина участка составляет L = 150 м, диаметр d = 100 мм с абсолютной шероховатостью Δ= 0,5 мм, показание манометра в конце участка p = 0,7 ат, пропускная способность трубы равна Q = 6,3 л/с, кинематической коэффициент вязкости жидкости $\nu = 10^{-6}$ м^2/с.

Задача

Определить разность показаний пьезометров Δh, установленных на водомере Вентури с диаметрами d_1 = 100 мм, d_2 = 50 мм, если расход воды равен Q = 3 л/с. Потерями напора в водомере пренебречь, коэффициент Кориолиса α принять равным 1. Найти также Δh_1 для случая учета сопротивления трубы Вентури , если принять $\zeta_{Вентури}$= 0,5.

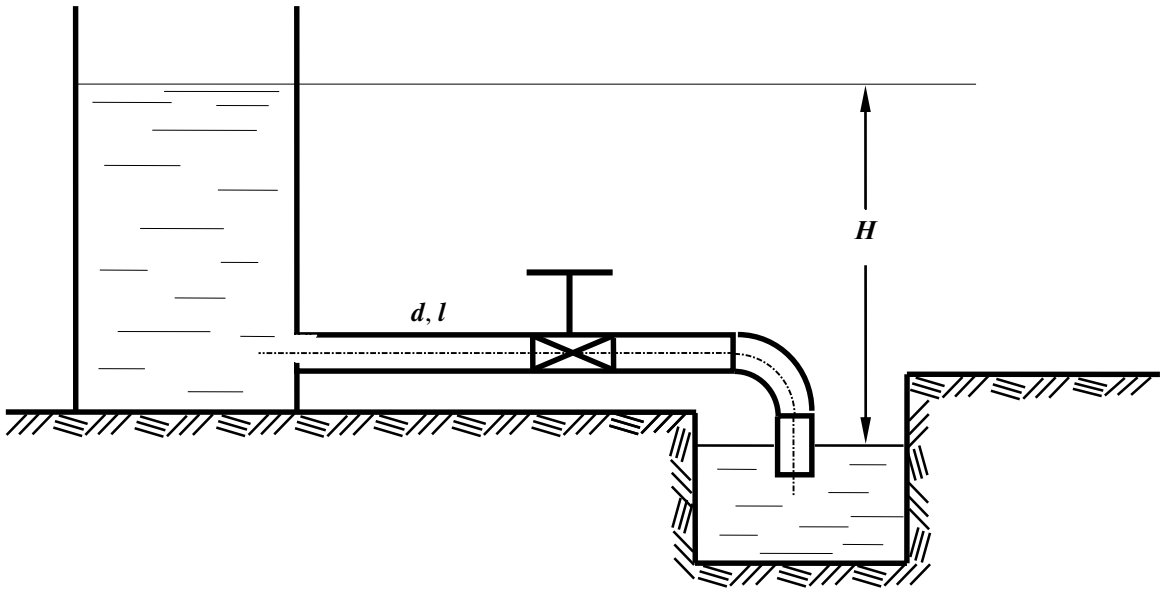


Контрольная работа № 27

1.Каким должен быть коэффициент сопротивления вентиля, чтобы при пропускной способности трубопровода Q = 2,5 л/с потери напора в вентиле составили $h_{вент}$= 32 см. Диаметр трубопровода равен d = 50 мм.
2.Определить скорость по оси потока жидкости в горизонтальной трубе, если показание трубки Пито, установленной по оси потока равно 100 мм, а показание пьезометра – 50 мм. Начертить схему установки приборов.
3.Записать уравнение Бернулли для потока реальной жидкости, начертить диаграмму уравнения.
4.Разность показаний пьезометров, установленных на расстоянии L = 5 м в горизонтальной водопроводной трубе диаметром d = 50 мм, равна 30 см. Определить коэффициент гидравлического трения (λ), если расход воды составляет Q = 2,5 л/с.
5.Что такое квадратичная область сопротивления?

Задача

Определить, какой должна быть разность уровней трансформаторного масла в резервуаре и отстойнике, чтобы по трубе диаметром d = 50 мм и длиной l = 25 м проходил расход Q = 3,0 л/с. На трубе установлен пробковый кран с углом открытия α = 20°. Кинематический коэффициент вязкости масла $\nu = 0{,}38 \cdot 10^{-4}$ м^2/с.



Контрольная работа № 28

1.Пояснить, какие параметры составляют гидравлическую характеристику сечения потока. Дать определения.

2.В горизонтальной трубе с плавным сужением скорость в первом сечении равна V =0,5 м/с, пьезометрический напор – $p_1/\rho g$ = 0,8 м. Рассчитать пьезометрический напор во 30втором сечении, если диаметр трубы уменьшится в два раза.

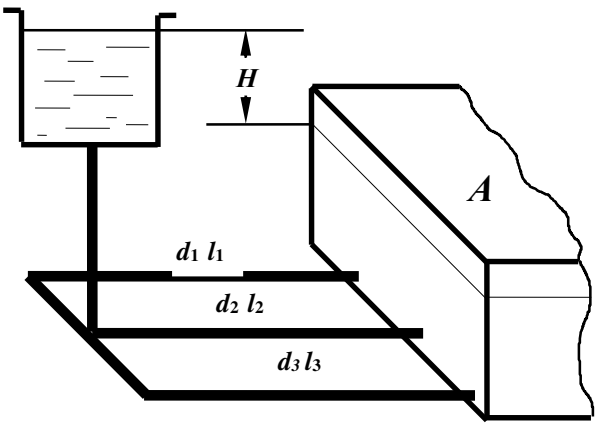
3.Как преобразуется уравнение Бернулли при переходе от элементарной струйки идеальной жидкости к элементарной струйке реальной жидкости. Записать уравнения.

4. Рассчитать критическую скорость для потока бензина в трубе диаметром d = 50 мм, 30пли кинематический коэффициент вязкости бензина равен $\nu = 0{,}7 \times 10^{-6}$ м^2/с.

5.Определить давление в начале водопроводной стальной трубы длиной L =200 м, диаметром d = 100 мм с абсолютной шероховатостью Δ= 0,5 мм, если показание манометра в конце участка p = 0,9 ат, пропускная способность трубы равна **Q =** 5,3 л/с, кинематической коэффициент вязкости жидкости $\nu = 10^{-6}$ м^2/с.

Задача

В бассейн A из напорного бака через три параллельно соединенных трубопровода поступает расход Q = 50 л/с. Определить необходимый напор H и расход в каждом трубопроводе, трубы водопроводные, нормальные; область сопротивления – квадратичная. Местные потери напора принять равными 10% от потерь по длине. Размеры труб: d_1=150 мм; l_2=450м d_2 =100 мм; l_2=400м; d_3=200мм; l_3=420м.



Контрольная работа № 29

1.Записать дифференциальные уравнения движения жидкости (уравнение Эйлера).

2.Рассчитать скоростной напор потока воды в трубе диаметром d = 100 мм, если при таком же расходе скоростной напор в трубе диаметром d = 50 мм равен 0,2 м.

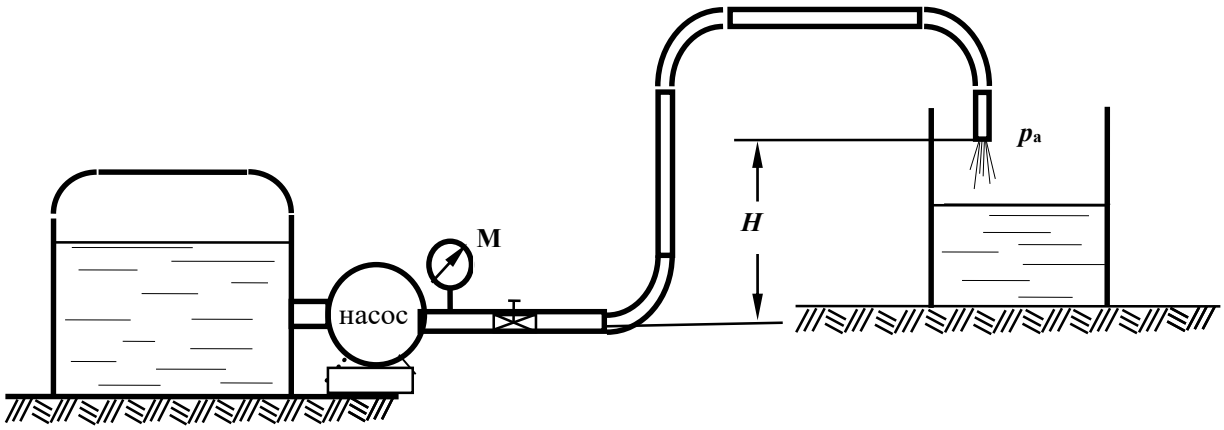
3.Записать уравнение Бернулли для элементарной струйки вязкой жидкости. Дать пояснения параметров, входящих в уравнение, учитывая его геометрическую интерпретацию. Построить диаграмму уравнения.

4.При какой скорости потока воды произойдет переход от ламинарного режима к турбулентному в стеклянной трубе диаметром d = 30 мм, если кинематический коэффициент вязкости равен $\nu = 10^{-6}$ м^2/с.

5.Определить потери напора при подаче воды по трубопроводу диаметром d = 50 мм и длиной l=150 м при скорости потока V=1,3 м/с и температуре 10^0С (ν=0,0131 см^2/с). Трубы стальные, новые (Δ=0,05мм).

Задача

Определить длину трубопровода диаметром d = 100 мм (Δ = 0,5 мм), с помощью которого бензин ($\rho_б$ = 700 кг/м^3 и $\nu = 3{,}0\cdot10^{-6}$м^2/с) может быть поднят на высоту H = 12 м при пропускной способности Q = 6 л/с, если показания манометра, установленного после насоса, $p_м$ = 1,2 ат. Истечение бензина происходит в атмосферу. Сумму коэффициентов местных сопротивлений принять равной $\sum\zeta$ = 6,0.



Контрольная работа № 30

1.Пояснить понятие ***коэффициент расхода трубопровода.***

2. Определить сторону ***a*** квадратного сечения трубопровода пропускной способностью ***Q*** **=** 2,5 л/с при скорости движения жидкости ***V*** = 1,0 м/с.

3.Как преобразуется уравнение Бернулли при переходе от элементарной струйки реальной жидкости к целому потоку? Записать уравнения.

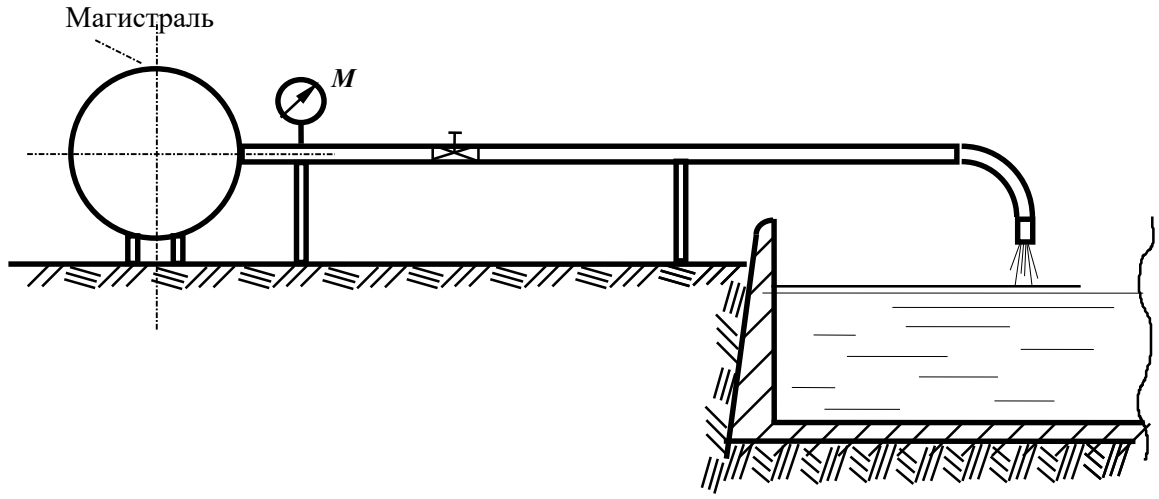
4.Определить при какой скорости движения воды в водопроводной трубе диаметром ***d*** = 50 мм и длиной ***L*** = 40 м потери напора по длине составят h_l = 30 см. Коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0{,}03$.

5. Определить давление в конце водопроводной трубы длиной ***L*** = 150 м, диаметром ***d*** = 100 мм (Δ= 1,0 мм), если показание манометра в начале трубы ***p*** = 0,87 ат, расход составляет ***Q*** **=** 6,3 л/с ($\nu = 10^{-6}$ м^2/с).

Задача

Определить какой объем воды (***W***) наполнится в бассейне за 30 мин, если на трубе установлен пробковый кран с углом закрытия $\alpha = 30^o$ и одно колено.

Через нормальную водопроводную трубу длиной ***l*** = 50 м и диаметром ***d*** = 100 мм, присоединенную к магистральному трубопроводу с избыточным давлением $p_м$ = 100 кПа,



С.Н. Часс

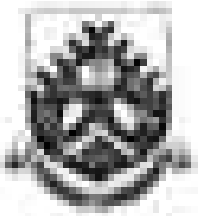
ГИДРОМЕХАНИКА
В ПРИМЕРАХ И ЗАДАЧАХ

Учебное пособие



Екатеринбург
2006

Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Уральский государственный горный университет»



С. Н. Чанг

ГИДРОМЕХАНИКА
В ПРИМЕРАХ И ЗАДАЧАХ

Рекомендовано Редакционно-издательским советом университета в качестве учебного пособия

Издательство УГГУ

Екатеринбург – 2006

[illegible]
[illegible]

[illegible]

[illegible] Сопротивление и прочность в задачах: [учебное пособие]. – [illegible]: [illegible] [illegible], [illegible]. – [illegible] с.
[illegible]

В учебном пособии изложены теоретические положения, примеры определения расчетов и задачи для самостоятельной работы по основным разделам курса сопротивление [illegible].

Учебное пособие предназначено для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению "[illegible]", "[illegible] машины и оборудование", "[illegible] машины и оборудование", а также может быть рекомендовано для студентов других вузов, изучающих курсы "[illegible]", "[illegible]", "[illegible] машин и [illegible]".

Рис. [illegible]. [illegible]. [illegible]. [illegible].

Рецензенты: [illegible] [illegible], [illegible] технических наук, [illegible] кафедры [illegible] [illegible] [illegible] [illegible] [illegible] [illegible].

[illegible] [illegible] [illegible] [illegible] [illegible] [

ПРЕДИСЛОВИЕ

Основная задача любого курса обучения математике состоит в том, чтобы научить студентов решать задачи, поэтому каждый из учебников должен содержать большое количество задач. Основное назначение данного учебного пособия – помочь студентам подготовиться к практическим занятиям, научить их решать типовые задачи, а также подготовить к самостоятельной работе.

Книга включает три основных раздела курса математики: "Теоретический", "Вероятностный", "Прикладной математический". Каждый раздел содержит несколько глав небольшого объема. Глава начинается с теоретической части, в которой приводятся основные расчетные формулы и подробные пояснения по применению для решения примеров из данной темы.

Учебное пособие содержит разнообразные по сложности и степени новизны примеры, иллюстрирующие основные вопросы темы практического занятия. Примеры подобраны с учетом требований к курсу математики.

В приложении приведены таблицы справочного характера, которые используются при решении примеров и задач. Кроме приведенных материалов, работа может использовать справочные материалы других учебников и учебных пособий.

Опыт преподавания подсказывает автору, что студенты правильно могут усваивать и овладевать методами вычислений и умением при помощи формул. Именно поэтому в данном учебном пособии приведено достаточное количество подробно разобранных примеров. Большой количество графического материала. Задачи даются с подробными пояснениями решения. Некоторые приведенные примеры обязательно по другим учебным пособиям, но основное – методика решения которой нет в других учебниках и учебных пособиях.

По каждой теме приложены задачи с ответами для самостоятельной работы. Такие контрольные материалы позволяют студентам проверить свои знания и способность к решению задач по изученному.

ВВЕДЕНИЕ

Рафинированные сладкие напитки — вкусные и питательные любимые многими группы, в которых различные по свойствам вещества, взаимодействуя друг с другом, образуют новые вещества. Сладкие напитки — незаменимые источники углеводов, белков и многих витаминов, необходимых для успешного протекания процессов жизни и работы организма человека.

Товароведение является одной из наук, составляющих фундамент профессиональных знаний и умений специалиста.

В разделе "Характеристика" дается оценка основного ассортимента сладких напитков, определяются свойства и показатели качества, рабочие документы по приемке и приготовлению напитков.

В разделе "Оборудование" рассматриваются основные виды оборудования, правила Д. Хорошо изучается правила организации работы по приему заказа и подготовке оборудования.

Раздел "Технологический расчет приборов сладких напитков" включает основные расчеты материального баланса по расходу сырья и основных приборов.

В разделе "Потребительская оценка качества и оценка" дается расчет массы и большого ассортимента, используемых для каждого.

В отличие от специальной научной литературы данная работа содержит материал с открытой ссылкой, фактурами, иллюстрациями, таблицами и графиками и другое.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЖИДКОСТЯХ

Жидкости — непрерывные среды, обладающие свойством текучести и принимающие форму сосуда, в котором находятся.

Различают капельные, однородные и неоднородные жидкости. Капельные жидкости (воды, масла, нефть, ртуть и т. п.) в отличие от газообразных, обладают свойством несжимаемости, т. е. практически сохраняют постоянный объем при изменении давления. К неоднородным жидкостям относятся суспензии (взвеси твердых частиц в жидкости), эмульсии (взвеси капелек одной жидкости в другой, не растворяющейся в ней) и пены.

Прежде чем перейти к изучению физических свойств жидкости и законов равновесия и движения жидкости, отметим, что единицы измерения в Международной системе единиц измерения (СИ). Вместо т. пред. в некоторых случаях применяется многократная приставка, которая применяется в практике (более удобной единицы).

Плотность и удельный вес жидкости

Плотность – это масса жидкости, находящейся в единице объёма, измеряется в кг/м³:

$$\rho = m/V$$

Удельный вес – сила тяжести жидкости, в единице объёма, единица измерения Н/м³:

$$\gamma = G/V$$

Эти две силы связаны [1-ым] законом гидростатики формулой между собственно весом и плотностью:

$$\gamma = \rho g$$

Удельный вес не является строгой величиной, так как зависит от ускорения силы тяжести (g) в месте измерения, которое в российских широтах [неточность] отличается до 0,5%.

Для измерения плотности и удельного веса используют ареометр. Плотность воды (в дистиллированном более точно) равна $\rho_в = 10^3$ кг/м³, удельный вес $\gamma_в = 9,8 \cdot 10^3$ Н/м³. При другой заданной массе плотность либо γ для определения в этой таблице применяют коэффициенты плотности жидкости.

Физические свойства жидкостей

В курсе гидравлики следует изучить не только учебное или курсовой, следует изучить физические свойства жидкостей: сжимаемость, вязкость/текучесть, давление и плотность.

Сжимость жидкости – физическое свойство жидкости – менять свой объём – изменяется вследствие воздействия внешнего давления. Коэффициент сжимости жидкости – величина, обратная модулю объёмной упругости жидкости.

В технических расчётах в том числе также часто используется такой коэффициент, как коэффициент объёмной сжимаемости жидкости, характеризующий собой изменение плотности жидкости:

$$\varepsilon = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\Delta \rho}{\Delta p}$$

Используя размерности ρ, ε и p, в результате формулу коэффициента сжимаемости жидкости, получим размерность ε в системе СИ: $м^2/Н$.

Экспериментально вязкость жидкости определяется вискозиметром. Вискозиметры определяют вязкость относительную, условную (ВУ), или как кинематический градус Энглера (°Е). Для перевода из условной вязкости в коэффициенту кинематической вязкости с помощью эмпирической формулой Убеллоде:

$$\nu = (0{,}0731 \cdot E - 0{,}0631 / E) \cdot 10^{-4}.$$

Величины, или значения коэффициентов вязкости жидкостей приведены в табл.1 или приложения и будут использованы при решении задач в разделе "Гидростатика".

Рецензируемый

ГИДРОСТАТИКА

Глава 1

ГИДРОСТАТИЧЕСКОЕ ДАВЛЕНИЕ В ЖИДКОСТИ

1. Понятие гидростатического давления

В результате действия внешних сил (гравитации, в частности) в жидкости возникают напряжения нормальные сжимающие, называемые гидростатическими давлениями. Таким образом, гидростатическое давление – это нормальная сила, отнесенная ко бесконечно малой площадке (dS), расположенной на бесконечно малой глубине (dz).

$$p = \frac{dS}{dz}.$$

Единица измерения давления гидростатического напряжения $Н/м^2$.

Примечание. В данном учебном пособии знак давления будет обозначаться буквой A, чтобы не путать его с обозначением давления p в числе R, символа Кулона. А так же при записи в интегральных математических графиках.

1.1 – Свойства гидростатического давления

Первое свойство. Давление, как нормальное напряжение, всегда направлено по внутренней нормали к площадке, испытывающей давление, вектор функции такого напряжения точно в ее плоскости во времени:

$$p = f(x, y, z)$$

Второе свойство. Давление в любой точке жидкости действует по всем направлениям и имеет одинаковое значение.

1.2. Основное уравнение гидростатики. Абсолютное, полное, избыточное, вакуумметрическое давления

Для нормального давления в гидростатике основное дифференциальное уравнение справедливо:

$$p = p_0 + \rho g h \qquad (1.1)$$

Давление в любой точке однородной жидкости определяется по уравнению как сумма внешнего (p_0) и силы тяжести столба жидкости с площадью, равной единице, и высотой, равной глубине погружения точки в жидкости $(\rho g h)$. Величина $\rho g h$ может быть полным весовым давлением или избыточным давлением жидкости.

Гидростатическое давление p_0 может быть абсолютным давлением на поверхности жидкости или, иногда, как избыточное, например, воздуха.

Давление на поверхности жидкости p_0 может быть равным атмосферному давлению, больше атмосферного или вакуумметром (ниже атмосферного).

Давление, измеренное от абсолютного нуля, т. е. от идеального атмосферного давления, называется абсолютным. Так, если в уравнении (1.1) давление на поверхности жидкости равно атмосферному ($p_0 = p_a$), то у давления p следует поставить индекс "абс" и считать его абсолютным давлением:

$$p_{абс} = p_a + \rho g h. \qquad (1.3)$$

Если абсолютное давление больше атмосферного, то давление, превышающее атмосферное, называют избыточным, или избыточным (манометрическим). В практике измерения при условии, что $p_{изб} = p_a$, величину избыточного давления

$$p_{изб} = p_{абс} - p_a = \rho g h.$$

Вакуумметрическое давление в открытом резервуаре по (1.3)

$$p_{вак} = \rho g h. \qquad (1.3а)$$

Давление, измеренное от атмосферного, называют вакуумметрическим:

$$p_{вак} = p_a - p_{абс}, \qquad (1.4)$$

при условии, что $p_{абс} < p_a$.

При решении задач вакуумметрическое давление учитывается по формуле (1.4), аналогичной (1.2).

Следует запомнить особо важность абсолютного давления в виде атмосферного давления, когда в атмосферную давление прибавляется вакуумметрическое, т. е.

$$p_{абс} = p_a + p_{вак}.$$

Чтобы записать абсолютное давление в виде атмосферного вакуумметра, нужно в атмосферному давлению прибавить $p_{изб}$ со знаком минус, т. е.

$$p_{абс} = p_a - p_{изб}.$$

В соответствии с основными целью как в начальной работе изучаемой является вакуумметрическое, вакуумметрическое и абсолютное давление.

1.3. Приемники давления. Пьезометр дифференциальный манометр. Вакуумметр жидкостный давления

При решении задач по определению давления и построению эпюр используют условие равенства давлений относительно плоскости (линии) равного давления.

Плоскостью давления — это плоскость, в которой давление одинаково во всех точках этой плоскости. Линию давления называют линией

в примере, описанном ранее приводится в учебных пособиях по гидравлическим или (библиографическая ссылка).

Частным случаем описанного ранее является применение в качестве в гидравлической механизмах жидкости, находящейся в них действие которых не учитывается.

Пьезометрическая высота или пьезометрический напор — это такая высота столба жидкости, которая также высоте давления (или соответствует давлению p) в описываемой жидкости. Характерный случай представлен пьезометрической высоты приведена в учебной литературе.

Рассмотрим один из случаев. Пусть имеем открытый резервуар, в котором на свободной поверхности действует атмосферное давление. Большое атмосферного $(p_{атм})$ (рис. 1.1,а). На глубине h имеется открытое отверстие трубы, называемое **пьезометр**. Если бы резервуар был открыт, уровни жидкости в резервуаре и в пьезометре были бы на одном горизонте (как в сообщающихся сосудах). Поскольку давление на поверхности жидкости в резервуаре больше, чем атмосферное, уровень жидкости в пьезометре будет выше, чем в резервуаре.

Высоту, на которую поднялась жидкость в пьезометре, называют пьезометрической высотой и обозначают $h_п$. Видно, что пьезометрическая высота $h_п$ характеризует избыточное давление. Проведем характеристику изменения давления $0 - 0$ по глубине h и условно условно равными высоты, рассчитанного слоя по положению (p_1) и давлению (p_2) справа в Рис.1а по глубине h:

$$p = p_0 + \rho g h_п \quad p = p_{атм} + \rho g h$$

$$p_0 = \rho g h_п + p_{атм} \quad p = \rho g h + p_{атм}$$

$$h_п = \frac{p_{ат} - p_0}{\rho g} = \frac{\rho g h + p_{ат} - p_{ат}}{\rho g} = h \qquad (1.5)$$

Условно говоря, таким образом, избыточное давление в любой точке описываемой жидкости можно измерить высотой столба жидкости в пьезометре. Аналогичные рассуждения также приводят по вакуумметрическому давлению.

Графическое представление величины и результатов гидростатического давления, представляется на любую точку поверхности, называется **эпюрой давления**. Согласно основному уравнению гидростатики (1.1), закон распределения давления (p) по глубине (h) линейный.

На рис. 1.1 представлена эпюра абсолютного давления $(б)$ и эпюра избыточного давления без учёта влияния атмосферного давления $(в)$.

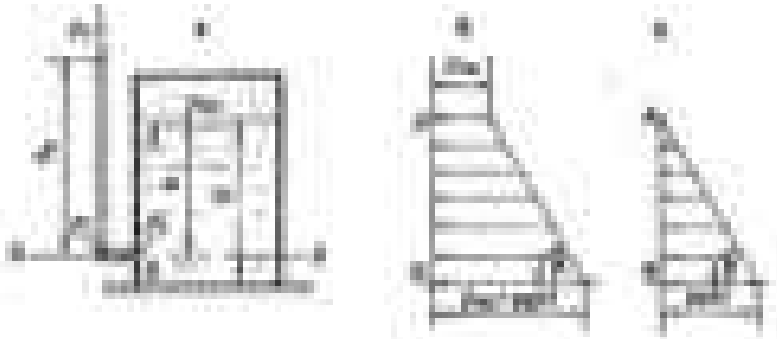


Рис. 1.1

Эпюры давления грунтовой (поровой) составляющих удерживающих растягивающих напряжений в виде прямых или обеспечивают их полное уравновешивание в случае (по) плотного или жесткого равенства. Этот вывод следует из величины полученной площади Δ. Отсюда очевидно, что давление в любой точке по глубине действует по вертикальной нормали и отмеряется dB.

1.4. Единицы измерения давления

Основной системой единиц измерения давления является система СИ. Ее первую и свой системой где применяются расчёты и в производственной практике используется техническая система (СГС). А вспомогательная внесистемная измерения.

Система СИ $1 кг/м^2 = 1 кг_с \cdot 1 Ф^{-2} 1 Гн = 1 кг/с^2 \cdot 1 Ф^{-2} 1 Гн = 1 кг/с \cdot 1 Ф \cdot 1 Ф^{-2} 1 Гн$.

Техническая система: $1 кгс/м^2 = 1 кгс \cdot 1 м^{-2}$.

Внесистемная единица: $1 мм.рт.ст. = 133,32 Н/м^2$.

Основная единица измерения давления:

$$1 кг/см^2 = 1 кгс/см^2 = 10^4 кгс/м^2 = 9,8 \cdot 10^4 Н/м^2 = 98 кПа;$$

$1 кг = 735,6 мм.рт.ст.$;

$1 ат = 10 м. вод.ст.$;

$1 мм.рт.ст. = 133,3 Па$.

Перевод единиц измерения давления из кгс/см² Па и высоту столба жидкости в наиболее часто (часто) используемых формулам:

$$H = p/\rho g \quad или \quad p = \rho g H$$

Проверим правильность этого выражения. Переведем 1 кгс/см² в м. вод.ст., зная, что плотность воды $\rho = 10^3 кг/м^3$.

$$H_{вак} = 490\ кг/(1,225\ кг/м^3 \cdot 9,8) = 41\ м.$$

Теперь определим h из κ мм рт. ст. при изменении ртути $\rho_{рт} = 13,6 \cdot 10^3\ кг/м^3$:

$$H_{рт.ст} = 1,96 \cdot 10^5 / (13,6 \cdot 10^3 \cdot 9,8) = 1,5\ м = 735\ мм.$$

В практических работах [1] приведено соотношение между различными единицами

1.3. Примеры решения задач по теме: "Гидростатическое давление и его свойства"

Задача 1.3.1. В резервуаре (рис. 1.3), наполненному бензином плотностью $\rho_{бенз} = 700\ кг/м^3$, находящийся избыточный ртутный манометр, показания которого $h_{рт} = 0,1\ м$, причем высота над ртутью $h_в = 0,2\ м$.

Определить абсолютное давление $p_{абс}$ воздуха на поверхности бензина и показание пружинного манометра (ма), обозначенного буквой М, устанавливаемого на крышке резервуара, а также вычислить высоту уровня бензина в вакуумметре $h_в$, при условии, что $A = 0,75\ м$, $a = 0,25\ м$, $H = 1,1\ м$, причем плотность ртути $\rho_{рт} = 13,6 \cdot 10^3\ кг/м^3$, а плотность воды $\rho_{вод} = 1000\ кг/м^3$.

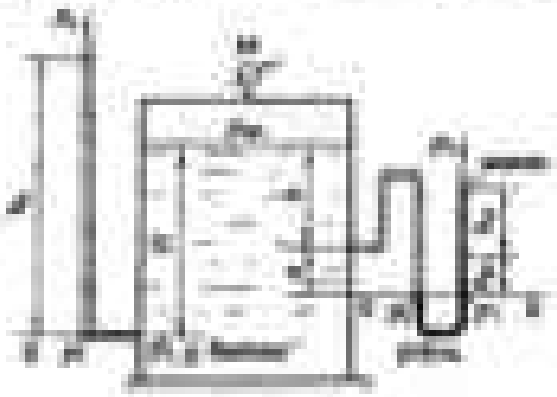


Рис. 1.3

Решение. Решение задачи в учебных целях целесообразно начинать, как мы это условно будем называть «справа налево», обозначая различные точки буквами.

Для решения задачи воспользуемся основным уравнением гидростатики. Выберем плоскость сравнения 0-0 на уровне поверхности бензина и запишем уравнение равновесия системы, связывающее давление в точке (а) и давление воздуха ($p_в$) в верхней части резервуара.

$$p_1 = p_2$$

$$p_1 = p_{ат} + \rho_{ж} g H_1 + \rho_{ж} g h_{вак}$$

или

$$p_2 = p_{ат} + \rho_{ж} g (H + x)$$

Приравняем левые и правые части уравнений (1) и (2) и решим полученное уравнение относительно x:

$$\rho_{ж} g H_1 + \rho_{ж} g h_{вак} = \rho_{ж} g (H + x)$$

откуда абсолютное давление паров бензина

$$p_{вак} = p_1 = \rho_{ж} g H_1 + \rho_{ж} g h_{вак} - \rho_{ж} g H = 0$$

Принимая атмосферное давление $p_{ат} = 99\,197\ Па = 99{,}2\ кПа$, получаем

$$p_{вак} = 99\,197 + 820 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}2 + 13{,}6 \cdot 10^3 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}1 - 820 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}9 = 104{,}76 \cdot 10^3\ Па.$$

Показание манометра, установленного на верхнем баке, можно определить как

$$p_{изб} = p_{вак} - p_{ат} = \rho_{ж} g H_1 + \rho_{ж} g h_{вак} - \rho_{ж} g H = 9{,}78\ кПа = 0{,}099\ ат.$$

Для определения остаточной высоты бензина в вакуумметрической трубке $h_{ж}$ составим условие равновесия жидкости относительно плоскости сравнения (уровень 0–0), а затем учтем расчетом влияние веса по избыточному (манометрическому) давлению. Для плоскости сравнения 0–0 запишем равенство давлений $p_1 = p_2$:

$$\rho_{ж} g H_1 = p_{ат} + \rho_{ж} g H'$$

откуда

$$H_1 = \frac{p_{ат}}{\rho_{ж} g} + H = 0 + 0{,}26\ м.$$

Отсюда $p_{вак} = 104{,}76 \cdot 10^3\ Па = 104{,}76\ кПа$; $p_{изб} = 9{,}78\ кПа$; $h_{ж} = 0{,}26\ м$.

Задача 1.8.2. Два резервуара, заполненные водой и бензином, имеют смежную боковую стенку (перегородку) со спуском (уровень спускного) расположенным другими манометром (рис. 1.5). Пространство между уровнями воды и манометр заполнено парами бензина плотностью $\rho_{пар} = 900\ кг/м^3$.

Определить h_2 и высоту уровня воды H в баке, если показание манометра $p_{изб} = 1{,}2\ кгс/см^2$, высота уровней жидкостей соответственно $h_1 = 2{,}5\ м$; $h_3 = 1{,}0\ м$; $h_4 = 0{,}5\ м$; $h_5 = 1{,}0\ м$. Плотность керосина бензина $\rho_{ж} = 720\ кг/м^3$, ртути $\rho_{рт} = 13{,}6 \cdot 10^3\ кг/м^3$.

Решение. Резервуары заполнены, поэтому давление будет распределяться по гидростатическому закону. Уравнение равновесия на уровне спуска в левом резервуаре $p_{изб}$, в правом – p_2.

Показание манометра измеряет давление или разность (равновесной системы это условие 0–0, 0–0 и 0–0. Тем горизонтальная плоскость относительно которой давление выражено 0–0 по весу, две другие по уровню. Для этих плоскостей запишем условие равенства давлений $p_1 = p_2$:

$p_1 = p_{ат}$, $p_2 = p_{ат}$. Поскольку $h > 0$, можно сделать качественный вывод: $p_{ат} > p_{вак}$.

Составим уравнение гидростатики (1.1), чтобы получить давление $p_{вак}$ вакуума в резервуаре А. Для этого выразим давление p_3 в точке 3 слева (столбец воды: $\rho g h_1$ – искомое давление $p_{вак}$ от давления $p_{ат}$ снаружи (поскольку вакуум) и столб ртути $\rho_{рт} g h_2$ за точкой 4 справа, получим давление p_3:

$$p_3 = p_{вак} + \rho g h_1 + \rho_{рт} g h_2.$$

Аналогично выразим давление p_3 в точке 3 внутри резервуара Б (слева): столбец воды высотой $\rho_{вод} g h_3$ и давление столба ртути $\rho_{рт} g h_4$, получим давление $p_3 = p_{ат}$. Затем из равенства $p_3 = p_3$ выражаем вакуум до значения $p_{вак}$, и получаем давление столба воды $\rho_{вод} g h_3$ и столба давления $\rho_{рт}$:

$$p_{вак} = p_{ат} - \rho_{вод} g h_1 + \rho_{рт} g h_2 - \rho_{рт} g h_4.$$

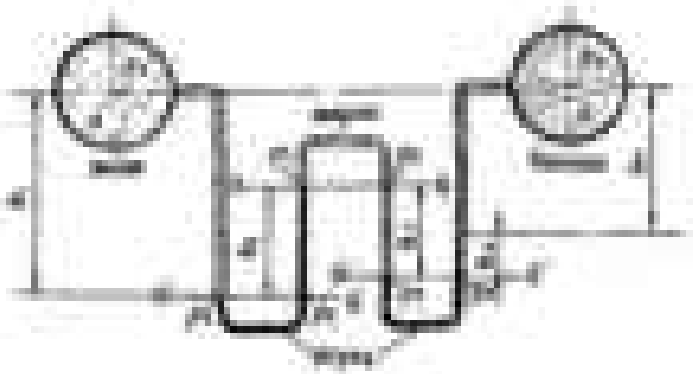


Рис. 1.1

Согласно чертежу высота столба воды $h_1 = h_3 - h_2 = h_3 - h_4 = 140$ см.

По распределению уровня ртути в дифференциальном манометре определяем, что давление в резервуаре А больше, чем давление в резервуаре Б. Находим эту разность:

$$\Delta p = p_{ат} - p_{вак} = \rho_{вод} g h_1 + \rho_{рт} g h_2 - \rho_{рт} g h_4 = \rho_{рт} g h_2$$

При подстановке численных значений следует перевести высоты уровней ртути в м.

Ответ: $\Delta p = p_{ат} - p_{вак} = 25{,}47$ кПа.

Ответ получается большим вакуума, значит, проектировщик, что давление в резервуаре А больше, верно.

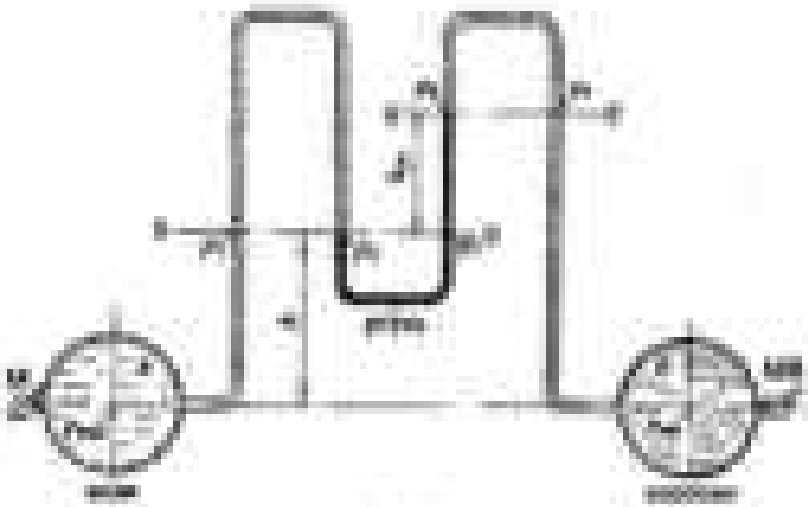


Рис. 1.1

В нижней камере ($p_{вх}$, рис. 1.6) поддержан атмосферный уровень или иной постоянный давления (клапан 4-6), а левый конец его сообщен со входом, а правый – со входом U-образного манометра. Для этой конфигурации $p_1 = p_{вх} = p_0$. В другой конфигурации 4-6, перекрывающей в корпусе $p_1 = p_2$. Задачу будем считать без учёта конкретного давления. Важно, чтобы фиксированное давление по одному из каналов мембранного (ММ) манометра поддерживалось прибор работает как газометр, если давление получается отрицательным, то и газоуправляемый прибор работает как вакуумметр.

В начале нагрузки давление на одном из каналов мембранного манометра путем открывания регулятора. Давление мембранного манометра $p_{мм}$ на этом регуляторе Δ, изображенном до состояния (рисунок 1.6), будет, начиная давлений отсчёта вверх, ждёт, получаем показания p_1, но показания одного из каналов в левом колене U-образного манометра, как $p_1 = p_0$. Затем подключим к одному колену манометра, где $p_1 = p_0$ изображенном в положении 6-5, закроем давление отсчёта ручки p_0 $p_{вх}$ получаем давление p_0, подключим по положению средних 4-6 и давлением $p_1 = p_0$. И показаний снят с получением показания p_0 прибавления давления отсчёта получаем $p_{вх} = p_0 + h_{ст}$, показания нагружения ждет до тех регулятора Δ.

Таким образом, зависимое давление (от чего регулятор) и переменная, при установках манометрах:

Приведенные результаты можно определить следующим образом:

$$p_{вх} = \rho g h = \rho_{ст} g h_{ст} = \rho_{ст} g (h + h_0) = p_{вх}$$

Подставим численные значения:

$$p_{вх} = 0{,}13 \cdot 10^3 \cdot 10^3 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}1 = 13{,}4 \cdot 10^3 \cdot 0{,}1 = 1340 \text{ Па} = 1{,}34 \text{ кПа}$$

Здесь $\rho_{ст}$ – плотность ртути, $h_{ст}$ – высота ртутного столба, h_0 – высота столба воды, g – ускорение свободного падения.

Таким образом, при $p_{вх} = 1{,}34$ кПа $= 0{,}14$ кг/см^2 и выше мембранный манометр работает как газометр.

Давление мембранному работает как вакуумметр и показывает отрицательное давление $p_{вх} = -0{,}14$ кг.

В опыте 1.6 проведены задачи для показательной работы по измерению малого избыточного давления и показателя показания.

1.6. Задачи для самостоятельной работы по теме "Гидростатическое давление и манометры"

Задача 1.6.1

Определить, какие приборы следует измерить, имеются в баке, вакуумметр (высота h_2 и показания этого прибора (в мм), установленного на трубке $h = 1,2$ м, если показания h избыточного ртутного манометра, установленного на поверхности земли $h_0 = 200$ мм. Принять плотность масла $\rho_{масл} = 900$ кг/м^3 (рис. 1.5).

Ответ: следует использовать вакуумметр, $h_{вак} = h_{изб} = 0,183$ м.

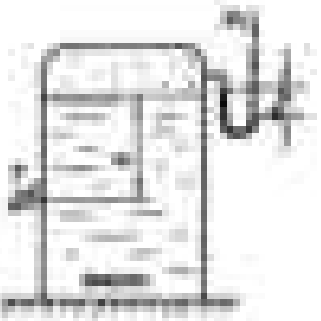


Рис. 1.5

Задача 1.6.2.

Определить показания h избыточного ртутного манометра ($h_{изб}$), подключенного к резервуару с маслом на трубке $h = 0,8$ м, если показания вакуумного манометра, установленного на трубке $h_1 = 1,2$ м, $p_{вак} = 0,17$ ат. Принять плотность ртутного манометра $\rho = 0,2$ ат, плотность масла $\rho_{масл} = 900$ кг/м^3, плотность ртути $\rho_{рт} = 13,6 \cdot 10^3$ кг/м^3 (рис. 1.6).

Ответ: $h_{изб} = 0,55$ м.

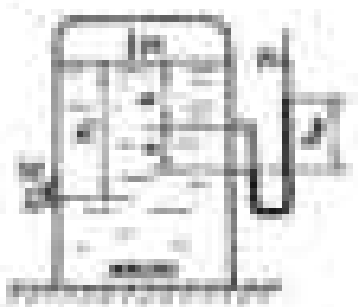


Рис. 1.6

Задача 1.8.3

Определить давление $(p_м)$ на поверхности бензина в закрытом резервуаре и показание манометрического $(p_{изб})$ установленного на глубине $h = 1,2$ м ниже поверхности. Атмосферное давление местности $h_{ат} = 680$ мм. Пренебречь глубину $h_1 = 1,0$ м, плотность бензина $\rho_{бен} = 710$ кг/м^3 (рис. 1.7).

Ответ: $p_м = p_{ман} = 86,4$ кПа; $p_{изб} = p_{ман} = 86,8$ кПа.

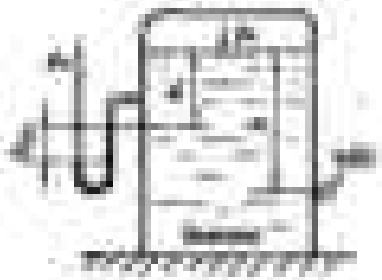


Рис. 1.7

Задача 1.8.4

Определить абсолютное давление на поверхности бензина в закрытом резервуаре $(p_{изб})$, а также показание манометрического $(p_{ман}$ в барах), установленного на глубине $h_1 = 1,0$ м при высоте всасывания $h = 0,3$ м, $h_{ат} = 680$ мм, атмосферное давление $p_{ат} = 760$ мм рт. ст. Принять плотность бензина $\rho_{бен} = 700$ кг/м^3, удельный вес $\gamma_{бен} = 13,6 \cdot 10^3$ кг/м^3. Давлением паров в 6) образовании ртутного манометра можно пренебречь (рис. 1.8).

Ответ: $p_{изб} = 93,13$ кПа; $p_{ман} = p_{изб} = 0,93$ бар.

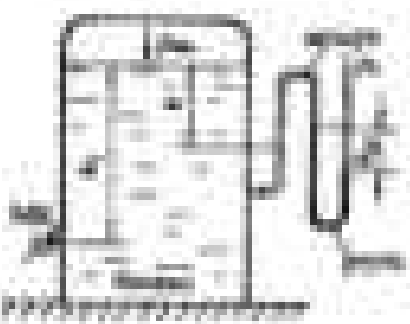


Рис. 1.8

Задача 1.6.5

Определить показ прибора (манометра или вакуумметра) между камерами давления газа в баллоне по показаниям U-образного ртутного манометра, заполненного водой и ртутью ($\rho_{рт} = 13.6 \cdot 10^3$ кг/м^3). Дано: $H = 0.8$ м; $h = 200$ мм; $\Delta h = 40$ мм. Показание прибора привести в кгс/см^2 (рис. 1.5).

Ответ: показ вольтового вакуумметра $p_{вак} = p_{ат} - p_{газ} = 0.13$ кгс/см^2.

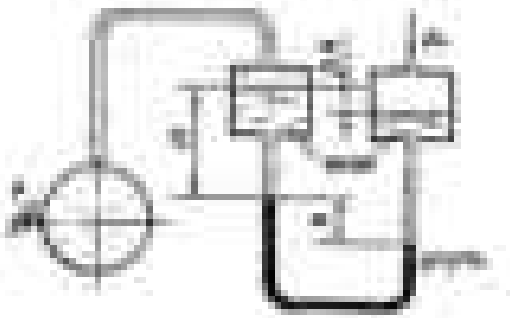


Рис 1.5

Задача 1.6.6

Определить абсолютное давление воздуха в резервуаре А, если показание манометра, установленного по высоте резервуара H, заполненного маслом, $p_{ман} = 0.12$ кгс/см^2, высоты уровней масла и ртути в U-образном ртутном дифференциальном манометре $h_1 = 600$ мм; $h_2 = 200$ мм (рис. 1.6).

Принять плотность масла $\rho_{м} = 900$ кг/м^3; ртути $\rho_{рт} = 13.6 \cdot 10^3$ кг/м^3.

Ответ: $p_{абс} = 89.4$ кПа.

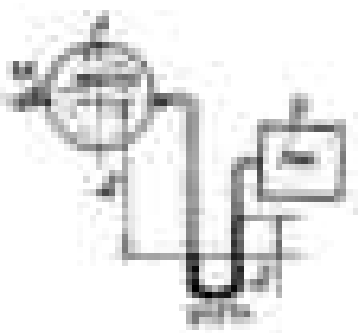


Рис 1.6

Задача 1.6.7

Определить разность давлений $(p_1 - p_2)$ в центрах трубопроводов 1 и 2, заполненных водой и ртутью, если высота уровней воды в левом и правом дифференциальных манометрах $h_1 = 150$ мм, $h_2 = 800$ мм (рис. 1.11).

Принять плотность воды $\rho_{воды} = 1000$ кг/м^3; ртути $\rho_{Hg} = 13,6 \cdot 10^3$ кг/м^3.

Ответ: $\Delta p = p_1 - p_2 = 0,132$ кг.

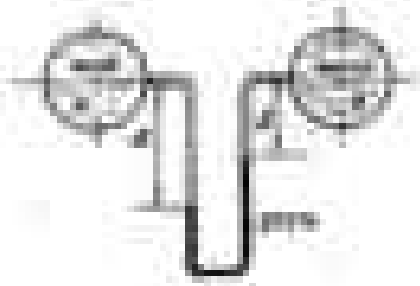


Рис. 1.11

Задача 1.6.8

Для откачки некоторых химических реактивов имеется в наличии [illegible]. На поверхности жидкостей в сосудах действуют давления p_1 и p_2.

Найти разность этих давлений, если показания U-образного ртутного манометра $h = 150$ мм, высота уровня масла $H = 500$ мм, применяемая ртутная перегородка $\Delta h = 40$ мм. Принять плотность применяемой масла $\rho_{масла} = 900$ кг/м^3, керосина $\rho_{керосина} = 800$ кг/м^3, ртути $\rho_{Hg} = 13,6 \cdot 10^3$ кг/м^3 (рис. 1.12).

Ответ: $\Delta p = p_1 - p_2 = 0,238$ кг.

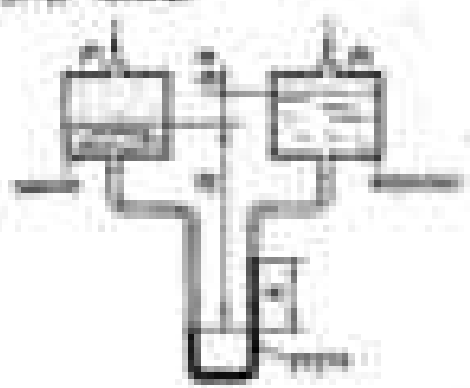


Рис. 1.12

Задача 1.4.9

Из открытого резервуара C через трубу B вода сливается в резервуар A с глубиной наполнения $H = 4{,}2$ м. Давление воздуха по манометру вода в резервуаре A измерено ртутным дифференциальным манометром, показания которого $h_{рт} = 200$ мм (рис. 1.11). Определить высоту уровня H в трубе B. Принять плотность ртути $\rho_{рт} = 13{,}6 \cdot 10^3$ кг/м^3.

Ответ: $H = 2{,}53$ м.

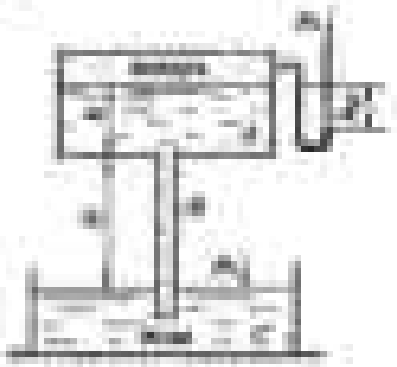


Рис. 1.11

Задача 1.4.10

Открытый гидравлический аккумулятор A_1 (в виде цилиндра с массой груза и поршня, общая площадь поперечного сечения, воспринимающего от давления жидкости груз) с водой ($h_{ж1} = 2{,}1$ м), имеется газовый аккумулятор A_2 с $h = 400$ мм; $h_1 = 250$ мм.

Цилиндр резервуара находится на одном уровне. Принять плотность: воздуха $\rho_{возд} = 1{,}29$ кг/м^3, ртути $\rho_{рт} = 13{,}6 \cdot 10^3$ кг/м^3 (рис. 1.14).

Ответ: $p_2 = p_{изб} = 0{,}34$ МПа.

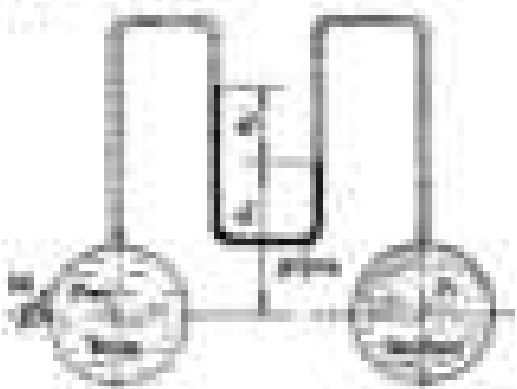


Рис. 1.14

Задача 1.6.11

Определить показание манометра $p_{ман}$ (в кПа), установленного на вакуумметрической колонке ($d = 200$ мм), если абсолютное давление в воздушном резервуаре $p_{изб} = 0{,}8$ ат. Между воздушным резервуаром и вакуумметрической колонкой установлен ртутный манометр, показание которого $h_{рт} = 250$ мм. Высота столба масла от оси вакуумметра до уровня ртути в U-образном манометре $h_м = 900$ мм. Принять плотность масла $\rho_{м} = 900$ кг/м^3, ртути $\rho_{рт} = 13{,}6 \cdot 10^3$ кг/м^3 (рис. 1.11).

Ответ: $p_{ман} = 0{,}11$ ат.

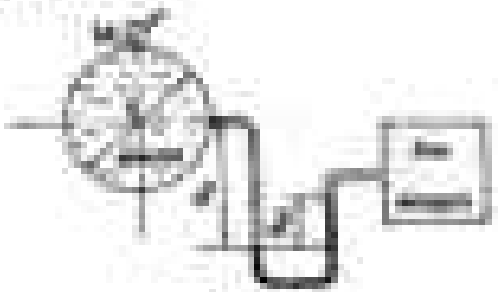


Рис. 1.11

Задача 1.6.12

В закрытом резервуаре А, наполненном маслом, давление на поверхности масла p_0. На глубине $h = 0{,}5$ м помещена U-образная ртутная манометрическая трубка, показание которого $h_{рт} = 80$ мм, понижение уровня ртути в правом колене $a = 0{,}2a$. Определить давление p_0 (в Па) на поверхности масла, а также высоту подъема воды ($h_в$) в пьезометрической трубке, присоединенной к открытому резервуару В, наполненному водой (рис. 1.12).

Принять плотность масла $\rho_м = 900$ кг/м^3, ртути $\rho_{рт} = 13{,}6 \cdot 10^3$ кг/м^3.

Ответ: $p_0 = p_{изб} = 0{,}114$ (кгс/см^2), $h_в = 1{,}264$ м.

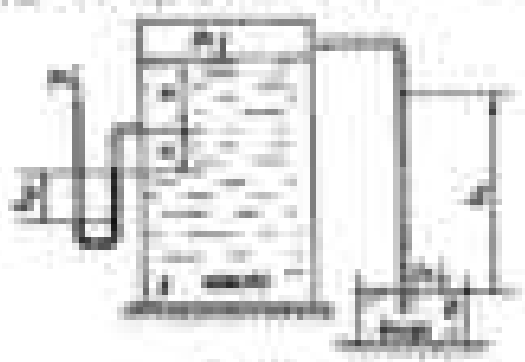


Рис. 1.12

Задача 1.4.15

Определить, на какой высоте Z находится уровень ртути в левом колене U-образного ртутного манометра, если при манометрическом давлении по оригу, измеряемом $p_{изб}$ = 0,24 МПа, в показании ртутного манометра $h_{рт}$ = 110 мм, система находится в равновесии. Принять плотность воды $\rho_{воды}$ = 900 кг/м^3, плотность ртути $\rho_{рт}$ = 13,6·10^3 кг/м^3 (рис. 1.15).

Ответ: Z = 1,366 м.

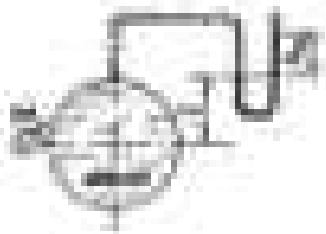


Рис. 1.15

Задача 1.4.16

При измерении p и h, какие ошибки могут допускать, показывая приложенные ртутным манометром. Определить какое требуется создать давление воздуха p_0 в резервуаре A, если высота от поверхности воды в резервуаре A $Z_{воды}$ = 0,3 м, а разность уровней ртути в дифференциальном манометре h_1 = 100 мм; h_2 = 120 мм. Уровень ртути в левом колене расположен ниже уровня воды в резервуаре A на величину a = 0,2 м. Пренебрегая весом давления ртути в манометре показать весом воздуха $p_{изб}$ = 980 кг/м^2. Принять плотность ртути $\rho_{рт}$ = 13,6·10^3 кг/м^3. Рассчитать воздуха при разных весах приборов (рис. 1.16).

Ответ: показание манометра воздушного: $p_0 = \rho_{воды} \cdot h = 0,3 \cdot 9,8 = 0,29$ кг/см^2.

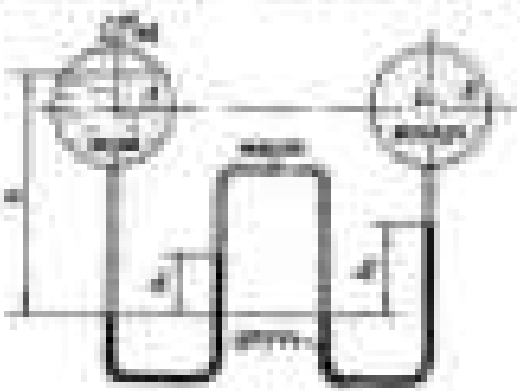


Рис. 1.16

Глава 2

СИЛА ДАВЛЕНИЯ ЖИДКОСТИ НА ПЛОСКИЕ ПОВЕРХНОСТИ

В практике гидравлических расчётов часто приходится определять величину и точку приложения силы давления жидкости на плоские стенки различной конфигурации. Такими плоскими стенками, воспринимающими давление жидкости, являются стенки резервуаров, плотины, шлюзы, крышки люков, элементы гидравлических сооружений и др.

Для определения силы давления жидкости на плоские стенки используются графо-аналитический и аналитический методы. Графо-аналитический метод применим для плоских стенок любой формы, графический – только для прямоугольных стенок.

2.1. Аналитический метод определения силы давления жидкости

Для расчёта силы полного или избыточного давления жидкости на плоскую поверхность используется аналитический расчётный зависимость:

$$R_{изб} = \rho g \cdot \omega \qquad (2.1)$$

Сила полного давления жидкости на плоскую стенку равна произведению площади стенки (ω) на полное давление на глубине погружения центра тяжести стенки в жидкость (p_0).

Полное давление определяется зависимостью (p_0) равным от глубины погружения центра тяжести стенки (h_0)

$$p_0 = p_a + \rho g h_0, \qquad (2.2)$$

где h_0 – глубина погружения центра тяжести стенки в жидкость, отсчитанная от свободной поверхности;

p – плотность жидкости;

g – ускорение свободного падения.

В формуле (2.2) давление на поверхности жидкости (p_a) может быть атмосферным (абсолютным) или избыточным. Формула (2.1) с учётом формулы (2.2) может записана:

$$R_{изб} = \rho g h \cdot \omega - \rho g h_0 \cdot \omega \qquad (2.3)$$

Таким образом, сила полного давления может быть представлена в виде двух составляющих:

сила весового, или гидростатического, давления

$$R_0 = \rho_a \cdot \omega \qquad (2.4)$$

сила весового давления жидкости

$$R_ж = \rho g h_0 \cdot \omega \qquad (2.5)$$

Тогда полное давление $R_{полн}$ находится как геометрическая сумма двух перпендикулярных сил R_x и R_z:

$$R_{полн} = R_x + R_z$$

Давление на поверхность жидкость оказывает также. Причем, направлено оно всегда по нормали к этой поверхности. Это значит, что общее давление (на) одинаковое равномерно распределенную гидростатическую нагрузку, и равнодействующая такой нагрузки (R_z) приложена в центре параллельных вращающихся (можно и в центре k_z).

Составляющую от весового давления жидкости R_x, приложенную к точке, называемой центром давления.

Центр давления силы R_x всегда расположится ниже центра тяжести плоской стенки. Глубина погружения центра давления $(h_д)$ вычисляется по формуле

$$h_д = h_c + \frac{I_c \sin^2 \alpha}{h_c \omega} \qquad (2.6)$$

где $\frac{I_c \sin^2 \alpha}{h_c \omega} = e$ – эксцентриситет центра давления относительно центра тяжести (центр давления всегда расположен ниже центра тяжести);

I_c – центральный момент инерции площади плоской стенки относительно горизонтальной оси;

α – угол наклона плоской стенки к горизонту.

В приложении (табл. 1) для некоторых типовых конструктивных форм приведены формулы для определения центрального момента инерции относительно горизонтальной оси, лежащей в плоскости их центров тяжести.

Для практических целей приложения силы гидростатического давления $R_{полн}$ должно использоваться графический и аналитический (расчетный) методы равнодействующей гидростатических сил (об равно среди методов их составляющих отличаться лей от их). Применимость этой теоремы будет рассмотрена далее при разборе решения задачи 2.1.1.

2.2. Графо-аналитический метод расчёта силы давления и центра давления на прямоугольные поверхности

Графо-аналитический метод расчёта силы давления основан на построении эпюр гидростатического давления. Эпюра давления представляет собой равномерно распределенную нагрузку со знаком (или плюс) плоской прямоугольной поверхности. Для поверхностей в виде круга, полосы, прилегающих к ее основным видам давления в объемном представлении является сложной сложной фигурой, так как изменение давления следует учитывать при переменной глубине по всей плоской поверхности. Для такой поверхности графо-аналитический метод не применяется.

Построение центра давления выполнено на прямоугольном плакате, АВ высотой H и шириной B, перпендикулярной плоскости чертежа. Определяемый центр давления находится ниже (рис. 2.1). Совместим прямоугольную плоскость с плоскостью чертежа и вспомним положение центра тяжести этой плоскости – точку C.

Расстояние между центром тяжести h_C рассчитывается в графическом.

Аналитический центр давления. Согласно формуле (2.2) h_D над давлением жидкости

$$h_D = \sin\alpha \cdot y_D = \frac{\rho g \sin^2\alpha}{2} \cdot L \qquad (2.5)$$

где $h_C = 0.5L \cdot \sin\alpha$.

Положение центра давления рассчитывается по формуле (2.6):

$$h_D = h_C + \frac{J_C \cdot \rho g \cdot \sin^2\alpha}{h_C \cdot \omega},$$

где $J_C = \frac{BH^3}{12}$ – осевой момент инерции относительно горизонтальной оси для прямоугольника (см. приложение табл. 1); $\omega = BH$; $\sin\alpha = 1.0$.

Таким образом, $h_D = \frac{H}{2} + \frac{BH^3 \cdot 1}{12BH^2 \cdot 1} = \frac{H}{2} + \frac{H}{6} = \frac{2}{3}H$ (2.6)

В случае перегиба и графо-аналитическому методу расчёта силы давления и центра давления. Построим эпюру гидростатического давления. Давление жидкости в точке A $p_A = 0$, в точке B – $p_B = \rho g H$.

Эпюру давления в масштабе чертежа прикладываем равномерную нагрузку и вниз простилаем, а обращаем представление – вид треугольника прямо. Равнодействующая такой равномерной нагрузки равна общей площади эпюры и проходит через центр тяжести этой фигуры, т. е. через центр тяжести эпюры гидростатического давления.

Площадь:

$$R_p = \Omega_{эпюр} = S_{\Delta ABC} = \frac{\rho g H^2}{2} \cdot L \qquad (2.9)$$

где $\Omega_{эпюр}$ – площадь эпюры давления в виде треугольника.

Центр тяжести эпюры расположится на расстоянии $2/3$ H (центр тяжести треугольника):

$$h_{центр} = 2/3 \cdot H \qquad (2.10)$$

Суммируя формулы (2.7) и (2.8), а также (2.9) и (2.10), получим в итоге графо-аналитическое поле давления воздуха на произвольную вертикальную грань прямоугольной подземной камеры гидроаккумулирующего давления на глубине z под поверхностью в произвольно взятом месте вертикальной стенки давление:

$$p_z = p_{z1} + p_{z2} \qquad (2.11)$$

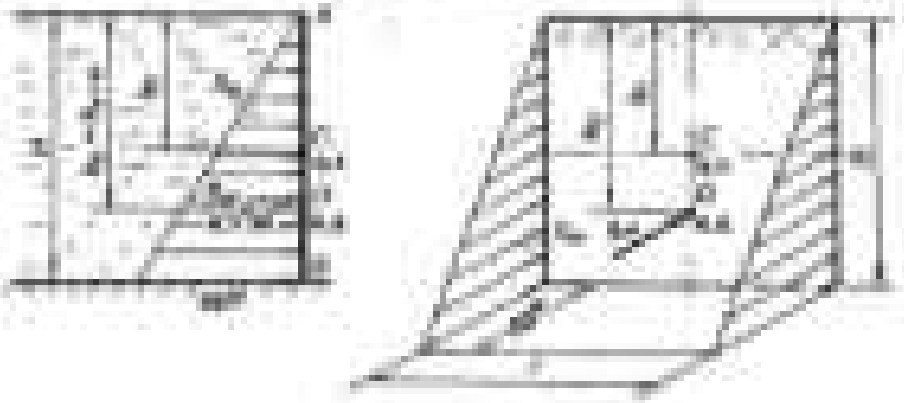


Рис. 2.1

Вертикальный разрез вертикальных гидроаккумулирующих сооружений, рассмотрены примеры определения поля давления на основании гидростатики

2.3. Примеры решения задач по теме «Расчёт поля давления воздуха на основании гидростатики»

Задача 2.3.1. Прямоугольная крышка AB (рис. 2.2) расположена под углом $\alpha = 60^\circ$ к горизонту, закрывает отверстие воздухопровода с водой. Высота отверстия $h = 600$ мм, ширина $b = 400$ мм. Крышка имеет поворотную ось вокруг точки A. Высота уровня воды над отверстием $a = 300$ мм. Давление на поверхности воды равно атмосферному. Определить общую реакцию жидкости $R_ж = ?$ Н.

Определить силу избыточного давления T на поворотную крышку AB и вакуум под крышкой. Угол наклона крышки $\beta = 45^\circ$. Принять плотность воды $\rho = 10^3$ кг/м^3.

Решение. Чтобы определить силу полного давления T для открытого крышки AB и вакуума под крышкой, нужно определить силу от избыточного давления $R_ж$ и силу давления воды $R_в$.

Рассмотрим аналитический способ расчёта этих давлений и эпюры давлений.

Исходные данные (для расчета звукового давления) определяются следующим образом:

- расстояние от расчетной точки до ближайшей границы площадки, где может находиться оборудование с наибольшим уровнем звуковой мощности, и глубина погружения центра акустического излучателя (источника) $h_{ист}$;

- определяется путем суммирования (по энергии) уровней звуковой мощности всех источников шума, т. е. центр излучения, и глубина погружения центра излучения $h_{ц}$;

- используется направленность действия источника. Следует помнить, что источник шума излучает звуковую энергию в полусферу.

1. Определяем октавный уровень звуковой мощности L_p. Значение величины μ_1 по отношению 1/3 октавного спектра берется из условия равномерного распределения спектра уровня 9-ти. Величина μ_1 является табличной:

$$\mu_1 = \Delta_{ср}\beta_{ср} \qquad \mu_1 = 11{,}0 \cdot 10^{-5} \cdot 9{,}8 \cdot 0{,}89 = 10{,}93 \cdot 10^{-5}\,Па \approx 10{,}7\ дБа.$$

Значение μ_1 можно получить другим способом, а именно перевести полученное значение 89 числа от, в Па:

$$\mu_1 = 89{,}11{,}3 = 10{,}94 \cdot 10^{-5}\,Па = 10{,}7\ дБа.$$

Далее от октавного уровня согласно формуле (3.4), β_1 дБ.

где Φ – площадь оболочки, $м^2$;

Для использования данных справочника в расчетную формулу, можно вводить другие уровни β_1, а именно вида $\alpha = 4\pi\sin^2\varphi - 0{,}889$ м.

Площадь оболочки $\Phi = 19{,}66\ м^2$.

Глубина погружения равна

$$\beta_1 = 10{,}7 + 0{,}9 \cdot 0{,}891 = 9{,}91\ дБ.$$

Показано влияние глубины и центра пространственного угла $\beta_{ц}$. Согласно изложенного в разделе 3.1, когда давление β_1 пространственной расчетной распространяется пространственно энергию, рассматриваемую от такой нагрузки ($\beta_{ц}$) пространственный центр центра покрыт покрыт и пространственный с центра покрыт покрыт по глубине $h_{ц}$ (рис. 3.2,б). Сила $\beta_{ц}$ направлена по нормали по площади по глубине, как сила погружения, **пространственная** (вертикальная).

2. Определяем общую звуковую мощность $\beta_{ц}$ по общей формуле (3.5):

$$\beta_{ц} = \mu\beta_1\ дБ,$$

где $\beta_{ц} = 2\pi \cdot 1{,}0) = 6{,}0$ м; глубина погружения центра покрыт покрыт и покрыт $h_{ц}$ определяется от свободной поверхности (см. рис. 3.2,б).

Окончательно получаем

$$\beta_{ц} = \mu\beta_1\ (\alpha = 6{,}0;\ h = 1{,}0\ м);$$

$$\beta_{ц} = 10^{5} \cdot 9{,}8 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}891 \cdot 0{,}6 = 1{,}26 \cdot 10^{5}\,Па = 1{,}26\ дБ.$$

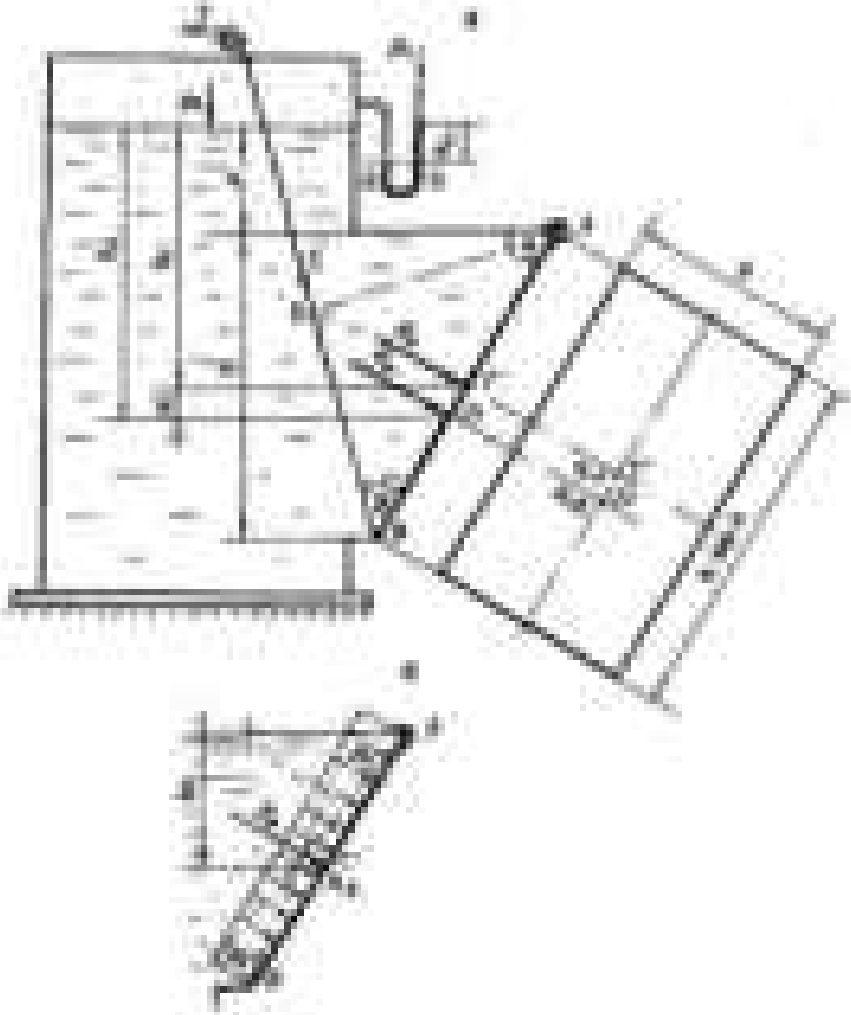


Рис. 3.1.

Чтобы вблизи поверхности основания сила сцепления воздуха $R_в$ достигла глубину погружения центра основания h_0, т.е. точка приложения силы $R_в$ по формуле (3.8):

$$h_0 = h_в + \frac{k_1 \cdot \gamma \cdot h_в^2 \cdot \eta}{R_в \cdot k}$$

где $K_1 = \frac{\omega C^2}{2g\omega C^2 + \omega}$ – потерный модуль участка трубопровода (расчетный участок

водопроводящий трубопроводный тип (т. е. трубопроводный участок между двумя

Отсутствие или наличие в трубопроводе водопровода, чтобы полное

потерное напряжение получить сумму потерь напора по длине $h_{\text{д}}$:

$$h_{\text{п}} = h_{\text{д}} + h^2/(2g) = 0,2 + 0,04 = 0,24 \text{ м}$$

Пьезометрическая $z = h^2/(2g)$ – т. е. положение напора потерь

потерянного напора равно $z = 0,04$ м = 40 мм.

Построим на чертеже (рис. 3.2,а) $h_{\text{д}}$ и z. Свое движение жидкости $h_{\text{д}}$

проходит в конце участка (точка 2) по вертикали от плоскости по оси.

3. Построение кривой напорной линии 1'. При условии этой задачи

потери по длине равномерно распределяются по длине. Поэтому уклонение

напорной линии изменяется при постоянном значении i равна нулю: $\Delta h_{\text{д}} = i \cdot l$.

От начала точки B_0, B_0 и 1' берется конец потерянного участка d:

$$B_0 \cdot d = h_{\text{д}} \cdot d\Omega = 1' \cdot d\Omega = h_{\text{д}}$$

$$\frac{h_{\text{д}} \cdot d}{\omega_{\text{д}} C^2} = \frac{K_{\text{д}} h_{\text{д}}}{\omega_{\text{д}} C^2} = \frac{d\Omega}{\omega_{\text{д}} C^2} = \frac{19,6 \cdot \omega_{\text{д}} C^2}{\omega_{\text{д}} C^2} = 19,6$$

После умножения на $\omega_{\text{д}} C^2$ и преобразований получаем $l' = 3,23$ м.

Ответ: для построения кривой 1'2' в масштабе построения необходимо

иметь потерянную длину $l' = 3,23$ м.

Аналогично другой вариант в условии задачи 3.3.1, когда показание (с

обратного манометра будет представлено так, что уровень ртути в левом

колене U-образного манометра будет выше на величину $h_{\text{м}}$ (рис. 3.3).

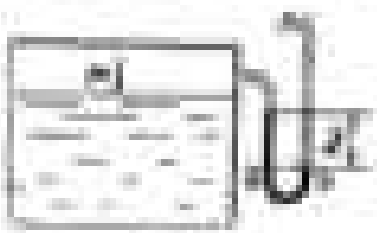


Рис. 3.3

[illegible] [illegible] [illegible] [

Рассчитать высоту столба ртути $h_{рт}$ в U-образном манометре (см. рис. 2.5), при котором кровяное давление будет в нормальном пределе (или работающее давление на конфорочном кране)

$$P_{изб} = h_{рт} \rho g_{рт}, \text{ откуда } h_{рт} = 0{,}0045 \text{ м} = 45 \text{ мм}$$

Задача 2.2.5. В торговой сети имеется емкость, изображенная на рисунке, предназначенная для хранения крупных партий керосина. $d = 1{,}6$ м, перпендикулярно оси симметрии. Определить силу давления бензина на крышку и точку приложения силы, если высота уровня бензина над нижней кромкой крышки $H = 2{,}4$ м. Вес конструкции бензина работает на внутреннее давление $p_{изб} = 0{,}2$ кг

Принять плотность бензина $\rho_{бенз} = 700$ кг/м^3 (рис. 2.6)

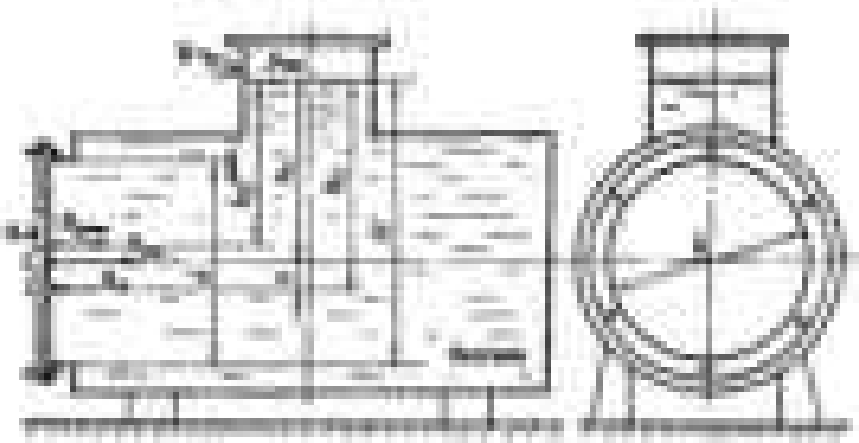


Рис. 2.6

Решение: Для определения равнодействующей давления используем аналитический метод. Согласно формуле (2.2), равнодействующая сила равна полному давлению

$$P_{изб} = p_c \cdot \omega = \rho g h_c \omega \text{ или } P_{изб} = P_0 + P_{ж}$$

1. Определим силу от избыточного газового давления

$$P_0 = P_{изб} = p_{изб} \cdot \omega$$

где ω – площадь крышки: $\omega = \pi d^2/4 = 3{,}14 \cdot 1{,}6^2/4 = 2{,}0$ м^2

$$P_0 = 0{,}2 \cdot 98 \cdot 10^4 \cdot 2{,}0 = 39{,}2 \cdot 10^4 \text{ Н} = 39{,}2 \text{ кН}$$

Определяем полную действующую $R_{дв}$. Так как приложена в центре тяжести кривой (т. С) и направлена по нормали наружу поверхности, она сила отрицательного (вакуумметрического) давления.

2. Находим силу давления бензина на крышку люка по формуле (2.3)

$$R_к = (p_{изб} - p_a) \cdot S,$$

где $S_к$ – площадь полусферы центра тяжести крышки и площадь поперечного (с любой поверхности). Определяем $S_к$ по чертежу (см. рис. 2.3): $h_к = 0{,}5 - 0{,}3 = 0{,}2$ м.

$$S_к = \pi \cdot 0{,}2 \cdot 0{,}2 = 0{,}126 \cdot 10^{-2} = 0{,}04 \text{ м}^2.$$

Определяем полную действующую силу давления бензина. Сила давления жидкости ($R_ж$) приложена в центре давления на глубине $h_д$ и направлена по нормали к поверхности. По формуле (2.5) глубина погружения центра давления

$$h_д = h_ц + \frac{J_ц \cdot \sin^2 \alpha}{h_ц \cdot \omega},$$

где $\alpha = 90°$, $\sin \alpha = 1$ (по заданной схеме);

$J_ц$ – центральный момент инерции круглой крышки относительно горизонтальной оси: $J_ц = \frac{\pi d^4}{64}$ (см. приложение, табл. 3);

Центр тяжести плоских фигур определяется по формуле $h_ц$ получим:

$$h_д = h_ц + \frac{d^2}{16 h_ц}; \quad h_д = 1{,}2 + 0{,}2/3 = 1{,}21 \text{ м}.$$

Окончательно: $x = 0{,}21$ м.
Откладываем по чертежу $h_д$ и x.

3. Определяем величину и положение равнодействующей $R_{равн}$ (всех сил, которые действуют на крышку люка) графическим сложением сил $R_к$ и $R_ж$.

$$\vec{R}_{равн} = \vec{R}_к + \vec{R}_ж;$$
$$R_{равн} = R_к - R_ж = 11{,}1 \text{ кН}.$$

Изображаем равнодействующую всех сил, действующих на крышку люка. Определяем модуль по равнодействующей (сумма векторов постоянная).

Составим сумму моментов сил относительно оси, проходящей по любой поверхности бензина. Выбрав обозначения, пусть $l_{равн}^{max}$ – плечо (кратчайшее расстояние) для равнодействующей силы.

$$M_{R_{равн}} = M_{R_к} + M_{R_ж}.$$

$$h_{max} h_{cr}^{max} = h_1 h_2 \cdot h_2 h_{cr}$$

отсюда

$$h_{cr}^{max} = (h_1 h_2 \cdot h_2 h_{cr}) / h_{max}.$$

После подстановки числовых значений $h_{cr}^{max} = 1{,}1$ м. Сравнивая их, видим h_{cr}^{max} менее заложена для предварительной и после отбора максимальный h_{max} из первой группы вычислить.

Принимаем $h_{max} = 11{,}1$ м(б); $h_{cr}^{max} = 1{,}1$ м.

Задача 1.11.3. Поверочный затвор АВ со стороной $a = 1{,}2$ м, перекрывающий поток воды из канала, разделен перегородкой в момент гидравлический испытательных или проточный перед ними затвора (рис. 1.4).

Напишите силу P, которую нужно приложить на расстоянии h_{cr} от нижнего края затвора, чтобы сохранить затвор в покое при глубине воды перед затвором $h = 1{,}2$ м.

Решение. Сила от затвора можно считать наибольшую гидростатику с атмосферным давлением, первая при такой высоте воды действию атмосферного давления, поэтому при определении силы давления h_{cr} учитывать только силу давления жидкости, перед от атмосферного давления в точке центра затвора.

Решение задачи производим аналитическим и графо-аналитическим методами.

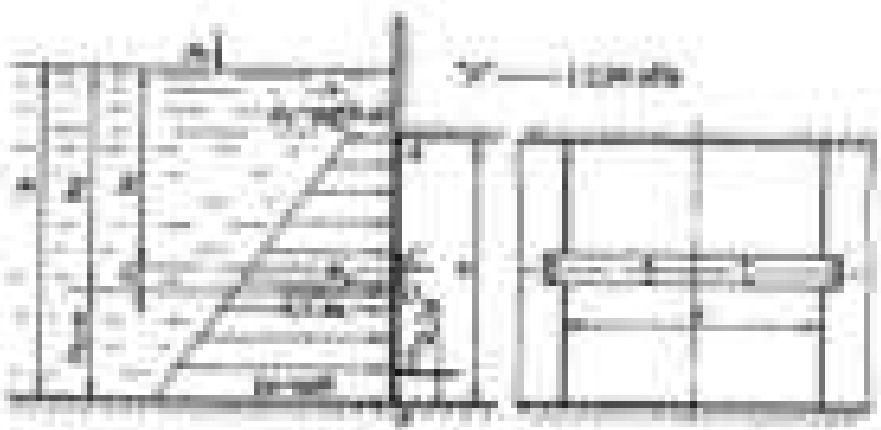


Рис. 1.4

1) *Аналитический метод расчёта:*

а) Расчетное число оборотов вала по формуле (3.2)

$$n_{\text{расч}} = (\text{пробел})\ \text{об/с}$$

где k – коэффициент интервала; $k = n^2 = 1{,}44$ (n^2)

$h_{\text{ст}}$ – глубина контурного канала глубиной интервала; $h_{\text{ст}} = k - n^2 = 0{,}8$ мм, основной $h_{\text{ст}}$ как первого:

$$R_{\text{ст}} = 10^{-3} \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}8 \cdot 1{,}44 = 1{,}2 \cdot 10^{-3}\ \Omega = 1{,}2\ \text{мОм}.$$

б) Определяем глубину контурного канала диаметром $h_{\text{ст}}$ = 0 – точно приложенная сила давления $R_{\text{ст}}$ по формуле (2.6):

$$h_{\text{ст}} = h_{\text{ст}} + \frac{k_{\text{ст}} \cdot \sin^2 \alpha}{R_{\text{ст}} \cdot \pi},$$

где α = 90°, $\sin\alpha$ = 1,0; экспериментальный коэффициент, учитывающий отклонение перпендикулярный сил для измерительного интервала $k = n^2 = 1{,}2$.

После подстановки всех значений в приведенное выражение $h_{\text{ст}}$ и получаем окончательное определённый результат:

$$h_{\text{ст}} = h_{\text{ст}} + \frac{n^2}{(2R_{\text{ст}})}; \quad h_{\text{ст}} = 0{,}8 + 0{,}13 = 1{,}23\ \text{м}.$$

Эквивалентное $x = 0{,}13$ м.

Величина на чертеже $h_{\text{ст}}$ и после $R_{\text{ст}}$, приложенных к центру давления (с. 2).

в) Определяем силу F для измерения интервала и вычисляем положение, т. е. в системных уравнениях, составим уравнение моментов относительно точки вращения при относительной величине F, равной нулю:

$$\Sigma M(\ ) = 0; \quad R_{\text{ст}} \cdot x - F \cdot 0{,}8 = 0; \quad \text{отсюда: } F = 1{,}2 \cdot 0{,}13 = 0{,}16\ \text{кН}.$$

2) *Графо-аналитический метод* расчёта силы давления между $R_{\text{ст}}$ и глубины или нулевого участка давления $h_{\text{ст}}$:

а) Определим давление воды в точках А и В:

$$p_A = \rho g (h + x); \quad p_A = 10^3 \cdot 9{,}8 \cdot 0{,}13 = 1{,}274 \cdot 10^3\ \Pi a = 1{,}274\ \text{кПа};$$

$$p_B = \rho g h; \qquad p_B = 10^3 \cdot 9{,}8 \cdot 1{,}2 = 11{,}7\ \text{кПа}.$$

б) Строим эпюру гидростатического давления воды и любым наиболее удобным способом находим её площадь и точку приложения силы давления $R_{\text{ст}}$. В ΔОАВ получаем треугольник, вершина которой (см. рисунок 3.2), а экспериментально определяем положение центра давления с условием обозначения координатами

...ординаты. Построение между заданными точками и иметь практически в окрестностях (заданных).

а) Расстояние между заданными точками R_{ij}. Согласно формуле (1.11)

$$R_{ij} = \sqrt{(x_j - x_i)^2 + (y_j - y_i)^2}$$

$$R_{1,2} = R_{max} = \frac{\sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2}}{2} = \frac{\sqrt{(60)^2 + (-10)^2 + (60)^2}}{2}$$

После подстановки данных получим: $R_{1,2} = 15,6$ м; $R_{2,3} = 13,7$ м.

б) Определение положения центра окружности. Согласно графо-аналитическому методу через точки заданного контура проводятся серии хорд, перпендикулярных линии графического диаметра. $R_{1,2} = R_{max}$. Положение центра окружности и ширина проезжей части определяются из табл. 1 (см. приложение):

$$r_{max} = \frac{\sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2}}{8(y_3 - y_{ср})} = 15,6 \text{ м}.$$

Согласно чертежу глубина погружения центра окружности h_0

$$h_0 = h - y_{max} = 1,5 - 0,47 = 1,03 \text{ м}.$$

Точки обрыва, расположенной в графо-аналитическом методе расчёта сваи радиусом R_{ij} и глубиной погружения центра окружности h_0 дают соответственно приложение.

Ширина хорды $B = 1,00$ м.

Задача 1.14. Определить равнодействующую давления воды и положение центра давления на грани шандорной бровки плотины АВС, горизонтальной проекции $B_1 = 1,0$ м, $B_2 = 2,0$ м. Угол наклона напорной грани плотины $\alpha = 60°$. Длина плотины в плоскости, перпендикулярной плоскости чертежа, $l = 10$ м (рис. 2.7). Решение выполнить графо-аналитическим методом.

Решение. Графо-аналитический метод решения гидростатических задач основан на методе Пузырева. Применяется в условиях наибольшего отклонения плотины и наклонных контуров. Равнодействующая давления воды на грани плотины определяется путём векторного сложения сил, действующих на горизонтальную ($E_{гор}$) и вертикальную ($E_{в}$) грани плотины:

$$\vec{E} = \vec{E}_{гор} + \vec{E}_{в}.$$

Рассчитать высоты уровней на основании гидростатического парадокса и построить эпюры распределения гидростатического давления по стенкам сосуда.

1. Определяем давление воды в характерных точках в плоскостях А, Б и В:

$$p_A = 0; \quad p_Б = \rho g H_1; \quad p_В = \rho g (H_1 + h_2);$$

$$p_Б = 10^3 \cdot 9{,}8 \cdot 1{,}8 = 19{,}6 \cdot 10^3 \text{ Па} = 19{,}6 \text{ кПа};$$

$$p_В = 10^3 \cdot 9{,}8 \cdot 3{,}2 = 49{,}0 \cdot 10^3 \text{ Па} = 49{,}0 \text{ кПа}.$$

2. Строим эпюру гидростатического давления воды.

В выбранном масштабе откладываем величину давления в точках А, Б и В, откуда, как правило, действует перпендикулярно к стенкам гидростатическое (см. рис. 2.1).

Эпюра давления на вертикальную стенку сосуда представляет равнобедренную трапецию с осью симметрии. Основания трапеции соответствуют величине давления $p_Б = \rho g H_1$ и давлению в точке В, отложенному от горизонта в нижнюю сторону.

При построении эпюры давления на горизонтальную стенку ее ось также равна давлению в точке В и откладывается вертикально в горизонтальной плоскости. В точке Г откладываем давление $p_Г = \rho g (H_1 + h_2)$ также от горизонта в горизонтальной части сосуда. Для горизонтальной стенки эпюра давления представляет равномерную нагрузку в виде прямоугольника (см. рис. 2.1).

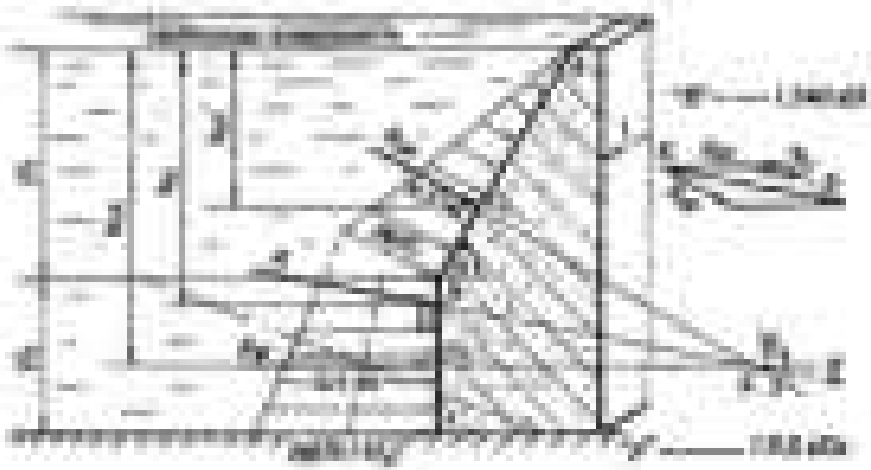


Рис. 2.1

1. Рассчитываем ослабление мощности сигнала на трассе космическая станция Фотон по (2.11):

$$R_{пр} = A_{пр} + \alpha_{пр} \cdot l + A_{прот} \cdot l = \left(\frac{P_{пр}(R)^2}{2 \cdot \sin(\theta)^2}\right) \cdot l \quad R_{пр} = 100{,}2\ дБ$$

$$R_{ар} = A_{ар} \cdot l + \alpha_{прот} \cdot l = \frac{(P_{пр}(R)_1 + P_{пр}(R)_2 + R_{пр})}{2} \cdot A_{ар} \cdot l \quad R_{ар} = 194{,}6\ дБ$$

4. Показываем мощность работающего сигнала $R_{пр}$ и $R_{ар}$.

Согласно формуле (2.11), графическая часть диаграммы мощности принимаемого сигнала между центром станции Фотон (наземного) диаграмма. Центр станции Фотон в виде круглой диаграммы расположено на расстоянии 2,5 единицы трансляции, т. е. 2,5 кВ = 2,5 кВ, или 90°. Мощность в мощность между станцией трансляции и космическим полем работает сигнал $R_{пр}$. Центр принимает через центр станции трансляции и принимаемое направление и принимает через станцию и между станцией (точка P_1). Показываем на графике глубину затухания между (мощность $R_{пр}$ = 2,5 дБ).

Для определения мощности между станцией и всем приемным между космической тайн 3 (см. приложение), как было показано в задаче 2.3.2. Показываем между расчета через графо-аналитический, рекомендуем комбинированный способ определения между станции принимаем:

а) в начальную мощность сигнала на его принимаемых в любую сторону трансляции большую мощность сигнала;

б) с большому мощностью сигнала и принимаемую сторону трансляции меньшую мощность;

в) между полученной для точки прямой линией;

г) через середину мощностей сигнала принятой между;

д) точка получения через линией полученной мощности между станции и всем приемом.

Показываем центр мощностью принимаем и через мощность между $R_{пр}$ по формуле и принимаемый диапазон. Полученный мощность работающего между показана мощность $R_{пр}$ = 0,7 м.

5. Определяем мощность и между работой радиолокационной системы R по его измерению мощности $R_{пр}$ и $R_{ар}$. Принимаемая между мощностью работающего между и трансляции принятой мощность и измеряемая по

"по правилу треугольника" или "по правилу параллелограмма". Может быть, вначале, когда точка неравномерно согласующего тел расположена так, что об скорости можно по крайней мере два представления в основе результат, а применяется следующее методом как, затем по закону действия равнодействующая. В параллелограмм скорости в виду перпендикулярно согласующего и вершина точка перпендикулярной с линией совершенства.

В данной задаче (см. рис. 2.7) сила $\vec{R}$ направлена против вектора сложения, перпендикулярно вертикальной и лежит параллельно составляющей $\vec{N}_2$ по своей рабочей силу $\vec{N}$ приложена по горизонтали до с прямой плоскости в точке D. Точка P называется **центром** высотой для **равнодействующей** $\vec{R}$. Глубину погружения центра давления h_D следует определять по формуле. Величину равнодействующей силы определяем по правилам нахождения сил. По высоте глубина погружения центра давления $h_D = 0{,}8$ м.

Проверим значение силы R аналитическим расчётом, используя теорему косинусов. Угол между силами $\vec{R}_{12}$ и $\vec{R}_{34}$ так по условию "по правилу треугольника" $\beta = 180°$ (см. рис. 2.7). Равнодействующая сила находим из:

$$R = \sqrt{R_{12}^2 - 2R_{12}R_{34}\cos(180° - \beta_{34}^2)},$$

$$\cos(180° - \cos 30° = 0{,}866),$$

$$R = \sqrt{5400{,}2^2 + 1\ 166{,}2 \cdot 10{,}0 \cdot 0{,}866 + 10{,}0^2} = (2{,}1 \cdot 1{,}4).$$

Проверим значение силы R по высоте, получим с допустимой точностью то же самое значение.

Ответ. Сила равнодействующая по интегралу сила составит $R = 1111{,}2$ кН. Глубина погружения центра давления $h_D = 0{,}8$ м.

Задача 2.2.6. Определить величину, направление и точку приложения силы давления воды на вертикальную стенку АВ, ограничивающую ширину слева $H = 6{,}0$ м, справа – $h = 1{,}0$ м. Длина стенки в плоскости перпендикулярной плоскости чертежа, $l = 5{,}0$ м. Угол наклона стенки к горизонту $\alpha = 60°$ (рис. 2.8). Произвести графо-аналитический метод решения.

Решение. Методика расчёта силы давления по плоской прямоугольной поверхности графо-аналитическим методом подробно рассмотрена в задаче 2.2.4. Решение данной задачи будет практически таким-же.

Рекомендации по **выполнению** этого **задания** – **перейти** к **графо-аналитическому** расчёту **гидростатической** силы **гидравлического** давления.

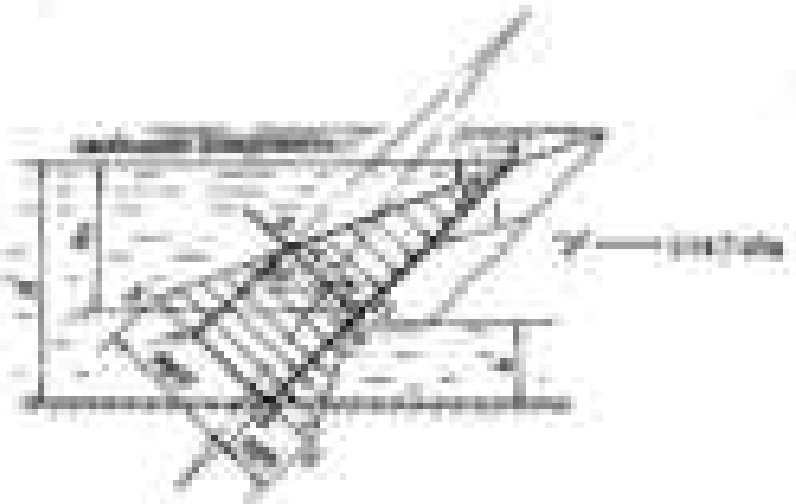


Рис. 1.6

1. Давление жидкости на криволинейную поверхность

слева: $p_{изб} = 0$; $p_A^{изб} = \rho g H = 10^3 \cdot 9{,}8 \cdot 4{,}5 = 44{,}1 \cdot 10^3\ Па = 44{,}1\ кПа$;

справа: $p_{изб} = 0$; $p_B^{изб} = \rho g h = 10^3 \cdot 9{,}8 \cdot 1{,}5 = 14{,}7 \cdot 10^3 Па = 14{,}7\ кПа$.

2. Строим эпюру давления жидкости слева и справа.

Слева эпюра давления представляет равномерную нагрузку и имеет прямоугольную треугольника ABT, а ординаты $AB = p_A^{изб} = \rho g H$. Тело давления опирается в плоскость по стороне в плоскости AB, справа плоскость направлена давление до вершины по кривой. Строим эпюру давления также представляет равномерную нагрузку и имеет треугольника KBT и ординаты $BK = p_B^{изб} = \rho g h$. Давление справа меньше противодействующего, поэтому результирующее давление составляющее плоскости. Строим эпюру давления справа, по высоте от вершины по плоскости. Тогда высота тела давления, как для слева и справа жидкости одинаковой плотности и воды (см. рисунок 1.6).

Из построения эпюр следует, что от эпюры давления слева (по треугольнику ABT) осталась эпюра давления справа (треугольник KBT). Результирующая эпюра давления представляет трапецию (цветной вид см. 1.6).

5. Рассчитываем равномерно распределенную нагрузку, равную весу воды:

$$q = \gamma_в \cdot h = \gamma_{воды} \cdot \frac{d_{вн}}{2} = \frac{25{,}0 \cdot 4{,}0}{2} = 50{,}0 \text{ кН/м}.$$

По построенной эпюре (см. рис. 2.3) находим:

$$M_1 = 0{,}5 q_{вн} \cdot a \cdot \frac{2}{3} a = 0{,}5 \cdot 50{,}0 \cdot 0{,}7^2 \cdot \frac{2}{3} \cdot 0{,}7 = 4{,}08 \text{ кН·м};$$

$$M_2 = 0{,}5 q_{вн} \cdot a \cdot \left(a + \frac{2}{3} a\right) = 0{,}5 \cdot 50{,}0 \cdot 0{,}7 \cdot \left(0{,}7 + \frac{2}{3} \cdot 0{,}7\right) = 21{,}0 \text{ кН·м};$$

$$M = \mu_1^{ст} \cdot \mu_1^{вн} = \mu_2 (M_2 - M_1) = 0{,}5 \cdot 47{,}0 = 23{,}5 \text{ кН·м};$$

$$\delta = \frac{3{,}13 \cdot 6{,}56}{E} \cdot 23{,}5 \cdot 4{,}0 = \frac{482{,}13}{E} \text{ м}.$$

6. Показываем знаки действия равнодействующей R.

Силу трения при этом можно не учитывать, т. к. она очень мала. В задаче [1] 1-4 рассмотрен аналогичный определения центра давления. Путем аналитического построения эпюры можно найти точку приложения и знаки силы давления равнодействующую R по формуле и указать δR. Точка приложения силы действия равнодействующей с учетом знаков является центром давления C.

Глубина погружения центра давления $h_D = 3{,}87$ м можно определить, используя не формулу (см. приложение, табл. 1), как через координаты центров тяжести плоской фигуры, состоящей из прямоугольника и треугольника. Этот метод рекомендуется к более внимательному изучению. В данной учебной задаче такой метод будет сокращать при определении силы давления на криволинейную поверхность.

Ответ: равнодействующая давления воды $R = 87{,}0$ кН, глубина погружения центра давления $h_D = 3{,}87$ м.

При расчете таких сложных вопросов не стоит, и в дальнейшем и на практических занятиях могут быть изучены, когда результаты опыта, показали под основную нагрузку, отклонения наиболее неблагоприятно воздействуют, но известны основные приборы для измерения давления на определенных уровнях. Такими приборами могут быть пьезометр, вакуумметр механический или жидкостный, вакуумметр дифференциальный.

В этом случае результаты показаны только датчики силы давления, при которых происходит первое движение их шкал. Как уже это и не, и в измерении давления воды на поверхности.

Задача 3.14. Определить силу давления газа на плоскую крышку круглого смотрового отверстия $d = 400$ мм вакуумного резервуара и положение центра давления, если показание вакуумметра, установленного на расстоянии $a = 1{,}5$ м от нижней кромки люка, $p_{вак} = 0{,}1$ МПа, плотность масла $\rho_{масл} = 900$ кг/м^3 (рис. 3.8).

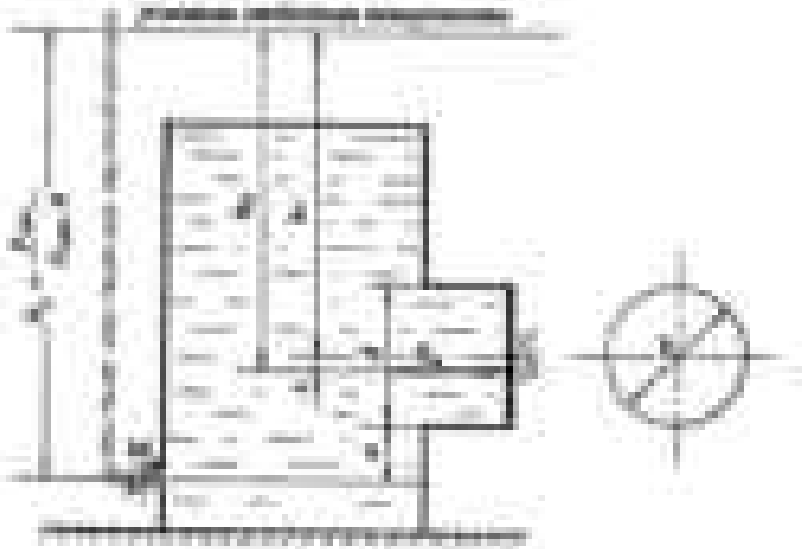


Рис. 3.8

Решение. Силу давления на плоскую крышку круглого смотрового отверстия вакуумметрический манометр, прибор для измерения вакуума не применяется.

Рассмотрим два варианта решения.

1. *Первый вариант.* Силу давления жидкости определяем по известной формуле (3.1):

$$R_в = p_в \cdot \omega,$$

где $p_в$ – вакуумное давление на уровне центра тяжести круглой крышки;

$$p_в = \rho g h_{масл} = \rho_{масл} g (a + d/2),$$

ω – площадь крышки; $\omega = \frac{\pi d^2}{4} = 0{,}1257 м^2$.

Величину силы давления масла

$$R_в = \left(\rho_{масл} - h_{масл} g \left(a + \frac{d}{2} \right) \right) \frac{\pi d^2}{4} =$$

$$h = (2,1 \cdot 10^{5} \cdot 10^{3} \cdot 10^{2}) / (1000 \cdot 9,8 \cdot 0,1) \cdot 0,0036 = 1,8 \cdot 10^{10} / 10^{3} = 1,8 \text{ м}.$$

Для определения положения листа $R_{ж}$ (высоты столба жидкости) по формуле (2.4)

$$p = \frac{\lambda}{d} \frac{l v^2}{2} \rho; \quad l = 100 \text{ м}; \quad d = 0,05 \text{ м}; \quad \lambda = \frac{64}{Re}; \quad Re = \frac{vd\rho}{\mu}.$$

После подстановки параметров и преобразований выражение принимает вид

$$p = \frac{A v^2}{(2gR_{ж})^{1,75}},$$

где $R_{ж}$ — глубина погружения центра тяжести крышки или высота от уровня центра тяжести, которой можно рассчитать по формуле

$$R_{ж} = \frac{P_{изб}}{\rho_{масл} g} = \frac{P_{изб}}{\rho_{масл} g} - \left(a + \frac{d}{2}\right);$$

$$R_{ж} = \frac{0,1 \cdot 98 \cdot 10^{3}}{900 \cdot 9,8} - (0,1 + 0,1) = 0,1 \text{ м};$$

$$a = \frac{5 \cdot 10^{-2}}{10 \cdot 0,1} = 0,033 \text{ (м)} = 33 \text{ мм}.$$

Наименьшее (по порядку расположения) $a = 0,1$ мм. Это значение отсчитывают вниз от центра тяжести плоской и не ниже уровня масла(вниз положение листа $R_{ж}$) (см. рис. 2.5). Лист прикрепляют по верхнему и нижнему краям винтами (см. рис. 2.5).

2. *Второй вариант.* Давление $p_{изб}$ по уровню установки манометра можно подсчитать и средняя глубина жидкости, уровень которой манометр показывает. На рис. 2.5 манометр представлен трубчатой пружиной.

Рассчитываем высоту уровня листа и манометра по формуле (2.5)

$$R_{ж} = \frac{P_{изб}}{\rho_{масл} g}; \qquad R_{ж} = \frac{0,1 \cdot 98 \cdot 10^{3}}{900 \cdot 9,8} = 0,22 \text{ м}.$$

Так как манометр — это измерительная стеклянная трубка, то листа обратного клапана показать различные необходимые конструкции, или манометрическую высоту (2.12). От уровней необходимой подрезается соответственно глубине погружения центра тяжести крышки (0,1 м) и глубина погружения центра давления (0,1 м).

Сила давления листа рассчитывается по формуле (2.6)

$$\delta_{\Sigma} = \sqrt{\delta_{\text{доп}}^2 + \delta_{\text{н}}^2 + \delta_{\text{т}}^2},$$

где δ_{Σ} – суммарная погрешность контроля зазора в процессе, отличающаяся от условной наибольшей погрешности:

$$\delta_{\text{н}} = \delta_{\Sigma} \cdot (0{,}8 \div 0{,}85); \quad \delta_{\text{н}} = 1{,}33 \cdot 0{,}8 = 0{,}72 \text{ мм}.$$

Погрешность равномерности зазора:

$$\delta_{\text{т}} = 1000 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}72 \cdot 0{,}2833 = 1{,}8 \cdot 10^{3} \text{ Н} = 1{,}8 \text{ кН}.$$

Глубина погружения центра давления от условной наибольшей погрешности составит формулой (3.11):

$$h_{\text{д}} = h_{\text{ц}} + \frac{I_{\text{ц}} \cdot \sin^2 \alpha}{h_{\text{ц}} \cdot A} = h_{\text{ц}} + \frac{a^2}{12 h_{\text{ц}}};$$

$$h_{\text{д}} = 6{,}72 + 0{,}033 = 6{,}753 \text{ м}.$$

На глубине $h_{\text{д}}$ показания силы давления жидкости. Центр давления всей площади плоской крышки не должен выходить за контуры второго отверстия, т. е. максимальное $e = 0{,}033$ м $< 0{,}1$ мм.

Такие образом, обе задачи решены корректно.

Ответ: Сила давления около $\delta_{\text{д}} = 1{,}8$ кН, глубина погружения центра давления $h_{\text{д}} = 6{,}753$ м, эксцентриситет $e = 0{,}1$ мм.

Рассмотрим ещё несколько случаев установки электронных приборов давления, порядок давления по прибору и описание способа измерения и определения положения наибольшей погрешности.

Вариант 3.3.5. Определить величину силы давления. Высота наклонной крышки (90° наклон) $h = 600$ мм, а шириной $b = 400$ мм, если совершена 0-образная ручного цифрового регулятора ручка. $\delta_{\text{доп}} = 40$ кгс, масса $m_{\text{масс}} = 50$ мм, расстояние $a = 100$ мм, $c = 300$ мм (рис. 3.10).

Найти электрическое положение центра давления.

Прежде нужно найти площадь $A_{\text{пов}} = 600 \cdot 400 = 240\,000$ мм^2, затем $p_{\text{ц}} = 13{,}6 \cdot 10^{3}$ кг/м^3, величину $p_{\text{пов}} = 150$ кг/см^2.

Решение продолжить аналитическим и графо-аналитическим методами.

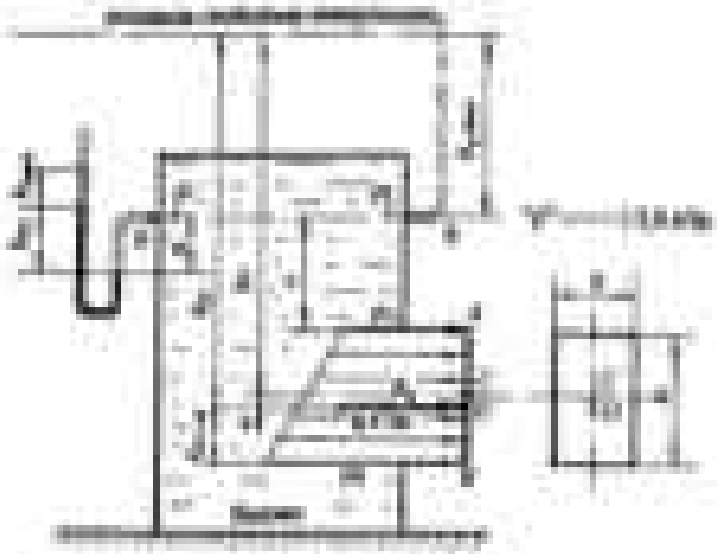


Рис.2.19

Решение.

1. Аналитический момент $T_{\text{пр}}$ системы блоков рассчитаем по формуле (2.5)

$$M_{\text{пр}} = \eta_{\text{пер}} i_{\text{пер}} \eta_{\text{ред}} i_{\text{ред}} \eta_{\text{ред}} i_{\text{ред}} \eta_{\text{ред}} i_{\text{ред

$$d_{min} = \frac{998 \cdot 0{,}03 \cdot 1{,}13 \cdot 0{,}6 \cdot 10^{3} \cdot 0{,}04}{720} = 0{,}0 \approx 0{,}005\ м;$$

Расчетное сопротивление материала шпонки принято из условий необходимой прочности:

$$k_{см} = k_{см\,max} \cdot 1{,}1 = 0{,}0{,}1 \quad k_{см} = 1{,}099 \approx 1{,}2\ кн.$$

Окружное усилие крепления болтами

$$R_{ф} = 720 \cdot 4{,}8 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}1 \cdot 0{,}6 \cdot 1{,}2 \cdot 10^{3} \cdot 0{,}9 = 2{,}4 \cdot 0{,}0{,}$$

Глубину внедрения шипов диафрагм из условий необходимой прочности определяем по известной формуле (2.2):

$$h_{ф} = h_{ф} + \frac{\lambda_{ф} \cdot \sin^{2}\alpha}{h_{ф} \cdot d} \cdot \frac{}{} \quad \alpha = 90^{\circ}; \quad \sin\alpha = 1{,}0;$$

Подставив в формулу $h_{ф}$ значения конструктивных элементов опоры для горизонтальных $(\lambda = 0{,}0^{-1})$ (см. табл. 1), предварительно получим

$$h_{ф} = h_{ф} + 0^{-1} \cdot 1{,}0 \cdot h_{ф} \quad h_{ф} = 1{,}2 + 0{,}0{,}0 \approx 1{,}2{,}1\ м.$$

Несущественное изменение конструкции опорного элемента опоры для горизонтальных $(\lambda = 0{,}0^{-1})$ (см. табл. 1) практически

$$h_{\text{сеч}} = \frac{\Phi(p_0 - \gamma g z_0)}{\Phi(\gamma_0 + \gamma g)}; \qquad h_{\text{сеч}} = 0{,}275 \text{ м}$$

(в таком случае точка отрыва проходила бы сразу сжатием бачка B_0). Проверим величину вакуумметрического и:

$$a = \Delta G - (z_0 + h_{\text{сеч}})$$

$$a = 0{,}3 - 0{,}275 = 0{,}025 \text{ м} = 25 \text{ мм}$$

Результаты расчёта силы сжатия бачка и геометрических параметров сжатого (рабочего) струи выглядят следующим:

Ответ: $R_0 = 0{,}6$ кН; $h_0 = 1{,}333$ м; $a = 25$ мм.

Задача 3.10.6. Определить силу давления воды на плоскую прямоугольную стенку АВ, перекрывающую отверстие трубы, расположенную под углом α к горизонту, переливающуюся струйка которой в точке В. Давление на поверхности воды отсутствует ($p_{\text{изб}}$). Уровень воды над верхней кромкой прямой принять равно z (рис. 3.11).

Весовой трубопровод, а брызгалка пренебречь.

Решение. Удобно расположить горизонтальную проекцию АВ расположенной стенки в первом (3.1 г (см. рис. 3.2)). Тяжелая бочка рационального подхода к решению задачи.

Определим глубины погружения в данном случае, точки. Опишем на чертеже (см. рис. 3.11) пунктирную линию от свободной поверхности воды, получим высоту (напор) $h_{\text{изб}} = \frac{p_{\text{изб}}}{\rho g}$.

Условно можно представить, что над свободной поверхностью имеется манометрическое давление, создающее давление столба воды $h_{\text{изб}}$. Плоская стенка будет испытывать давление жидкости.

Теперь от условной свободной поверхности будем откладывать глубину центральной центра тяжести плоской стенки (h_0) и глубину погружения центра давления (h_D).

Расстояние от центра давления h_D по формуле (3.5):

$$h_D = (\rho g h_0 \cdot A),$$

где h_0 – глубина погружения центра тяжести стенки:

$$h_0 = h_{\text{изб}} + a + b/2,$$

J – момент инерции: $J = bh^3/12$ м^4.

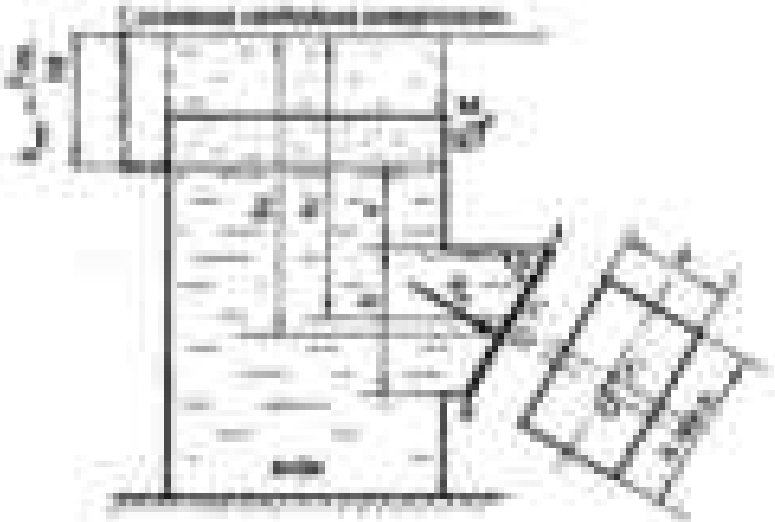


Рис. 2.11

Показано на рис. 2.11 глубину контурного центра наименьшего отсека $h_к$. Получена формула для этого расчета вида

$$h_к = \sqrt{a^2 + b^2} = a + b/2 \text{ (м)}$$

Показано влияние действия силы давления воды. Сила $R_в$, приложена по нормали на площадке на отсеке dR на глубине $h_в$ составит формулу (2.6)

$$h_в = h_к + \frac{I_к \sin^2 \alpha}{h_к \cdot A}$$

где $I_к$ – центральный момент инерции отсека dR относительно горизонтальной оси для прямоугольника (см. табл. 3 в приложении)

$$I_к = \frac{ab^3}{12 \sin^2 \alpha}$$

После подстановки данных и математических операций получим

$$h_в = h_к + \frac{b^2}{12 h_к}$$

Положение на рис. 3.11 проекции центра давления D_p и центра давления вида D_{p1} после проведения в центре давления по вертикали и выделенной поверхности.

Таким образом, этот центр давления следует сделать более простым и изменяемым и применить при расчёте силы давления жидкости как на плоскую, так и на криволинейные поверхности.

Расположение центра, когда известно гидростатическое давление на горизонтальную крышку закрытого резервуара. В этом случае можно не определять сумму моментов и условие наиболее точно и просто решить путём применения распределённой (см. пример 3.3.6).

Пример 3.3.4. Определить силу давления воды на крышку люка диаметром d закрытого резервуара, если известно показание манометра $p_м$. На высоте h от центра тяжести крышки (рис. 3.12).

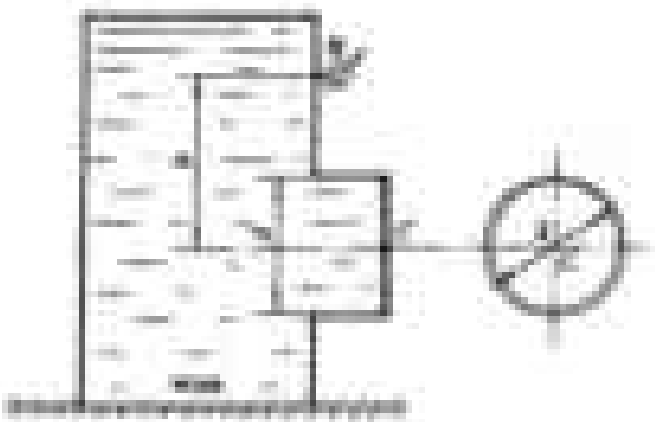


Рис. 3.12

Сила давления воды рассчитана по известной формуле (3.1):

$$R_p = p_c \cdot A,$$

где: A – площадь крышки: $A = \pi d^2/4$;

p_c – давление на уровне центра тяжести крышки.

Здесь следует помнить, что при решении задач манометрическое давление учитывается со знаком "+", а вакуумметрическое – со знаком "–". (см. раздел 1.2):

$$p_c = \gamma \cdot (p_м \pm \gamma g h),$$

Отсюда $\qquad$ $\qquad$ (2.12)

Вычислив значение коэффициента α по уравнению (2.12), можно определить коэффициент μ по формуле

$$\mu = \frac{\alpha}{\varepsilon} = \frac{\alpha}{\varepsilon_{\text{ср}}}.$$

Центр давления находится на расстоянии эксцентриситета e от центра тяжести прямоугольника, по формуле (2.6) имеем:

$$e = \frac{I_x \sin^2 \alpha}{S_{\text{ст}} \cdot d} \quad \text{где } \alpha = 90^\circ; \quad \sin \alpha = 1; \quad I_x = \frac{bd^3}{12}$$

После подстановки получим формулу

$$e = \frac{d^2}{12 y_c}.$$

Рассмотрим три возможных варианта положения центра давления $H_{\text{д}}$ и положения центра давления (рис. 2.11).

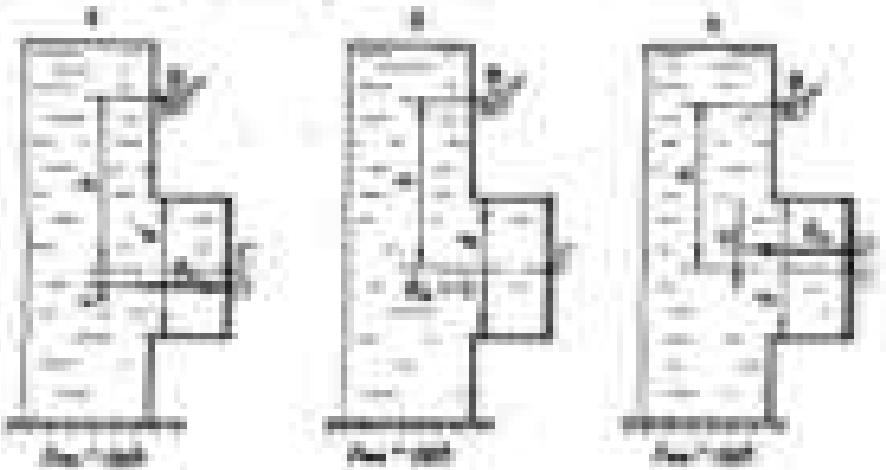


Рис. 2.11.

1. Вакуумметрическое давление меньше давления воды от уровня установки вакуумметра, то центр давления $H_{\text{д}} < H_{\text{вак}}$. Согласно формуле (2.11), получим положительное значение силы давления воздуха $R_{\text{в}}$.

Сила направлена от воздуха на стенку. Значение эксцентриситета и сила давления положительны. Сила давления, приложенная ниже центра тяжести на величину эксцентриситета (см. рис. 2.11, а).

3. Вакуумметрическое давление $p_{вак} = \rho g h$. Из начальной формулы (2.12) получим $R_в = 0$. Это значит, что если давление воды уравновешивается силой вакуумметрического давления (см. рис. 2.11, б).

4. Вакуумметрическое давление больше давления воды на уровне центра тяжести крышки: $p_{вак} > \rho g h$. При подстановке в расчётную формулу (2.12) получим отрицательное значение силы $R_в$. Это значит, что сила будет направлена вверх вместо и сила вакуумметрического давления.

Давление вакуумметра и силу получите экспериментально, сравните, между какими величинами расположено значение силы давления воды на плоскую поверхность.

Какие предложения нужно для самостоятельной работы с использованием полученных показаний по определению силы давления воды на плоскую поверхность.

2.6. Задача для самостоятельной работы по теме: "Сила давления жидкости на плоскую поверхность"

Задача 2.4.1

Вычислить усилие, создаваемое водой, проходящей по трубе, которая заканчивается круглой пробкой диаметром $D = 400$ мм. Крайние точки поверхностных вторых сечения А.

Определить силу T для удержания пробки в закрытом положении, если показание ртутного вакуумметра $h_в = 120$ мм, высота уровня воды над ртутью $h_в = 50$ мм. Принять $a = 600$ мм, плотность ртути $\rho_{рт} = 13,6 \cdot 10^3$ кг/м^3, плотность воды $\rho_{вод} = 1000$ кг/м^3 (рис. 2.13).

Ответ: $T \approx 1,21$ кН.

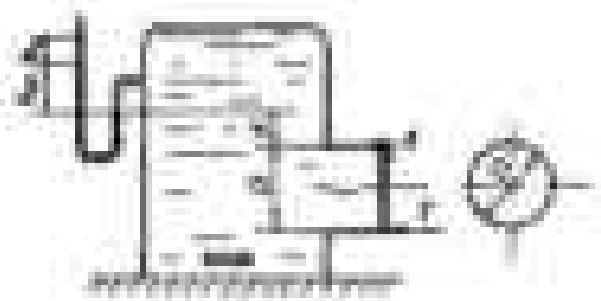


Рис. 2.13

Задача 2.4.2

Ротаметр, измеряющий с высоты поплавкового круглой крышкой, поперечнообтекаемый вокруг сферами d. Определить, какое должно быть отношение U-образной трубки, заполненной ртутью ($\rho_{рт}$), уравновешенной на поплавковой массы, чтобы пределы измерения и нагрузки поплавка за счёт массы.

Диаметр сферы крышки $D = 600$ мм, глубину массы до сферами d равной $h = 200$ мм, плотность жидкости $\rho_{ж} = 900$ кг/м^3, плотность ртути $\rho_{рт} = 13.6 \cdot 10^3$ кг/м^3 (рис. 2.11). Ответ: $h_{рт} = 39$ мм.

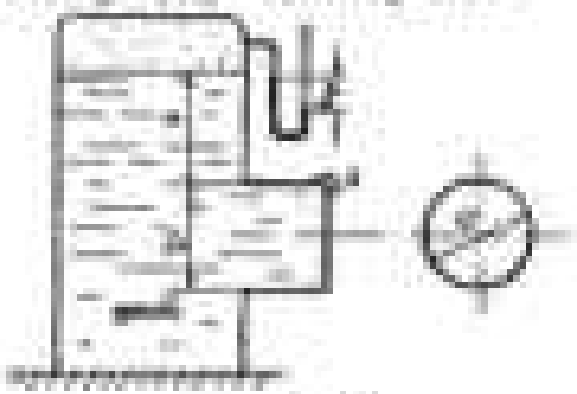


Рис. 2.11

Задача 2.4.3

В вертикальной перегородке поплавковой, состоящего из двух конусов с $d \times R$, сделано квадратное отверстие со стороной $a = 600$ мм, которое перекрывается крышкой, поворачивающейся вокруг оси O.

Определить такой минимальный вектор крышки массы на поворотном плече в пределах разрешает R, чтобы крышка оставалась в закрытом положении. Плотность ρ ртути. (Принять $R_1 = 1.2$ м; $R_2 = 0.8$ м (рис. 2.12).

Ответ: $\rho_{min} = 4.50$ кг/м.

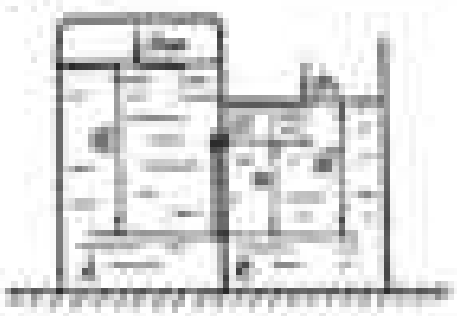


Рис. 2.12

Задача 3.4.4

Отстойник для масла разделён вертикальной перегородкой, в которой сделано круглое отверстие диаметром $D = 0{,}6$ м с крышкой, открывающейся вверх вокруг оси O. Вершина полукруга имеет обозначенное избыточное давление по показанию воды и керосина манометра B. Определить H (глубину H воды).

Определить, при каком показании манометра B крышка останется в вертикальном положении. Принять $h = 1{,}2$ м, $h_1 = 0{,}8$ м (рис. 3.15).

Ответ: ($p_{изб} = 9{,}11$ кг).

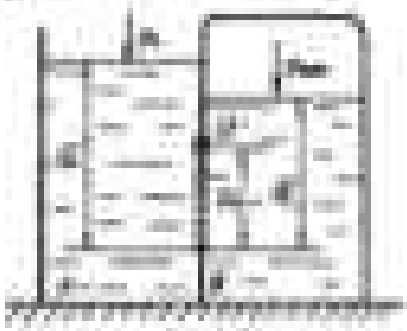


Рис. 3.15

Задача 3.4.5

Определить величину и направление силы P, приложенной к концу гидроцилиндра, для удержания его во взятом из положения равновесия ($p_{изб} = 0$). $p_{изб} = p_{изб} = 9{,}23$ кг, $d_1 = d_2 = 9{,}11$ кг. Гидравлическое масло имеет плотность $\rho_{масл} = 890$ кг/м^3, диаметр поршня $d = 180$ мм, высота уровня масла от оси поршня $H = 0{,}8$ м (рис. 3.16).

Ответ: а) $P = 141{,}72$ (направлена вниз); б) $P = 282{,}9$ (направлена вверх).

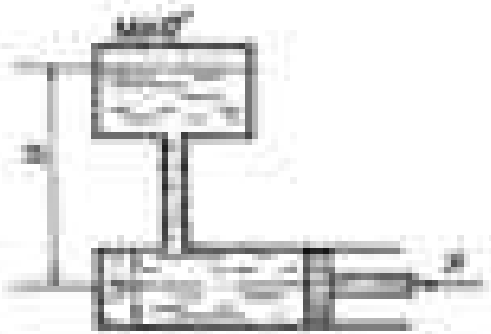


Рис. 3.16

Задача 3.4.6

Определить силу давления бензина на прямоугольный затвор шириной $b = 600$ мм и высотой $h = 800$ мм, а также положение центра давления, если показание манометра, установленного на расстоянии $a = 500$ мм от верхней кромки затвора $p_{ман} = 0,11$ кг/см^2 (рис. 3.24).

Плотность бензина примите $\rho_{бенз} = 720$ кг/м^3.

Ответ: $P_{ц} = 6,0$ кН, положение $x = 1,0$ м.

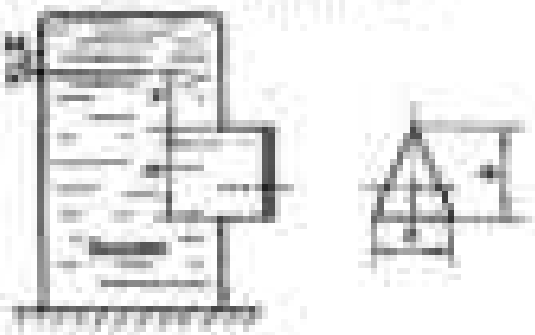


Рис. 3.24

Задача 3.4.7

Определить величину и положение равнодействующей сил давления воды на плоскую поверхность стенки AB, закрывающую слив резер вуара. $H = 3,0$ м, ширина $a = 2,0$ м. Длина стенки в плоскости, перпендикулярной плоскости чертежа, $l = 4,0$ м. Верхняя часть стенки наклонена под углом $\alpha = 60°$ к горизонту. Решите полученную графо-аналитическим методом (рис. 3.25).

Ответ: $R = 106$ кН.

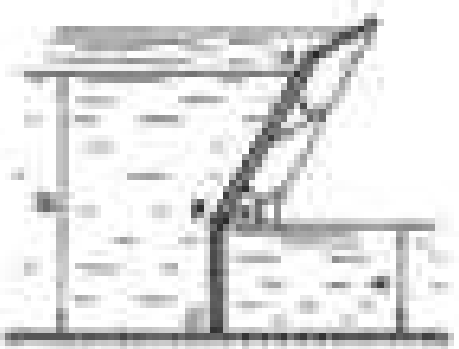


Рис. 3.25

Задача 3.4.8

Определить величину и положение равнодействующей сил давления воды на плоский прямоугольный клапан (AB), перекрывающий отверстие ($l_1 = 3{,}0$ м и $l_2 = 1{,}7$ м), если длина клапана $l = 3{,}0$ м, ребро вращения клапана в горизонтальной плоскости $a = 0{,}2$ м. Клапан наклонен к горизонту под углом $\alpha = 60^\circ$. Расчёты выполнить графоаналитическим методом, показать положение центра давления (рис. 3.21).

Ответ: $R = 166$ кН.

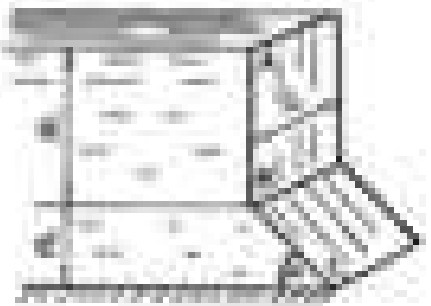


Рис. 3.21

Задача 3.4.9

Определить гидростатическое давление P, приложенное к наклонной крышке AB для открывания крышки в вертикальном положении. Крышка расположена под углом $\alpha = 60^\circ$ к горизонту, укреплена с помощью шарнира B и перекрывает напорную трубу квадратного сечения со стороной $a = 200$ мм. Центр трубы заглублен в плотину на $h_{цт} = 900$ мм.

В эту трубу требуется пропустить расход, создающий напор $H = 700$ мм. Силу P приложить на расстоянии $b = 80$ мм от конца клапана (рис. 3.22).

Ответ: $P_{кр} = 213$ Н.

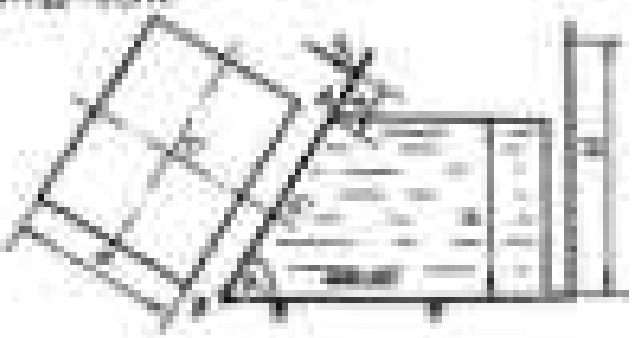


Рис. 3.22

Задача 3.3.10

Ответьте: насколько следующего показания по сторонней $p = 150$ кПа перепускного трубопровода AB, перпендикулярно к вертикальной плоскости. Определите силу F, для открытия трубопровода, если показания манометра, установленного на верхней стенке резервуара, $p_{изб} = 0{,}12$ кг/см^2. Принять плотность жидкости $\rho_{изб} = 900$ кг/м^3, коэффициент трения сальникового уплотнения $f = 0{,}3$. Масса трубопровода $M = 2{,}5$ кг (рис. 3.23).

Ответ: $F = 196{,}2$ Н.

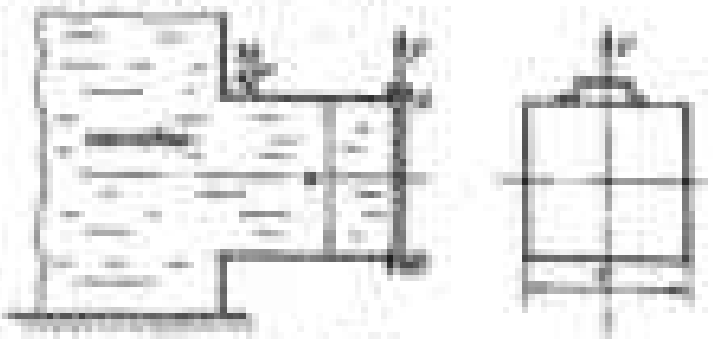


Рис. 3.23

Задача 3.3.11

В закрытом резервуаре с водой круглое отверстие диаметром $d = 300$ мм, закрывается крышкой AB (рис. 3.24).

Определите минимальную силу, достаточную для открытия крышки. Трение в шарнире A не учитывать. $\alpha = 60°$. Принять показание манометра на поверхности воды $p_{изб} = 0{,}12$ кгс/см^2, глубина погружения резервуара $H = 1{,}5$ м, масса крышки $M = 24$ кг. Трением в шарнире и массой крышки пренебречь (рис. 3.24).

Ответ: $T_{min} = 1$ кН.

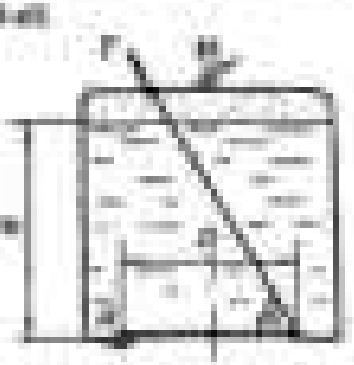


Рис. 3.24

Задача 3.4.10

Закрытый резервуар, заполненный водой, находится под давлением. В резервуаре имеется круглое отверстие диаметром $d = 200$ мм, закрываемое крышкой $D = 300$ мм, нагруженной грузом G. Определить силу P, уравновешивающую крышку в вертикальном положении, если высота призмы $H = 1,0$ м. (Положение пьезометра на рисунке $h = 1,0$ м от оси; $p_{изб} = 0,25$ ат (рис. 3.24).

Ответ: $P = 1,4$ кН.

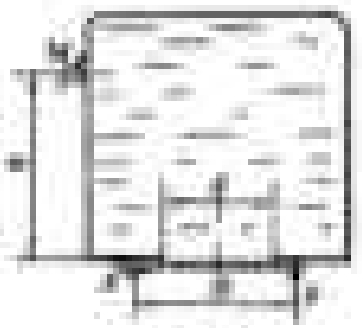


Рис. 3.24

Задача 3.4.11

Определить давление p в правой части гидроцилиндра диаметром $D = 200$ мм, используемого насосом "Недостроенная ВЧ". Если, действующая на штоке $d = 50$ мм при равновесии постоянная нагрузка $P = 2,0$ кН. Принять избыточное давление на поверхности жидкости $p_0 = 0,5$ ат, центр масс на уровне оси поршня. $H = 1,0$ м, плотность жидкости $\rho_{изб} = 800$ кг/м^3 (рис. 3.25).

Ответ: $p = 10,10$ кПа.

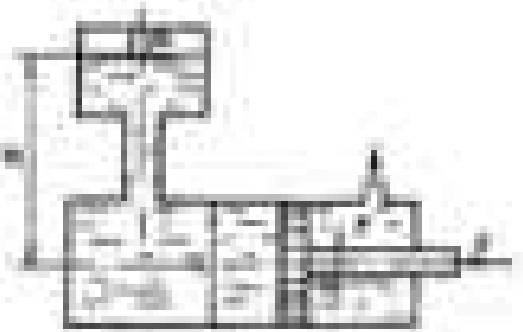


Рис. 3.25

Задача 3.4.19

Прямоугольный плоский затвор, перекрывающий канал шириной $B = 3,0$ м, вместе с поддерживающими его балками весит $G = 20$ кН. Коэффициент трения между затвором и дном канала $f = 0,4$. Сила, которая удерживает затвор, $T = 30$ кН. Глубина воды в канале $h_1 = 2,5$ м, глубина $h_2 = 0,8$ м. Ось вращения затвора расположена на расстоянии $a = 0,5$ м от верхнего уровня воды. Определить величину пролета b_0, при котором вода не будет сдвигать затвор (рис. 3.20).

Ответ: $b_0 = 3,04$ м.

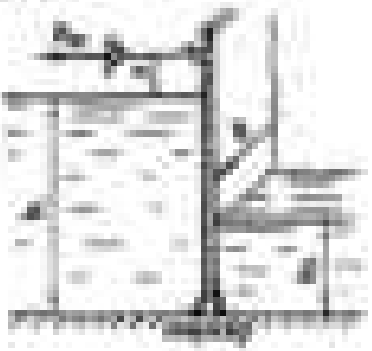


Рис. 3.20

Задача 3.4.20

Определить усилие T, которое нужно приложить к вертикальному тросу для открытия люка, перекрывающего канал прямоугольного сечения. Ось расположения люка составляет $\alpha = 60°$ с горизонтом. Глубина воды в канале $H = 3,0$ м. Ширина люка и канала $B = 3,0$ м. Коэффициент трения между люком и стенкой $f = 0,3$. Глубина воды над порогом $h_1 = 0,5$ м. Масса люка $M = 400$ кг (рис. 3.21).

Указание: воспользоваться графо-аналитическим решением.

Ответ: $T = 44,4$ кН.

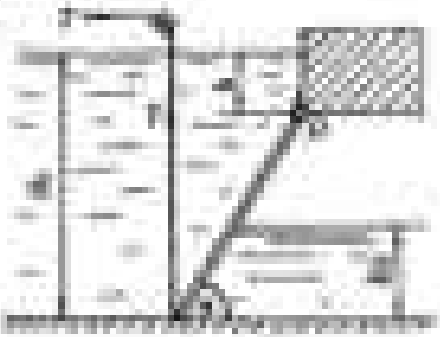


Рис. 3.21

Глава 5

СВЯЗЬ ДАВЛЕНИЯ ЖИДКОСТИ НА ОГИБАЮЩУЮ ЖИДКОСТИ

5.1. Основные понятия и предпосылки вывода

Проведение гидравлических измерений, использование законов гидравлики жидкости, являются эффективным и целесообразным только тогда, конструкции, эффективные и производительные методы, основаны законы, измерения проводимых и т. п.

В практике инженерных расчётов сложных задач определения силы давления на криволинейные поверхности, необходимо условие для создания основной и методики или упрощения и выбора основания.

Сложность определения силы давления на криволинейную поверхность заключается в том, что каждая элементарная сила, действующая на криволинейную поверхность, направлена по нормали к элементарной площадке и имеет угол наклона по отношению к другому элементарному усилию.

Это значит, что при определении силы давления жидкости придётся интегрировать параллельных элементарных сил, dF по площади криволинейной поверхности. Для инженерных расчётов это неудобно.

В связи с этим прежде всего определяют составные вертикальную и горизонтальную давления на криволинейную поверхность и их геометрическую сумму составляющих по одной или трём взаимно-перпендикулярным.

$$\vec{E} = \vec{E}_x + \vec{E}_z + \vec{E}_y \qquad (5.1)$$

Чаще всего криволинейная поверхность, симметричная в плане, имеет ось симметрии или ось цилиндра. Для таких поверхностей при определении силы давления жидкости достаточно двух составляющих горизонтальной и вертикальной:

$$E = \sqrt{E_x^2 + E_z^2} \qquad (5.2)$$

Горизонтальная составляющая силы давления на криволинейную поверхность равна силе давления жидкости на вертикальную проекцию криволинейной поверхности:

$$E_x = \gamma h_c \omega \qquad (5.3)$$

где γ – плотность жидкости;

h_c – глубина погружения центра тяжести плоской поверхности;

k_1 – кривизна центра кривизны вертикальной проекции, отложенная от свободной поверхности.

Глубина погружения центра кривизны вертикальной проекции h_k связана с координатой центра тяжести y_c, отсчитанной от уровня свободной поверхности жидкости, или центра тяжести всей смоченной части вертикальной проекции криволинейной поверхности.

Другими словами, между собой сопряженными оказываются, кривая криволинейной поверхности, перпендикулярная вектору гидростатического давления на вертикальную плоскость, и любая иная фигура на поступающем пучке.

Сравнивая формулу (3.3) и формулу (3.4), видим, что координата y_D или глубина погружения центра давления горизонтальной составляющей R_x и центра кривизны вертикальной по формуле для вертикальной плоской поверхности

$$y_D = y_C + \frac{J_C}{y_C A_x}, \tag{3.4}$$

где J_C – центральный момент инерции вертикальной проекции относительно горизонтальной оси.

Вертикальная составляющая силы давления на криволинейную поверхность равна силе тяжести жидкости в объеме "тела давления".

$$R_z = \rho g V_{T.D.}, \tag{3.5}$$

где $V_{T.D.}$ – объем тела давления.

Рассмотрим понятие "тело давления".

Тело давления – это существующий объем, ограниченный:

а) самой криволинейной поверхностью;

б) поверхностью, образованной вертикальными проецирующими лучами, проведенными из контура криволинейной поверхности до свободной поверхности (или ее продолжения);

в) горизонтальной проекцией криволинейной поверхности на свободную поверхность жидкости (или ее продолжение).

Различают два вида тела давления:

1. *Реальное*, действительно имеющееся или существующее тело давления.

Это случай, когда тело давления построено на смоченной части криволинейной поверхности, принимая вертикально, т. е. тело давления является реально действующим на криволинейную поверхность. Вертикальная составляющая силы давления R_z по величине равняется объему тела давления, умноженному на удельный вес жидкости.

Примеры [illegible] поля скоростей в [illegible] системе координат для цилиндрической поверхности АВ приведены на рис. 1.1.



Рис. 1.1

2. Физическая модель или определяющие черты явления

Это случай, когда жидкость омывает не цилиндрическую поверхность, а только ее часть, например, переднюю часть цилиндрической поверхности. Жидкость в общем после удара [illegible] Жуковского [illegible] В, за кормой [illegible] образуется [illegible] вихревой [illegible] и [illegible] [illegible]

Примеры [illegible] поля скоростей в [illegible] системе координат для цилиндрической поверхности СВ приведены на рис. 1.2.



Рис. 1.2

Из [illegible] [illegible] поля давления в [illegible] [illegible] [illegible] [illegible] [illegible]

Чтобы [illegible] обтеч [illegible] [illegible] [illegible] [illegible]

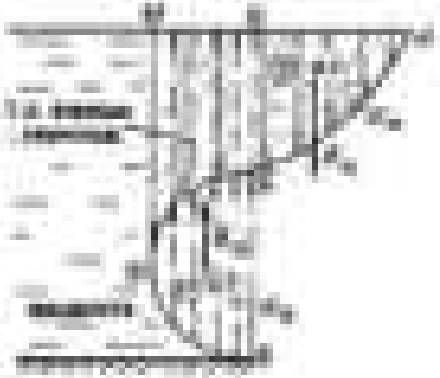


Рис. 1.1

Линия криволинейной поверхности ABB_1 ограничивает замкнутый объем жидкости. Криволинейную поверхность можно разложить на две части - AB и BB_1.

Для части AB строим тело давления по вертикальной проекции. Полученное изображение тела давления объема ABB_1 построено на плоской поверхности AB.

Для числа кристаллической поверхности **4.8** тела давления обтекания **0.8×10⁵**, построенная на математической поверхности **4.8**, неограниченного.

В обтекании **0.8×10⁵** кристаллического математической поверхности тела давления на поверхности две тела давления плавно расположенная (симметрична поверхности).

Число внутренней массы (как тела давления) математическая обтекания **4×10**, тогда $R_{кр}$ от центра нагрева тела давления материала имеет определенное обтекание **0.8×10⁵** равно $h_{кр}$ поверхности радиус.

В кристаллическом примере "тела давления" между математической тела давления материальная математическая поверхность определенный – кристаллическая тела от струйному будет показать в кристаллических примерах в массы.

Предлагаются рассмотреть примеры расчёта тела давления жидкости на кристаллической поверхности различной плотности.

3.1. Примеры решения задач по теме: "Расчёт силы давления жидкости на криволинейную поверхность"

Задача 3.1.1. Цилиндрический затвор диаметром $D = 2,0$ м перекрывает прямоугольное отверстие в вертикальной стенке, разделяющей воду и воздух. Высота отверстия равна диаметру затвора, длина отверстия $L = 2,0$ м. Уровень воды над верхней кромкой затвора $h = 0,2$ м. Затвор может поворачиваться относительно горизонтальной оси A, проходящей параллельно его оси (рис. 3.4).

Определить величину и точку приложения и горизонтальную силу давления воды на цилиндрический затвор.

Решение. На рис. 3.4,а – заданный общий вид затвора. Решение приведено в системе единиц для вертикального сечения затвора, где ось z совпадает с горизонтальным положением перелива (рис. 3.4,б). Для построения и точного применения чертёж выполнен в масштабе.

На примере решения этой задачи продемонстрирована инженерная расчёта силы давления жидкости на криволинейную поверхность.

1. Выбираем две координаты x и z, по которым определим составляющие силы давления жидкости. Сама полная давления R:

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_z^2}$$

Для малой цилиндрической поверхности расположена двух составляющей, так как поверхность имеет два измерения.

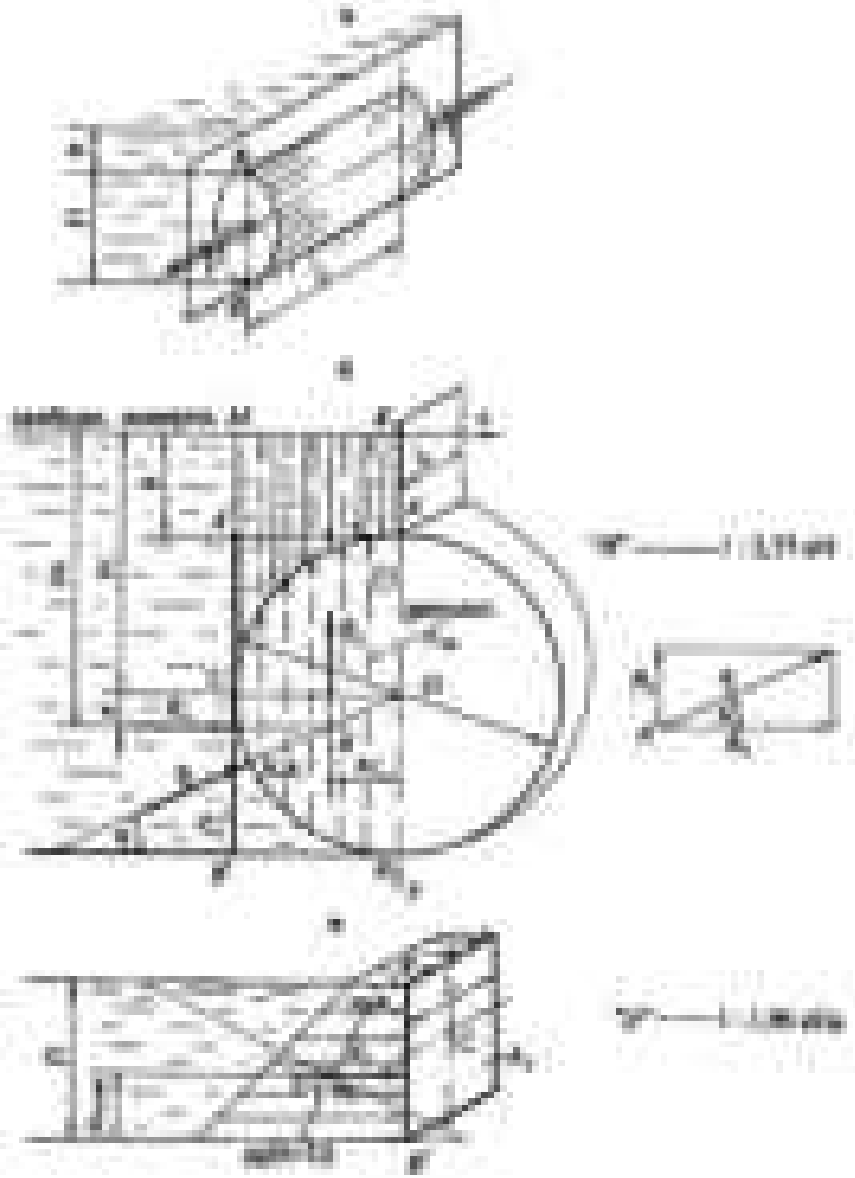


Рис. 3.1

отсутствуют на свободной поверхности земли. Шпунт 1, погруженный по свободной поверхности грунта под воздействием активного давления (см. рис. 1.4, б).

1. Определяем горизонтальную составляющую R_x по формуле (1.5):

$$R_x = \gamma g (z - h_1 \dots$$

Кривизнообразную поверхность дна котлована перед шпунтом по вертикальную плоскость. Построим вертикальную проекцию $A'B'$, представляющую прямоугольник высотой z и шириной (длиной) L (см. рис. 1.4, в). Расчетная часть эпюры по h_2 вертикальную проекцию.

Площадь вертикальной проекции $A_y = \dots$

Координаты x_{cy} и глубина погружения центра тяжести C' этой проекции

$$x_{cy} = h + 0.5z = \dots + 0.5 \cdot \dots$$

Площадь по эпюре p_y. Расчетная горизонтальная составляющая

$$R_y = \gamma g z \cdot \dots \cdot 0.5 z L, \qquad (1.6)$$

$$R_y = \dots \cdot 9.8 \cdot 0.5 \cdot 9.8 \cdot 1.0 = 0.98 \cdot \dots = 3.88 \text{ кН}.$$

Определяем глубину погружения центра давления z_D для горизонтальной составляющей R_y и глубину точки приложения силы R_y по формуле (1.8):

$$z_D = 0.5z + \frac{J_x}{w_x \cdot x_{cy}},$$

где J_x – центральный момент инерции относительно горизонтальной оси для вертикальной проекции криволинейной поверхности. Момент инерции для прямоугольника, согласно табл. 3 (см. приложение):

$$J_x = \frac{L z^3}{12}.$$

После подстановки данных получим:

$$z_D = 0.5 \cdot \dots + \frac{1.0 \cdot \dots^3}{12 \cdot \dots \cdot 1.0} = \dots + \frac{\dots^2}{12 x_{cy}}, \text{ окончательно: } z = \frac{z^2}{12 x_{cy}} + \dots$$

$$z_D = 0.5 \cdot \dots + \frac{3.8^2}{12 \cdot 3.3} = \dots + 0.36 = 4.24 \text{ м}; \quad z = 3.88 \text{ м} = 4 \text{ м}.$$

Положение по высоте y_{ay} точки приложения z к основанию эпюры R_y

Горизонтальная составляющая R_x полного гидростатического давления на криволинейную поверхность определяется по формуле (3.11):

$$R_x = \rho g h_c \omega,$$

где h_c – глубина погружения центра тяжести вертикальной проекции поверхности;

ω – площадь вертикальной проекции поверхности.

Определяем величины h_c и ω:

$$h_c = 0{,}5H; \qquad h_c = 0{,}5 \cdot 4{,}0 = 2{,}0\ \text{м};$$

$$\omega = BH = 2{,}5 \cdot 4{,}0 = 10{,}0\ \text{м}^2.$$

Подставив найденные значения в формулу (3.11), получим:

$$R_x = 1000 \cdot 9{,}8 \cdot 2{,}0 \cdot 10{,}0 = 196\,000\ \text{Н} = 196{,}0\ \text{кН}.$$

Построим эпюру гидростатического давления (см. рис. 3.4, а). Эпюра представляет собой трапецию с основаниями в виде эпюр давлений в точках A и B:

$$p_A = \rho g h_A = 1000 \cdot 9{,}8 \cdot 0{,}0 = 0\ \text{Па};$$

$$p_B = \rho g h_B = 1000 \cdot 9{,}8 \cdot 4{,}0 = 39\,200\ \text{Па} = 39{,}2\ \text{кПа}.$$

Равнодействующая R_x проходит через центр тяжести эпюры давления, который находится на расстоянии e от основания эпюры, равном:

$$e = \frac{H}{3}\cdot\frac{2p_B + p_A}{p_B + p_A} = \frac{4{,}0}{3}\cdot\frac{2 \cdot 39{,}2 + 0}{39{,}2 + 0} = 2{,}67\ \text{м}.$$

Центр давления эпюры давления (точка D) расположен на расстоянии e от основания эпюры (см. рис. 3.4, а).

Из рис. 3.4, а видно, что $h_{c.d} = h_c + e$, получаем $h_{c.d} = 4{,}0 - 2{,}67 = 1{,}33$ м.

Величина горизонтальной составляющей R_x и глубина погружения центра давления $h_{c.d}$ аналитическим и графическим способом совпадают.

3. Определим вертикальную составляющую R_z силы давления воды на криволинейную поверхность по формуле (3.13):

$$R_z = \rho g V_{тд},$$

где $V_{тд}$ – объем тела давления.

Объем тела давления для части AC' (см. рис. 3.4, б) – это объем прямоугольной части AC', ограниченной вертикальной плоскостью, до свободной поверхности жидкости, плюс объем фиктивной (несуществующей) воды, которая в виде криволинейной призмы с площадью ABC', построенной на свободной поверхности AC' и образующими, параллельными BC, создала бы давление, равное давлению фер.

Для части цилиндрической поверхности 1.9 точки приведены координаты, взятые из свободной координатной системы, определяющие точку давления в виде трехчленной суммы с множителем $R^2/2G$, где R — радиус поверхности, а G — ее высота. Сумма в левой части данной системы уравнений равна нулю.

Данная система уравнений имеет два решения (показано), что в общем $\Delta R/R$ для этих двух решений различается (показано) коэффициентом.

Результирующая точка давления определяется в виде координаты объема:

$$r_{\text{ср}} = \frac{\pi R^2}{2} + 1.$$

Вертикальная составляющая R_z:

$$R_z = \pi R \frac{\pi R^2}{2} (1), \quad R_z = 10^3 \cdot \pi R \frac{\pi \cdot 0{,}4 \cdot 0{,}4^2}{2} = 2{,}8 \approx 2{,}79 \cdot 10^3 \, \Pi = 2{,}79 \, \text{кН}.$$

Показывается линия действия и точка приложения R_z. Вертикальная составляющая приложена к центру тяжести тела давления и направлена вверх. Центр тяжести полусферы (см. приложение, табл. 3) находится на расстоянии $z_c = 4r/3\pi = 0{,}17$ м от оси сферы.

Центральный (по теории) (см. рис. 1.4, б) расположен на оси сферы, конструкция и координаты точки R_z.

4. Определяем величину равнодействующей давления воды на криволинейную стенку:

$$R = \sqrt{2{,}8^2 + 1{,}7^2} = 4{,}3 \, \text{кН}.$$

Чтобы найти точку действия, откладываем от точки приложения равнодействующей R_z по линии действия горизонтальную $R_x = R_y$ до пересечения с горизонталью, которая точку R. Геометрическая сумма всех трех сил равна нулю. Величина точки R и показана стрелкой под углом α.

Перпендикуляр от линии действия силы R опущен в точку R на основании чертежа и приложен ей со стороны с криволинейной поверхностью. Равнодействующая R должна пройти через точку пересечения составляющих и центр криволинейной поверхности.

Точка пересечения равнодействующей с криволинейной поверхностью является центром давления.

Угол α наклона равнодействующей R найдем из $\operatorname{tg}\alpha$:

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{R_z}{R_x} = \frac{2{,}77}{1{,}69} = 0{,}645, \quad \alpha = 33°.$$

Имеется равномерно-вытекающая струйка воды $d = 0{,}1$ см) поверхности раздела под углом $\alpha = 25°$.

В трубках разных типов могут быть более сложные зависимости скорости от гравитационных координат, когда вязкость действует в двух направлениях. Такое решение рассмотрено на примере задачи 3.2.3.

Задача 3.2.2. Определить массу движения нефти по наклонному поперечному AB, а также угол наклона струи к горизонту, если слой нефти $H_1 = 0 = 1{,}2$ м, скорость $V_0 = 0{,}5$ м/с. Длина рассматриваемой поверхности $L = 0{,}8$ м. Принять плотность нефти $\rho_н = 900$ кг/м^3 (рис. 3.2).

Решение. На рис. 3.2,а представлена общая схема гравитационной поверхности слоя H_1, воспринимающей давление нефти в двух сторон.

В случае действия давления с двух сторон плоскость составляющая Φ_{xy} как геометрическая сумма горизонтальных сил слева Φ_{x1} и справа Φ_{x2}, а вертикальная составляющая Φ_z через объем результирующего тела давления, силы гравитационных слоев Φ_{z1} и Φ_{z2} в результате результирующую силу давления Φ в ее компонентах.

Рассмотрим силу давления жидкости на криволинейную поверхность справа слева, затем сверху, определяется сложить эти составляющие для определения результирующей и ее направления. Более подробно, как аналитически, так и геометрически.

1. Проведем два вертикальных a и b (см. рис. 3.2,б), по которым вертикально составляющая силы давления i гравитационно на криволинейную поверхность

$$\Phi = \gamma\Omega_1^{\prime\prime} = \Phi_{z1}^{\prime\prime}$$

2. Определим проекцию и положение горизонтальной составляющей Φ_{x1}. Расчет проведем графоаналитическим методом:

а) Определяем силу давления нефти слева Φ_{x1}.

Криволинейную поверхность AB спроектируем внутрь жидкости на вертикальную плоскость и получим вертикальную проекцию $A'B'$ и вида прямоугольника высотой H_1 и длиной (основание) L (см. рис. 3.2,б).

Давление нефти в точках A' и B':

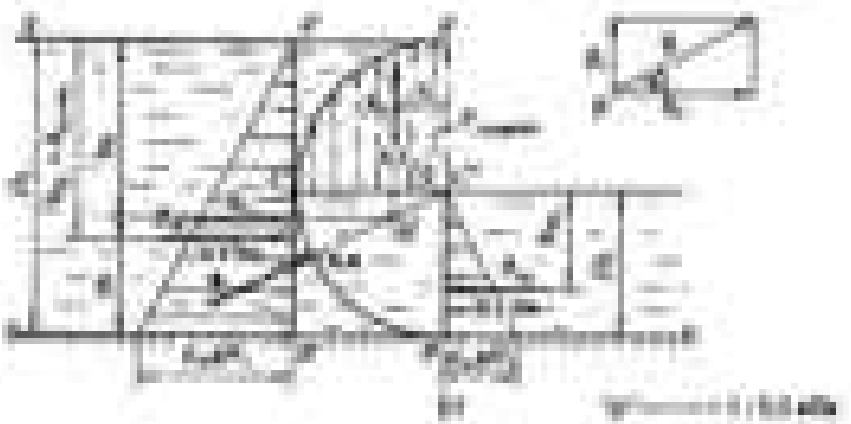
$$p_{A'} = 0; \quad p_{B'} = p_{изб}H_1; \quad p_{B'} = 1000 \cdot 9{,}8 \cdot 1{,}2 = 11{,}8 \cdot 10^3\ \text{Па} = 11{,}8\ \text{кПа}.$$

Строим эпюру давления. Откладываем по вертикали в вертикальной проекции величины давления в характерных точках в удобном масштабе, соединяем полученные точки плавной кривой. Эпюра давления представляет треугольник прямых с основанием на дне прямоугольника и

а



б



в

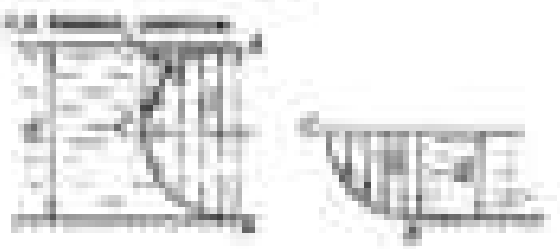


Рис. 1.1

Силу $R_{ж}$ рассчитаем по формуле (2.11):

$$R_{ж} = R_{ж_{ср}} L = \frac{\pi \rho_{ж} g \left(D_{ж}^2 - d_{ж}^2\right)}{8} L; \quad R_{ж} = \frac{3600 \cdot 9{,}81 \cdot 3{,}14}{8} \cdot 0{,}8 \cdot \left(25{,}4 \cdot 10^{-2}\right)^2 \cdot 16 = 1214 \text{ кН}.$$

Полезная сила действий силы $R_{ж}$. Она препятствует всасывающей способности насоса, т. е. через диаметр поверхности соприкосновения (см. формулу (2.11)). Глубина погружения центра давления для силы $R_{ж}$:

$$h_{ж} = h_{ж_{ср}} + \frac{D^2}{8} H_{ж}.$$

По чертежу (см. рис. 2.12) снимаем $h_{ж}$ и силы действия силы $R_{ж}$.

Силы вертикальны по отношению к вертикальной проекции AB стенки скважины (их можно не вертикальную проекцию).

4) Определим силу давления нефти на крышку $R_{кр}$.

Цилиндрическая поверхность CB ограничивает внутри насосно-компрессорную колонну, которая вертикальной проекции (TB и BC) представляет высотой $H_{кр}$ и длиной L.

Вертикальная сила $R_{кр}$. Давление в характерных точках:

$$p_T = 0; \quad p_B = \rho_{ж} g H_{кр}; \quad p_B = 800 \cdot 9{,}81 \cdot 6{,}8 = 53{,}5 \cdot 10^3 \text{ Па} = 53{,}5 \text{ кПа}.$$

По графику строим эпюру давления нефти справа. Эпюра давления в вертикальной плоскости также представляет равнобедренный треугольник. Суммарная сила давления действия нефти на вертикальную проекцию крышки насоса. Вертикальная сила $R_{кр}$:

$$R_{кр} = R_{кр_{ср}} L = \frac{\pi \rho_{ж} g D_{кр}^2}{4} L; \quad R_{кр} = \frac{3600 \cdot 9{,}81 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}6^2}{4} \cdot 1{,}6 = 6{,}21 \cdot 10^4 \text{ Н} = 6{,}21 \text{ кН}.$$

Изменяется линия действия силы $R_{кр}$. Сила проходит через центр тяжести площади сферы на глубине $h_{кр} = h_{кр_{ср}} = 2{,}1$ м, а вертикально по вертикали к вертикальной плоскости (TB справа насоса (см. рис. 2.12)).

5) Определим горизонтальную составляющую $R_{г}$ силы гидростатического давления нефти на крышку $R_{кр}$:

$$\vec{R}_{г} = \vec{R}_{ж} + \vec{R}_{кр};$$

$$R_{г} = R_{ж} - R_{кр}; \quad R_{г} = 1214 - 6{,}21 = 1208 \text{ кН}.$$

Положение на оси R_2 отрицательной площадки нулевых напряжений. Координата зависит от размера вертикальной R_1 более крупной компоненты напряжения (вес R_{1y} и R_{2y} относительно той же оси, например $0-0$, изображенной в зоне обозначены через y_{1y} расстояния от оси $0-0$, до которых приложены силы R_{1y}:

$$R_{1y}\cdot y_{1y}=R_{1y}\cdot 1{,}1\text{м}; + R_{2y}\cdot 0{,}1\text{м}; \quad \text{отсюда} \quad y_{2y}=0{,}67\text{ м}.$$

На расстоянии y_{2y} от оси основной силы действия и точку приложения горизонтальной силы R_2 (см. рис. 3.6,б). Графики построенной эпюры давления для горизонтальной составляющей $R_{2y}=R_1-y_{2y}=1{,}2\cdot 10{,}67=6{,}73$ кг. Сила R_{2y} направлена по нормали стены направлена по вертикальной проекции AB криволинейной поверхности.

3. Определяем давление, нормальное к центру приложения вертикальной составляющей R_{2y}. Согласно формуле (3.5):

$$R_2=\rho g F_{2y}.$$

Найдем значение результирующего силы давления. На рис. 3.6,в представлены построения силы давления для левой и правой части криволинейной поверхности согласно приведенной методике (см. главу 3, § 1).

Для левой части площади вертикальная сила давления обычно и надо вычислять:

$$F_{2y_1}=\frac{\pi r_1^2}{8}L.$$

Для правой части силы давления вычисляемая обычно и надо вычислять аналогично:

$$F_{2y_2}=\frac{\pi r_2^2}{8}L.$$

При построении силового обычно надо так силовые составляющие и определяются, т. е. при построении обычно силы давления вычисляют результирующую силу давления вертикальную и надо вычислять аналогично. (см. рис. 3.6,б). Вертикальная составляющая R_2:

$$R_2=\pi_{ж}\rho F_{2y\text{ сред}}=\pi_{ж}\rho\frac{\pi d^2}{16}L; \quad R_2=9{,}81\cdot 6{,}73.$$

По центру тяжести результирующего тела давления, т. е. по центру тяжести четверти площади, вертикальная составляющая R_2 направлена

вида. Центр тяжести четверти окружности тех же, как центр тяжести четырехугольника, находится на расстоянии $x_ц = 4r/3\pi$ (см. приложение, табл. 2):

$$x_ц = \frac{4R_2}{3\pi} = \frac{4 \cdot 0{,}6}{3 \cdot 3{,}14} = 0{,}255\ м.$$

На рис. 3.3,б показано $x_ц$ и положение вертикальной составляющей $R_г$.

4. Находим величину равнодействующей R:

$$R = \sqrt{R_г^2 + R_в^2}; \quad R = \sqrt{19{,}61^2 + 6{,}27^2} = 21{,}3\ кН.$$

Чтобы найти положение в плане точки приложения равнодействующей силы давления жидкости R, продолжим составляющие $R_г$ и $R_в$ до взаимного пересечения, получим точку K (см. рис. 3.3,б). Вектор силы R как перпендикуляр к прямой пьезометрической плоскости пройдет через точку K.

Но линия действия равнодействующей R пересекает поверхность в точке пересечения составляющих не является центром давления, а найдена лишь некоторая точка K – криволинейной поверхности. Эта точка является опорой давления для результирующей силы давления жидкости.

Равнодействующая R должна быть нормальна рассматриваемой криволинейной поверхности. Проверим, действительно ли вектор R проходит через центр цилиндрической поверхности, построенной верно.

Угол α между равнодействующей найдем через φ_{cp}:

$$\varphi_{cp} = \frac{R_г}{R_в} = \frac{19{,}61}{6{,}27} = 3{,}1313; \quad \alpha = 17°40'.$$

Вывод: сила давления жидкости на цилиндрическую поверхность $R = 21{,}3$ кН; сила действует (направлена вниз) под углом $\alpha = 17°40'$.

В задачах 3.2.1 и 3.2.2 приведены аналитический и графо-аналитический методы определения горизонтальной составляющей силы давления жидкости на криволинейную поверхность, равную вертикальной составляющей тому объему результирующего тела давления. В этих задачах объемы тела давления представлены простыми геометрическими фигурами, положение центра тяжести которых определяется по таблице.

Переход к простым геометрическим фигурам тела давления при решении задач может быть случай, когда тело давления представляет криволинейную призму с вертикальными гранями, состоящими из нескольких геометрических фигур.

На примере решения задачи 3.2.1 рассмотрим определение положения центра тяжести тела давления как сложной геометрической фигуры.

Задача 3.12.5. Определить силу давления воды на четверть цилиндрической поверхности AB открытого резервуара (ось цилиндра горизонтальна) и глубину погружения центра давления, если глубина заполнения резервуара $H = 1.6$ м, радиус цилиндрической поверхности $r = 0.8$ м, ширина резервуара $L = 3.0$ м (рис. 3.12).

Решение. На рис. 3.12а дан общий вид резервуара с цилиндрической поверхностью, а на рисунке 3.12б представлено сечение элемента резервуара плоскостью, перпендикулярной его образующим.

Согласно принятой методике, проводим следующие расчёты.

1. Выбираем координатные оси x и y, их начало совмещаем с точкой пересечения свободной поверхности воды с криволинейной поверхностью.

Находим полную глубину H погружения точки B криволинейной поверхности:

$$H = \sqrt{H_1^2 + r^2}$$

Начало координат выбираем на свободной поверхности. Ось x направляем вправо по направлению рабочей плоскости, ось y – вертикально вниз.

2. Определяем горизонтальную составляющую R_x по формуле (3.3):

$$R_x = \rho g z_c A_x$$

Горизонтальную составляющую поверхности AB по вертикальной плоскости проекции. Получаем в проекции прямоугольник высотой $AB^* = r$ и шириной, равной длине резервуара L. Площадь вертикальной проекции четверти цилиндра $A_x = rL$.

Глубина погружения (глубина погружения) центра тяжести вертикальной проекции z_c, которая отсчитывается от свободной поверхности жидкости:

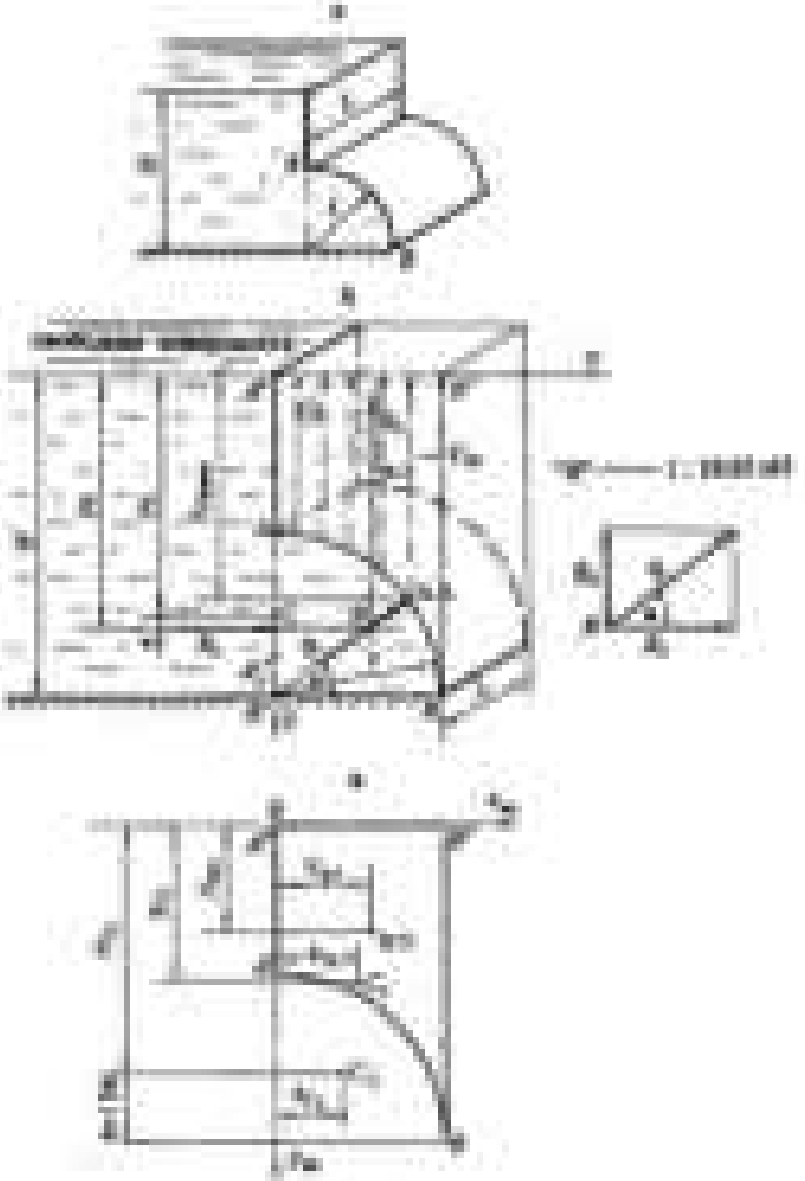
$$z_c = H - \frac{r}{2}$$

Изображение z_c на чертеже (см. рис. 3.12б).

Вычисляем горизонтальную составляющую R_x:

$$R_x = \rho g z_c A_x = \rho g\left(H - \frac{r}{2}\right) rL$$

$$R_x = 10^3 \cdot 9.8 \cdot 1.2 \cdot 0.8 \cdot 3.0 = 47.0 \cdot 10^3\ \text{Н} = 47.0\ \text{кН}$$



Фиг. 1-а

Вычисляем ординату в точке пересечения оси B_0. Если пренебречь в качестве допущения его наклоном в вертикальной проекции АВ на глубину h_0. По формуле (3.4)

$$h_0 = h_T + \frac{h_T}{i_{пр} \lambda_{пр}},$$

где h_T - ординатный начальный участок вертикальной проекции криволинейной поверхности относительно горизонтальной оси, т. е. начало координат принято условно, согласно табл. 3 (см. приложение)

$$h_T = \frac{h^2}{2l}$$

Подставляем значения всех параметров

$$h_T = h_T + \frac{h^2}{(i_{пр} \lambda_{пр} - 1) h_T} + \frac{l^2}{(i_{пр} \lambda_{пр} - 1)}$$

$$h_0 = 0,8 + \frac{0,4^2}{(1,5 \cdot 1,2 - 1) \cdot 0,8} + \frac{1,2^2}{(1,5 \cdot 1,2 - 1)} = 0,8 + 0,889 + 1,2 = 2,889 \text{ м}.$$

Экспериментально h_0 т. е. положение центра давления гидростатических центры смещается вертикальной проекции:

$$e = \frac{l^2}{12 h_T}; \quad e = 0,144 \text{ м} = 14 \text{ мм}.$$

На чертеже (см. рис. 3.4,б) положение искомого центра давления $D_{пр}$ откладываем от вертикали и построением в точку пересечения оси B_0.

3. Определяем вертикальную составляющую R_z по формуле (3.5):

$$R_z = \rho g W_{пр}$$

Вертикальная составляющая равна силе веса жидкости в объеме тела давления. Чтобы найти объем тела давления, построим конус над кривой. Из центра цилиндрической поверхности проведем вертикальные линии до пересечения свободной поверхности. Тело давления ограничено сверху криволинейной поверхностью АВ, вертикальными проектирующими плоскостями и горизонтальной (условной) проекционной поверхностью АВ на горизонтальную горизонтальной поверхности.

Определяем силу давления (воздуха) на элементарный участок цилиндрической поверхности dS_1, он находится аналогично, поэтому она считается аналогичным образом. Отличие в знаке угла давления направление вверх (угол δ_1 будет иметь положительное знак). Тогда уравнение проекции элементарного вектора с положением $A'B'C'D'$ на ось OX, рисунок 2.

Полную составляющую силы давления можно рассматривать как разность площадей двух фигур: прямоугольника $S_1 = S_{прямоугольник}$ и площади круга $S_2 = S_{круг}$. Тогда общее уравнение:

$$F_{ox} = (S_{прямоугольник} - S_{круг}) \cdot H = p \cdot (H - \frac{\pi r^2}{4}) \cdot H$$

Вертикальная составляющая R_y

$$R_y = \rho g (\pi r^2 - \frac{\pi r^2}{4}) \cdot L),$$

$$R_y = 10^3 \cdot 9{,}8 \cdot 0{,}8 \cdot 3{,}14 \cdot (0{,}8 - \frac{3{,}14 \cdot 0{,}8^2}{4}) \cdot 3{,}14 = 3{,}92 \cdot 10^3 \cdot 0{,}8 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}16 = 3{,}14

$$S_1 = 4R^2 = 1,28\,\text{м}^2;\quad x_{S_1} = \frac{a}{2} = 0,4\,\text{м};\quad y_{S_1} = \frac{R}{2} = 0,2\,\text{м};$$

$$S_2 = \frac{\pi R^2}{2} = 0,08\,\text{м}^2;\quad x_{S_2} = \frac{4a}{3\pi} = 0,34\,\text{м};\quad y_{S_2} = R + \frac{4a}{3\pi} = 1,14\,\text{м};$$

$$x_{ц.т.} = \frac{1,28 \cdot 0,4 - 0,08 \cdot 0,34}{1,28 - 0,08} = \frac{0,347}{1,20} = 0,44\,\text{м};$$

$$y_{ц.т.} = \frac{1,28 \cdot 0,2 + 0,08 \cdot 1,14}{1,28 - 0,08} = 0,31\,\text{м}.$$

Откладываем значения координат центра тяжести тела давления $x_{ц.т.}$ и $y_{ц.т.}$ на рис. 1.1,а, получаем положение центра тяжести тела давления. В противоположную сторону вектора полного давления откладываем тело давления из полученной точки и показываем знаком действие и точку приложения вертикальной составляющей R_y. Так было показано выше, что сила приложена в центре тяжести тела давления и направлена вертикально вверх.

4. Определяем величину равнодействующей сил давления воды R по пространственным координатам AB по формуле (1.2):

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} = 6,1\,\text{кН}.$$

Вектором положения силы R. Геометрически сложив составляющие силы R_x и R_y, проводим силу по линии действия до пересечения с поверхностью, получаем точку N, через которую пройдет равнодействующая R.

Для удобства построения точки N движемся по горизонтали вправо и откладываем отрезок a_1. Чтобы найти положение центра тяжести для равнодействующей R_x силу R по линии действия переносим параллельно в точку N на исходный чертеж (см. рис. 1.1,б) и продолжаем её до пересечения с криволинейной поверхностью AB. Итак, точка давления – это точка пересечения линии действия силы R с криволинейной поверхностью AB.

Равнодействующая R должна быть перпендикулярна касательной к криволинейной поверхности AB в точке N, поэтому составляющие R_x и R_y – так же силы давления жидкости действуют по нормали или радиально к поверхности. Проверим построение и вычислим $\tg\alpha$. Построение верно.

Определяем угол α наклона равнодействующей к горизонту через $\tg\alpha$:

$$\tg\alpha = \frac{R_y}{R_x} = 0,8;\quad \alpha = 39°.$$

Глубину погружения центра давления для равнобедренных Φ рассчитаем по формуле:

$$h_{\text{цдв}} = H - \frac{2}{3}b\sin(90°) \quad h_{\text{цдв}} = 1{,}8 - \frac{2}{3}0{,}8 \cdot 0{,}64 = 1{,}3\ \text{м}.$$

Положение глубину погружения центра давления для равнобедренных ($z_{\text{цдв}}$) см. положение чертежа (см. рис. 1.6.5).

Давление газа действует перпендикулярно поверхности Φ = 90 (1 кН) разделим нагрузки под углом α = 0°, приложена на глубине $h_{\text{цдв}}$ = 1,3 м.

При решении задач по определению силы давления жидкости на криволинейную поверхность, могут быть случаи расчёта общего тела давления и всех составляющей сумма, состоящая второй является криволинейной треугольника, которого, построенного и на основании. На рис. 1.7 приведены некоторые типовые конфигурации фигуры и условия построения по которым можно

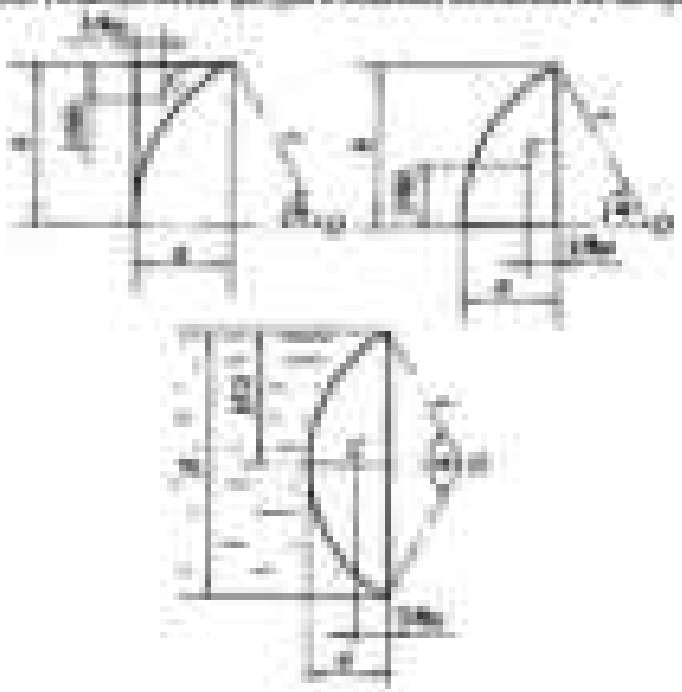


Рис. 1.7

Рассмотрим ещё один типовой случай определения силы давления жидкости на криволинейную поверхность в виде сегмента на примере решения задачи 3.3.4.

Задача 3.3.4. Определить силу давления бензина на полусферическую крышку закрытого резервуара. На поверхность бензина действует избыточное давление паров бензина $p_{изб} = 3{,}43$ кг/см^2. Крышка поперечного сечения имеет форму полусферы с $R = 0{,}5$ м. Глубина расположения резервуара $H = 0{,}9$ м. Принять плотность бензина $\rho_{бенз} = 750$ кг/м^3 (рис. 3.8).

Решение. На рис. 3.8,а приведена общая схема резервуара с бензином и вертикальная разрез.

Прежде чем приступить к решению задачи, следует определиться с методикой учёта избыточного давления на поверхности. Для расчёта силы давления на полусферическую поверхность было выбрано два варианта.

Во-первых, рассмотрим сложение составляющих силу от внешнего, манометрического давления, и силы тяжести, обусловленной тем, что слой давления находится в жидкости (жидкость-газ).

Во-вторых, аналитическое решение задачи на поверхностное давление жидкости в замкнутом сосуде (сосуд-газ) с учётом давления манометра, найти фиктивную высоту и применить уравнение Паскаля для определения силы давления.

Такой методики расчёта рассмотрены в главе 3, в задачах 3.3.6, 3.3.7, 3.3.8. Эти методики расчёта позволяют проще определить равнодействующую сил давления жидкости в манометрического давления.

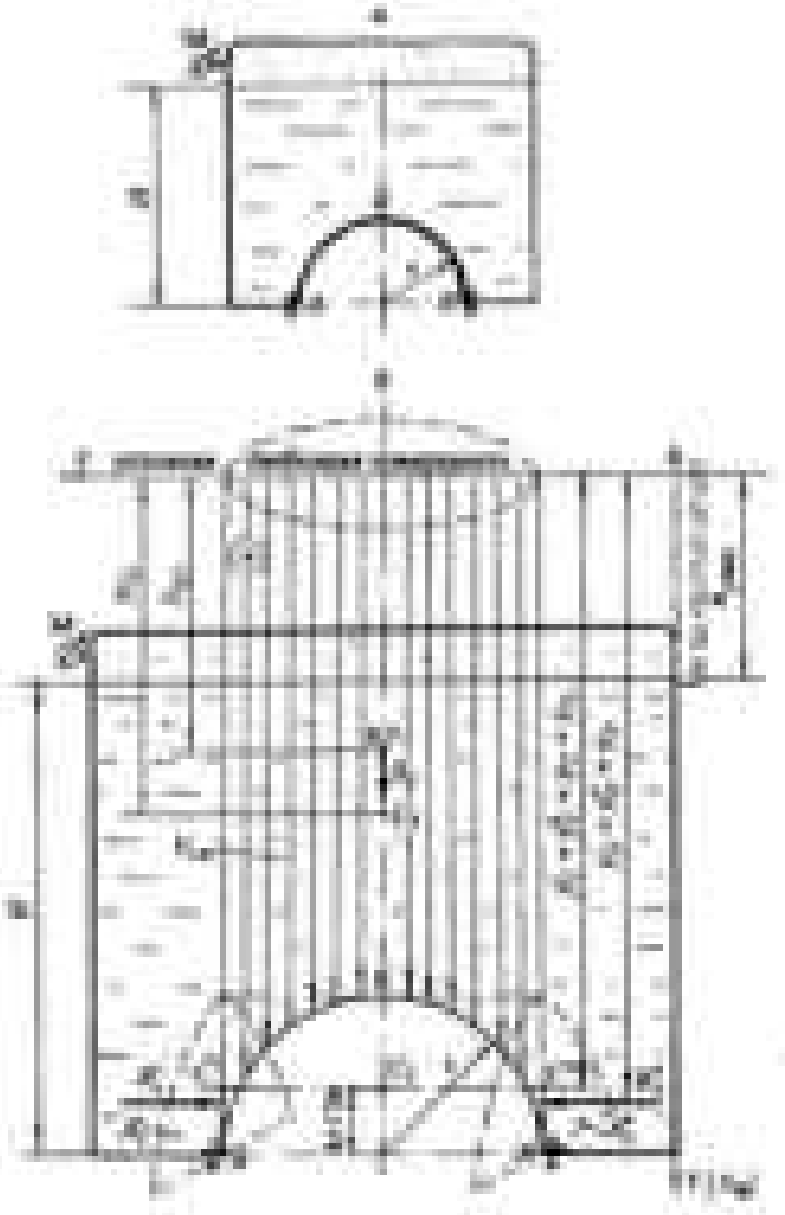
Выберем второй вариант решения. Построение пьезометрической линии по показанию манометра показано формулой (3.3):

$$h_{фикт} = \frac{p_{изб}}{\rho_{бенз} g}; \quad h_{фикт} = \frac{3{,}43 \cdot 10 \cdot 10^4}{750 \cdot 9{,}8} = 4{,}6 \text{ м}.$$

На уровне свободной поверхности в резервуаре (см. рис. 3.8,б) построим отложим величину высоты столба бензина от которого соответствует $h_{фикт}$. На уровне воздушного и начинается условная свободная поверхность, от которой будем отсчитывать вертикальную глубину фигуры и центра давления.

Дальнейший расчёт силы давления бензина на полусферическую поверхность проведём по принципу сложения:

1. Выбираем как вертикальную – в м, у (рис. 3.8,б), на которую спроецируем криволинейную часть давления и вычислим по элементарным сложениям.



2. Определим характеристику составляющей A_2 по формуле (2.1):

$$A_2 = \pi r_{max}(j) = A_1$$

Полуферическая поверхность, образованная частью AB, на которую более действует сила, а BB' действие более слабое.

Чтобы определить горизонтальную силу на левую часть полуферы, спроектируем часть AB вместе вниз на вертикальную плоскость. В проекции получим площадь полукруга $A_2' = \frac{\pi r^2}{2}$. Проекция силовых кругов первой.

Затем спроектируем правую часть полуферы вместе вниз и получим опять такую же проекцию в виде полукруга площадью $A_2'' = \frac{\pi r^2}{2}$.

Находим разность векторов скорости этих проекций:

$$A_2' + A_2'' = A_2 = \pi^2 + A_{2\,max} = \frac{\pi r}{2\pi}$$

Полученную разность векторов скорости проекций на чертеже (см. рис. 3.4,б).

Получаем формулы для горизонтальных составляющих силы и моды:

$$R_x' = \pi_{max}(j)\cdot A_2'$$

$$R_x'' = \pi_{max}(j)\cdot A_2''$$

Если R_x' и R_x'' равны по величине, но противоположны направлены. Поскольку равны векторы скорости проекций, то равны и векторы силы, которые действуют силы в струях:

$$R_x' + R_x'' = 0$$

На глубине z_0 значения силы R_x' и R_x'' противоположно направлены. Таким образом, при гидростатическом давлении силы R_x' и R_x'' получим:

$$R_x = R_x' + R_x'' \quad R_x = 0$$

Горизонтальная составляющая силы давления жидкости на полуферическую поверхность равна нулю.

3. Определяем вертикальную составляющую силы давления на сферическую поверхность R_2 по формуле (3.2):

$$R_z = \gamma_{ж} \omega_{тел} F_{сф},$$

Чтобы построить тело давления, от контура сегмента проводим вертикальные линии до уровней свободной поверхности. Получим искомое тело давления. Тело давления построено на сферической части поверхности, поэтому вертикаль опасна, тело действительное, вид составляющей - Отрицательная, вертикальная сила, силовое действие. Вывод: на сферическую часть R_2 (часть более вертикальная вниз)

Горизонтальная проекция сферы на решетку наибольшую поверхность проецирования круг.

Таким образом, объем тела давления – это объем сегмента высотой $(H + R_{2\,вертик})$, за вычетом объема полусферы:

$$V_{тел} = V_{цил} - V_{полусф};$$

$$V_{тел} = \pi r^2 (H + R_{2\,вертик}) - \frac{4\pi r^3}{3 \cdot 2} = \pi r^2 (H + R_{2\,вертик}) - \frac{2}{3} \pi r^3;$$

Вертикальная составляющая R_z:

$$R_z = \gamma_{ж} \omega_{тел} g = \gamma \left[\pi r^2 (H + R_{2\,вертик}) - \frac{2}{3} \pi r^3 \right];$$

$$R_z = 1000 \cdot 9{,}8 \cdot 3{,}1 \cdot (0{,}5^2 \cdot (2{,}5 + 0{,}5) - \frac{2}{3} \cdot 0{,}5^3) = 12000 \cdot 3{,}1 \cdot 0{,}5^2 \cdot 3{,}17 = 14{,}8 \text{ кН}$$

Сегмент показать равнодействующую и центр приложения вертикальной силы R_z. Линия действия силы проходит с геометрической осью полусферической поверхности и цилиндра. Необходимо найти центр приложения силы R_z, т. е. найти плечо тела давления и показать его на чертеже, так как тогда от линии действия можно перенести. Тут применима методика расчёта плечевых положений центра тяжести тела давления. Будем определять точку внедрения центра тяжести тела давления - $h_{ц.т.}$ (см. пример 3.2.1):

Вертикальная $R_{2\,вертик}$ относительно оси $x_{ц.т.}$ будет:

$$h_{ц.т.} = \frac{R_z x_{ц.т.} - \hat{A}_z x_{\hat{A}_z}}{R_z - \hat{A}_z},$$

где $S_1 = \frac{\pi \cdot r^2}{2}$ – площадь полусферы (внутренняя площадь сильфона полусферы);

$S_2 = 2 \cdot \pi (R + h_{сферы})$ – площадь цилиндра;

$h_{c1} = (R + h_{сферы}) - \frac{4 \cdot r}{3 \cdot \pi}$ – координата центра тяжести S_1 полусферы;

$h_{c2} = \frac{R + h_{сферы}}{2}$ – координата центра тяжести S_2 цилиндра.

Для расчёта: $S_1 = 0{,}5 \cdot \pi \cdot r^2$; $S_2 = 0{,}78\ м^2$; $h_{c1} = 0{,}37\ м$; $h_{c2} = 0{,}65\ м$.

Получим $p_{изб} = 0{,}14$ м. Нанесём на чертеж $p_{изб}$ – положение центра тяжести всех давлений.

Из центра тяжести всех сечений внутреннего слоя R_2 нарисуем вверх. Получилась горизонтальная плоскость, на которой избыточное давление равно нулю.

Вывод: на полусферическое днище резервуара со стороны сильфона действует сила $R = R_2 = 1{,}24$ кН.

В задаче 1.2.4 аналогичный случай, когда на поверхность эллипсного корпуса резервуара действует гидродинамическое давление. В данном случае сила давления на криволинейную поверхность может быть условно найдена как сумма веса жидкости или на горизонтальную проекцию и вакуумом резервуара – вакуумметрического давления ($p_{вак}$). В этом случае вычисляем расчёт силу давления на полусферу.

При определении горизонтальной составляющей можно воспользоваться приведённым расчётом силы давления, изложенным в задаче 1.2.3.

При определении вертикальной силы следует помнить, что вертикальная составляющая от вакуумметрического давления отрицательная и направлена вверх.

По аналогии с гидростатическим давлением можно найти избыточный напор $h_{вак} = \frac{p_{вак}}{\rho g}$, который учитывается со всего вакуума, поэтому объём тела давления будет отрицательным, вектор, а вертикальная составляющая сила от вакуумметрического давления направлена вверх.

В горизонтальных проекциях полусфер будут реактивные усилия действия давления на криволинейные поверхности. Предложены проекции сил давления и указаны положительные направления действия силы давления на криволинейные поверхности при условии задач для самостоятельной работы.

Задача 3.3.1

Определить величину и угол наклона силы давления бензина на полусферическую крышку закрытого резервуара (рис. 3.9), если радиус полусферы $r = 0{,}3$ м, показание манометра, измеряющего на уровне нижней кромки крышки, $M = 0{,}8$ м, плотность бензина $\rho_{бенз} = 800$ кг/м^3.

Ответ: сила давления бензина $R = 4972{,}2$ Н, угол наклона силы к горизонту $\alpha = 72°$; глубина погружения центра давления $z_{ц.д.} = 0{,}833$ м.

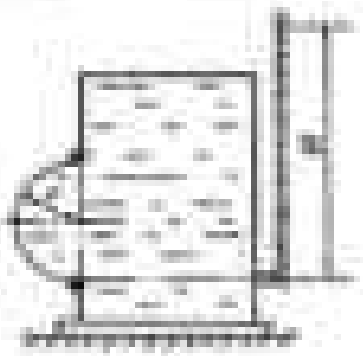


Рис. 3.9

Задача 3.3.2

Определить силу давления масла на цилиндрическую стенку резервуара АВ (рис. 3.10), угол наклона силы и глубину погружения центра давления, если глубина заполнения резервуара $H = 3{,}0$ м, радиус цилиндрической части $r = 0{,}6$ м, центральный угол равен 180°, длина образующей цилиндрической поверхности $L = 1{,}2$ м. Принять плотность масла $\rho_{масл} = 900$ кг/м^3.

Ответ: сила давления масла $R = 3{,}644$ кН, угол наклона силы к горизонту $\alpha = 72°$; глубина погружения центра давления $z_{ц.д.} = 0{,}47$ м.



Рис. 3.10

Задача 3.3.3

Определить величину угла наклона и глубину центра давления для равномерно-трущейся силовой воды на прямоугольную стенку АВ (рис. 3.11) длиной $L = 10$ м. Давление перед АВ $M = 4,0$ м. Стенка АВ имеет трапецеидальную форму поперечного сечения с размерами указанными на рисунке $\varphi = 60^0$.

Ответ: равномерно-трущийся слой силовой воды $\delta = 19,6$ кН; угол наклона силы к горизонту $\alpha = 77^0$; глубина центра давления $h_{центр} = 3,85$ м.

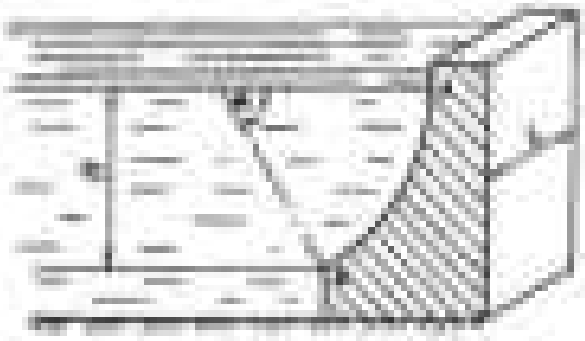


Рис. 3.11

Задача 3.3.4

Определить величину и угол наклона к горизонту равномерно-трущейся силовой воды на прямоугольную стенку АВ резервуара (рис. 3.12), если ширина резервуара $B = 3,0$ м, высоты воды соответственно: $H_1 = 2,0$ м, $H_2 = 1,0$ м.

Ответ: равномерно-трущийся силовой воды $\delta = 176,4$ кН; угол наклона силы к горизонту $\alpha = 51^0$.



Рис. 3.12

Задача 3.13.9

Определить величину, угол наклона и координаты точки приложения силы гидростатического давления воды на цилиндрическую поверхность AB (рис. 3.13), ограничивающую сектор $R = 2,0$ м, если ширина затвора $B = 2,0$ м, центральный угол сектора $\varphi = 90°$.

Ответ: горизонтальная составляющая силы давления воды $R = 39,2$ кН; угол наклона силы к горизонту $\alpha = 90°$; глубина центра давления $h_{цдв} = 1,1$ м.



Рис. 3.13

Задача 3.14.6

Определить величину, угол наклона к горизонту и глубину центра давления (м) силы давления воды на цилиндрическую стенку AB (рис. 3.14) длиной $L = 3,0$ м, ограничивающую сектор $R = 1,0$ м. Цилиндрическая стенка представляет часть однородной боковой поверхности с центральным углом $\varphi = 60°$.

Ответ: горизонтальная составляющая силы давления воды $R = 33,9$ кН; угол наклона силы к горизонту $\alpha = 19°$; глубина центра давления $h_{цдв} = 0,84$ м.



Рис. 3.14

Задача 3.3.7

Определить силу давления бензина на полусферическое дно цилиндрического резервуара (рис. 3.13), радиусом $r = 0,5$ м, если показание манометра, установленного на расстоянии $h = 0,8$ м от дна резервуара, $p_{изб} = 0,12$ ат. Принять плотность бензина $\rho_{бенз} = 720$ кг/м^3.

Ответ: сила давления бензина $R = 1,61$ кН.

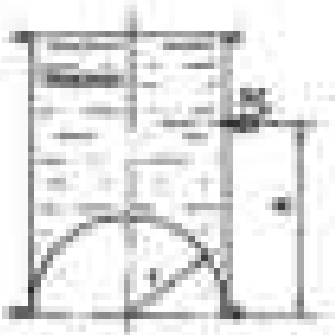


Рис. 3.13

Задача 3.3.8

Определить усилие R, которое нужно приложить к полусферической крышке резервуара с водой (рис. 3.14) для сохранения ее в закрытом положении, если радиус полусферы $r = 0,3$ м. Крышка поворачивается вокруг оси, проходящей через точку A перпендикулярно плоскости чертежа, и имеет вес $G = 0,25$ кН.

Ответ: усилие $R = 0,013$ кН.

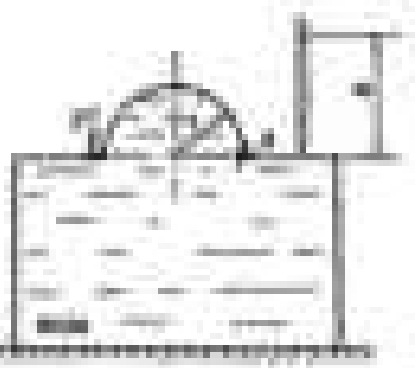


Рис. 3.14

Задача 5.3.9

Определить равнодействующую сил давления воды, угол наклона α и глубину z точки приложения центра давления для криволинейной поверхности AB в секторных углов $\varphi = 120°$. Длина поверхности $L = 5,0$ м. Длина цилиндрической поверхности $R = 1,2$ м, ширина $b = 0,2 \cdot 1 = 0,2$ м (рис. 5.17). При решении пренебрегать потерь в виду малозначимости влияния противодействий поверхности.

Ответ: равнодействующая сил давления воды $R = 19,11$ кН (действует под углом $\alpha = 17°$ к горизонту, глубина погружения центра давления $z_{цд} = 0,98$ м.



Рис. 5.17

Задача 5.3.10

Определить величину и угол наклона к горизонту равнодействующей сил давления воды на устройство в виде сегментообразного затвора (рис. 5.18), если диаметр цилиндра $D = 6,0$ м, действующий напор слева $H = 1,2$ м, угловая $\varphi = 90°$. Длина цилиндрического затвора $L = 4,0$ м.

Ответ: равнодействующая сил давления воды $R = 34,64$ кН, действует под углом $\alpha = 30°$ к горизонту.

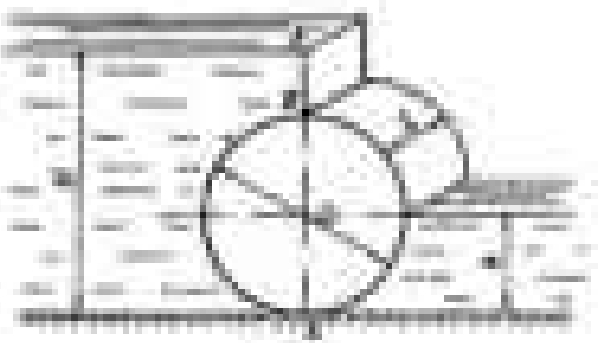


Рис. 5.18

Задача 3.2.11

В закрытом резервуаре, заполненном бензином, в боковой стенке сделано круглое отверстие, которое закрывается полусферической крышкой радиусом $r = 0{,}6$ м. (рис. 3.19). Крышка удерживается с помощью шарнира и тяжи. К ней расстояние $h = 1{,}2$ м от шарнира до свободной поверхности бензина действует вакуумметрическое давление $p_{вак} = 0{,}01$ ат. Определить усилие P, для удержания крышки в вертикальном положении. Принять плотность бензина $\rho_{бенз} = 710$ кг/м^3.

Ответ: усилие для удержания крышки $P = 0{,}29$ кН.

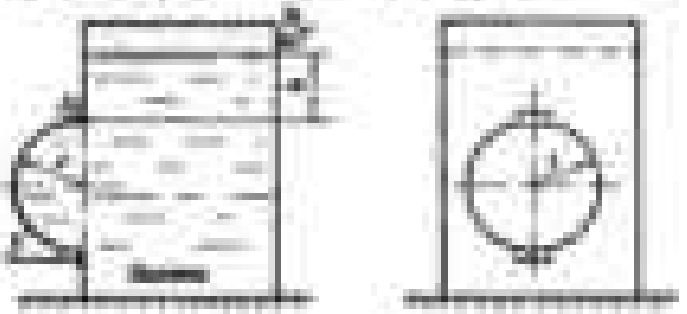


Рис. 3.19

Задача 3.2.12

Закрытый резервуар с вертикальными стенками (радиусом $r = 0{,}6$ м и длиной $L = 1{,}2$ м заполнен маслом плотностью $\rho_{масл} = 900$ кг/м^3 (рис. 3.20). Сила давления масла на дно резервуара $R = 14{,}8$ кН. Определить по какой высоте H от дна цилиндрической части установлен вакуумметр, показание которого $p_{вак} = 0{,}063$ ат.

Ответ: высота установки вакуумметра $H = 1{,}2$ м.

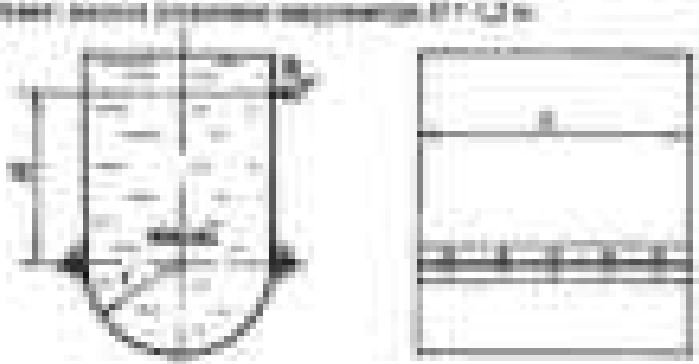


Рис. 3.20

Задача 3.3.33

Определить силу давления воды на верхнюю и нижнюю половины сферического резервуара радиусом $r = 0{,}3$ м, наполненные высокоплотной водой, а также расположенные ниже и выше фиксирующего кольца (в болтах), если показание манометра, установленного под углом $\alpha = 45°$ в верхней части резервуара $p_{изб} = 0{,}1$ ат. (рис. 3.31).

Ответ: $R_{1изб} = 1{,}63$ кН; $R_{2изб} = 2{,}14$ кН; $R_{изб} = 0{,}77$ кН.

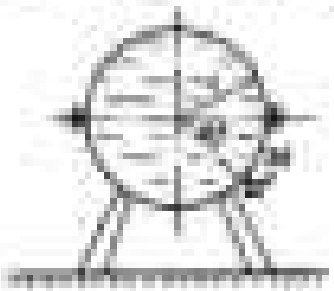


Рис. 3.31

Задача 3.3.34

Определить величину равнодействующей силовых полей на полусферическую крышку АВ закрытого резервуара с углом наклона оси к горизонту. Диаметр полусферической части $D = 500$ мм, длина образующей конической поверхности $L = 800$ мм, показание манометра, установленного на расстоянии $h = 150$ мм от дна резервуара, $p_{изб} = 0{,}07$ ат (рис. 3.32). Рассмотреть растягивающие и сжимающие усилия, воспринимаемые болтами крышки.

Ответ: равнодействующая $R = 3{,}61$ кН, угол наклона силы к горизонту $\alpha = 23°$; $R_{верт} = 3{,}30$ кН; $R_{гор} = 1{,}11$ кН.

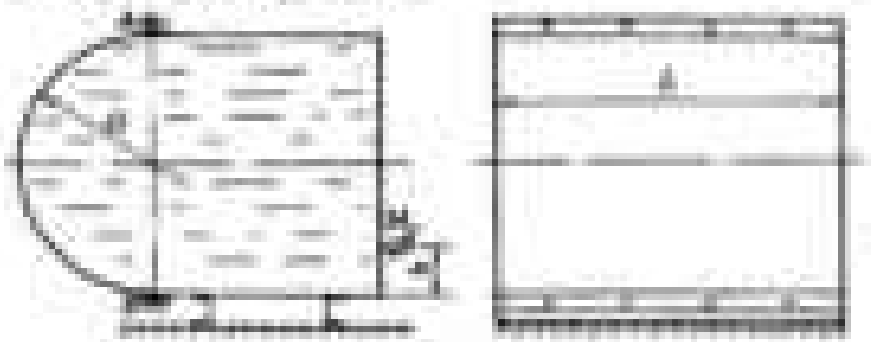


Рис. 3.32

ОБОЗНАЧЕНИЯ

Гидравлика — раздел гидромеханики, в котором изучаются законы равновесия жидкости, взаимодействие жидкости с твёрдыми поверхностями и движущимися твёрдыми телами.

Решая гидравлические задачи самой для решения гидравлических и инженерных задач по расчёту трубопроводных систем, открытых русел, истечения жидкости через отверстия и насадки.

Глава 4

ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ ГИДРОДИНАМИКИ. ТЕЧЕНИЯ ИДЕАЛЬНЫХ ЖИДКОСТЕЙ

4.1. Основные понятия и параметры движения жидкости

В гидродинамических характеристиках потока относятся: движение жидкости и установившееся (т. е. изменяющееся во времени).

При установившемся движении жидкости распределение скоростей по сечению движущегося потока определяется гидростатическому закону, т. е. зависит не является функцией времени.

Что является скоростью, со как изменяется во времени и в пространстве. Вспомогательным видом выполнять трудно назвать полную гидродинамическую линию имеет отличный общий характер и многократно изображения.

Сравнить и точно можно как скорость в точках поперечный струйки (скорости струйки будет принимать знак) обозначается буквой w. Средняя скорость потока обозначается — v.

В зависимости от того, является ли основной параметр движения функцией времени, различают два вида движения жидкости: неустановившееся и установившееся.

Неустановившееся — это движение жидкости, при котором основные параметры функций времени. В качестве примера неустановившегося движения можно привести истечение жидкости при переменном напоре (опорожнение резервуара).

Установившееся — это движение жидкости, при котором все параметры движения в одной и той же точке пространства не меняются во времени, т. е. гидростатический гидростатическим (скоростью) равно нулю.

В зависимости от характера изменения скорости по длине пространства поступающего жидкости, установившееся движение может быть:

а) ламинарное, при котором частицы не имеют скорости, точно соответствующей движению в любом поперечном сечении;

б) турбулентное, если каждая из частиц имеет скорость, величина и/или (и) ее направление беспорядочно изменяется во времени (пульсирует) и хаотично.

в) Режим движения жидкости, если изменение скорости происходит постепенно (плавно) переходит из одного в другой, называется переходным.

В этом случае с достаточной для практики точностью применимы законы ламинарного движения.

В программу данного курса входит изучение законов ламинарного движения и применение этих законов для решения конкретных задач.

4.2. Понятие идеальной жидкости и законы движения

В разделе "Общие сведения о жидкостях" рассмотрены физические свойства жидкостей. В разделе "Гидростатика" при выводе законов движения необходимо учитывать сжимаемость реальной жидкости и ее физические свойства жидкостей. Учесть влияние всех этих параметров на законы движения жидкости невозможно, поэтому для облегчения решения задач гидродинамики вводят понятие идеальной жидкости.

Идеальная жидкость – это условно принятая жидкость, не сжимаемая при изменении давления и не расширяющаяся при изменении температуры, обладающая абсолютной подвижностью, т. е. вязкость жидкости равна нулю, не существует никакого внутреннего трения.

Таким образом, вводя в практические гидравлические вычисления для реальной жидкости, чтобы в них ввести коэффициенты, учитывающие вязкость, сжимаемость и другие физические свойства и условий движения реальной жидкости.

В гидродинамике вводят понятие линии тока, которая представляет собой воображаемую кривую (рис. 4.1,а).



Рис. 4.1

Элементарная струйка – бесконечно малый цилиндрический объем жидкости, поверхностью которого образована линиями тока (рис. 4.1,б).

Линия тока – кривая, в каждой точке которой в данный момент времени вектор скорости жидкости совпадает с касательной к этой линии. При

установившегося движения жидкости или газа называют с кинематической точки зрения потоком жидкости.

Для элементарной струйки должны выполняться следующие кинематические и гидростатические условия:

а) форма струйки не изменяется с течением времени;

б) поверхность струйки непроницаема по отношению окружающей жидкости, жидкость не входит в струйку и не выходит из нее;

в) в пределах живого сечения струйки скорость и давление можно считать постоянными.

Различают два вида потоков.

Напорный поток – это поток жидкости, ограниченный со всех сторон твердыми стенками. Примерами служат движение воды, нефти и трубопроводах, воздуха в вентиляционных системах и так подобное.

Безнапорный поток – это поток жидкости, ограниченный твердыми поверхностями не по всему периметру и имеющий на этой длине свободную поверхность. Примерами такого потока являются движение жидкости в реках, каналах, лотках, канавах и других открытых руслах.

4.2. Гидравлические элементы потока

Живое сечение (ω) – сечение струйки или потока, нормальное к каждой линии тока в произвольно взятый момент времени. Для равномерного и плавно изменяющегося движения живое сечение плоское.

На рис. 4.2 представлены живое сечение для круглой трубы диаметром d, полностью заполненной жидкостью (рис. 4.2а), и для открытого русла шириной b и глубиной наполнения h (рис. 4.2б).



Рис. 4.2

Смоченный периметр (χ) – длина контура живого сечения по твердым стенкам русла. На рис. 4.2а для круглой трубы $\chi = \pi d = 2\pi r$ (длина окружности круглой трубы), для открытого потока (см. рис. 4.2б) $\chi = 2h + b$.

Гидравлический радиус (R) – количество площади живого сечения к смоченному периметру:

$$R = \frac{\omega}{\chi} \qquad (4.1)$$

Для живого сечения в круглой трубе (см. рис. 4.1,а) гидравлический радиус:

$$R = \frac{\pi d^2}{4\pi d} = \frac{d}{4} = \frac{1}{4}, \quad \text{откуда } d = 4R. \qquad (4.2)$$

для открытого потока (см. рис. 4.1,б)

$$R = \frac{bh}{(b+2)}$$

Гидравлический радиус (R) является универсальной геометрической характеристикой потока, которая может быть использована в гидравлических вычислениях для потоков любой формы с различной степенью заполнения водотока.

4.2. Расход жидкости. Средняя скорость потока. Уравнение неразрывности потока

Расходом называется количество жидкости, проходящее через живое сечение в единицу времени.

В зависимости от того, в чём выражено количество жидкости, различают:

- объёмный расход (Q);
- массовый расход (M);
- весовой расход (G).

Для вывода расчётной формулы объёмного расхода рассмотрим элементарную струйку в установившемся движении жидкости и на живом сечении dω, которое за время dt перемещается по положению 1 в положение 2, пройдя путь dl (рис. 4.2).



Рис. 4.2

Допустим, что за достаточно малый промежуток времени dt элементы массы dm, находящиеся на расстоянии r от оси вращения, описывают дуги ds. Тогда работа силы dF, приложенной к элементу массы dm, на пути ds будет равна dA = dF ds. Согласно определению обобщенной силы для поворотной степени свободы

$$dQ = \frac{dA}{d\varphi} = dm\frac{ds}{d\varphi}$$

При малых углах поворота $\frac{ds}{d\varphi} = r$, где r — радиус дуги, а значит, можно записать формулу для элементарной работы:

$$dQ = r\,dm.$$

Перейдя к целому телу, можно сказать, что момент силы относительно оси вращения равен сумме произведений всех элементов на их плечи. Чтобы найти работу момента для всего тела, следует проинтегрировать работы сил по всему объему тела, т.е. проинтегрировать выражение dQ по площади всего тела:

$$Q = \int_{m} r\,dm.$$

Для практических расчетов вводится понятие момента инерции, который обозначается буквой I.

Момент инерции — это такая характеристика для всех видов энергии, при которой работа внешних сил равна произведению момента инерции тела и наибольшего ускорения, т.е.

$$I = \int_{m} r\,dm = \frac{Q}{\varepsilon},$$

отсюда $$Q = I\varepsilon. \qquad (1.1)$$

Единица измерения обобщенного момента Q: Н*м, (кг).

Момент инерции: $M = \rho Q$ (кг·м).

Момент импульса: $K = \omega Q$ (кг·м).

Экспериментально определяют объемный расход Q, массовый расход G, а также определяют время истечения t и массу M вытекшей в мерный бак жидкости, тогда

$$Q = \frac{M}{t} \qquad (4.1)$$

Массу вытекшей жидкости (M) можно также определить по весомеру, считают через или любым прибором для измерения массы и расхода (примеры таких приборов будут рассмотрены ниже).

Формулы уравнения и неразрывности потока дают возможность определить скорость (расход) в любом сечении.

В случае, если плотность жидкости – величина постоянная (ρ = const), что имеет место при движении капельных жидкостей, уравнение неразрывности имеет вид:

$$Q = \Omega_1 \cdot v_1 = \Omega \cdot v = \text{const}$$

или для двух сечений $\Omega_1 \cdot v_1 = \Omega_2 \cdot v_2$,

Для квадратных каналов имеем $\frac{v_1}{v_2} = \frac{b_2}{b_1}$, (4.2)

для круглой трубы $\frac{v_1}{v_2} = \frac{d_2^2}{d_1^2}$

Для описания характерных свойств реальной капельной жидкости, вводится в основу описания обратимая ортогональная координатная система отсчета.

4.2. Основное уравнение гидродинамики. Уравнение Даниила Бернулли

Уравнение Бернулли является основным уравнением гидродинамики, с помощью которого решается подавляющее большинство задач. Приемник действия многих приборов, в том числе для измерения скорости и расхода жидкости, основан на уравнении Бернулли.

В уравнении Бернулли устанавливается связь между основными гидродинамическими величинами, характерными в данном сечении потока или точке, и гидростатическим напором между любыми потоком или точкой внутри.

В основу вывода дифференциального уравнения Бернулли для установившегося движения несжимаемой, невязкой и идеальной жидкости, т. е. действует только гравитационная сила $\vec{g}$.

Уравнение Бернулли выводится в три этапа:

1) для элементарной струйки идеальной жидкости (см. элемент элементарной струйки идеальной жидкости в элементарной струйке в начале п. 4.1);

2) для элементарной струйки реальной, вязкой жидкости;

3) для живого сечения реальной жидкости.

Вывести из представленных уравнений выражение не сложно (предлагаем). Вывести и чем сложнее уравнение может сразу начинается в круг реальных задач.

Рассмотрим последовательно все уравнения Д. Бернулли.

4.4.1. Уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости

Идеальная жидкость — это условная жидкость, в которой отсутствуют силы физического трения, как известно, физической вязкости абсолютно идеальной жидкости в природе без исключения отсутствующей, поэтому жидкость струйки называется идеальной по виду движения. Уравнение имеет вид:

$$z + \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} = \text{const}, \qquad (4.6)$$

Для двух и более сечений по направлению движения струйки уравнение приобретает вид:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} = \ldots = \text{const}. \qquad (4.7)$$

Рассмотрим смысл всех составляющих, входящих в уравнение (4.7).

4.4.2. Геометрическая интерпретация уравнения Бернулли

Все члены уравнения имеют линейную размерность, поэтому могут характеризоваться с геометрической точки зрения как высоты или отрезки, а с энергетической точки зрения как удельная энергия.

Геометрический смысл уравнения Бернулли:

$z = h_{\text{геом}}$ – геометрическая высота или геометрический напор, отсчитываемые от произвольной горизонтальной плоскости сравнения;

$\frac{p}{\rho g} = h_p$ – пьезометрический напор, или пьезометрическая высота (см. рисунок 4.3). Пьезометрический напор соответствует показаниям пьезометра в данном сечении струйки;

$\frac{v^2}{2g} = h_v$ – скоростной напор в живом сечении струйки.

Уравнение (4.6) с помощью точки пересечения $N_{пер}$ можно записать:

$$h_{пер} = h_0 + h_{пр} = B_{пер} + \text{const}, \qquad (4.8)$$

где $B_{пер}$ – ордината точки пересечения кривых.

Уравнение параметрической и характеристической кривых позволяет определить координаты $B_{пер}$:

$$h_{пер} = h_0 + B_{пр} \quad или \quad x = \frac{B}{nQ} + B_{пр}. \qquad (4.9)$$

Графическое представление уравнения (4.9) дает возможность построения уравнений.

Для построения уравнений рассмотрим характеристические кривые водосброса и отстойника (общая характеристика сооружения), нанесенные в той же плоскости (рисунок 4.4 а, б). Отложим $B_{пр}$ и $B_{пер}$ по ординатам h_0 и $h_{пр}$ по абсциссам h_0 и $h_{пр}$ расположим в этих осях h_0 и $h_{пр}$.

Построение графического уравнения (4.7).

Выбираем оптимальную производительность проектируемого отстойника Q (рис. 4.4). Откладываем параметрическую кривую согласно h_0 и $h_{пр}$ от начала координат по вертикальной линии отстойника построения.

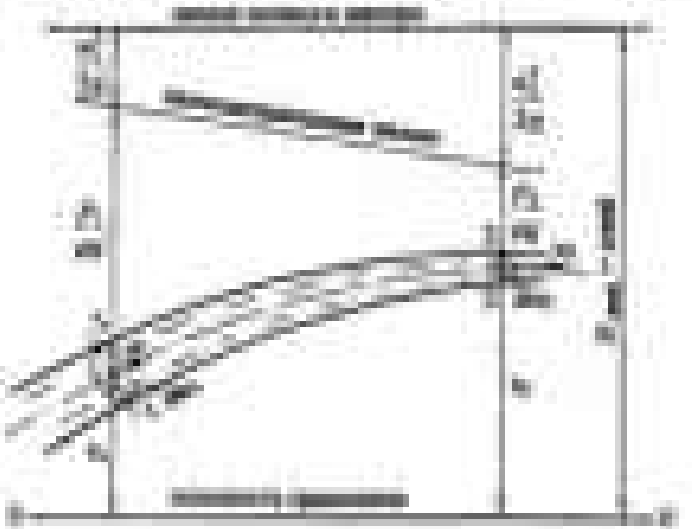


Рис. 4.4

Параметры x_1 и x_2 для входного сечения. В каком сечении их величина будет больше (геометрический напор $\frac{p_1}{\rho g}$ и $\frac{p_2}{\rho g}$, или скоростной напор $\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g}$ и $\frac{\alpha_2 v_2^2}{2g}$).

При построении диаграммы следует учесть, что для цилиндрической струйки сплошь вдоль всего потока сечение dA, начиная с первого сечения dA_1, будет постепенно увеличиваться (см. формулу 4.1), скорость и скоростной напор по длине потока будут уменьшаться, а пьезометрический напор $\frac{p}{\rho g}$ и $\frac{p_2}{\rho g}$.

Сумма трёх напоров для элементарной струйки идеальной жидкости величина постоянная, равная высоте напора H. Поскольку по построению $H_{сеч.1} = const$.

Линия, соединяющая величину напора, называется линией полного напора. Для идеальной жидкости линия полного напора располагается на одной горизонтальной плоскости.

Линия, соединяющая пьезометрические напоры, называется пьезометрической линией.

Отрезок пьезометрической линии соответствует форме элементарной струйки. Для струйки цилиндрической или плавно сужающейся формы пьезометрическая линия является прямой линией. Следует учитывать, что при сужении струйки скоростной напор возрастает, а пьезометрический падает.

Энергетический смысл уравнения Бернулли

Все составные уравнения (формулы) имеют размерность м, т. е. отображают и единицы веса:

z – удельная потенциальная энергия положения;

$\frac{p}{\rho g}$ – удельная потенциальная энергия давления;

$\frac{\alpha v^2}{2g}$ – удельная кинетическая энергия.

С энергетической точки зрения уравнение имеет вид:

$$z_{удельн.} + e_{давл.} + e_{кин.} = E = (const), \qquad (4.10)$$

где E – полная удельная энергия струйки.

Для элементарной жидкости полная удельная энергия струйки остаётся постоянной для всех сечений по длине данной струйки. Таким образом, уравнение Бернулли выражает закон сохранения энергии.

Вдоль сопряжения вектора можно приложить по аналогии с (4.1-5) из вектора начала (начала координат) вектор $\left(\frac{\vec{n}_{i-1}^{\,0}}{\rho_{i-1}}\right)$ (нормальность, кривизна, однако сопряженный вектор $\left(\frac{\vec{n}_{i-1}}{\rho_{i-1}}\right)$ (уменьшается).

4.5.2. Уравнение безразлома для элементарной струйки движений, малой амплитуды

Исходным моментом описания неизменений, обладающей малыми физическими свойствами - амплитуды (см. раздел "Малые сказания и модификации"). Вводится, противодействует относительному перемещению слоёв жидкости, и имеет в них внешнего поля сравнения. На одновременно они тратят испаряющуюся энергию (вязкую) двухслойной жидкости. Это значит, что полный вектор $\vec{N}$ или полный удельный вектор $\vec{n}$ струйки не остаётся постоянным по длине элементарной струйки, часть вектора (энергии) затрачивается на преодоление сил трения.

В уравнении Бернулли не введена дополнительный член $\vec{h}_{i-1}$, описывающий потерю вектора. Таким образом, если $\vec{N}_1$ – полный вектор в начале участка струйки, то во втором начальном останется полный вектор $\vec{N}_2$, а часть вектора $\vec{h}_{1-2}^{\,\prime}$ израсходуется на преодоление гидравлических сопротивлений между первым и вторым сечениями:

$$\vec{N}_1 = \vec{N}_2 + \vec{h}_{1-2}^{\,\prime} \qquad (4.1-1)$$

Уравнение Бернулли для элементарной струйки реальной, малой амплитуды (уменьшает вид)

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{1-2}^{\,\prime} \qquad (4.1-2)$$

Геометрический и энергетический смысл каждого слагаемого уравнения остаётся таким же, как для идеальной жидкости.

Представим диаграмму уравнения для элементарной струйки реальной жидкости на рис. 4.3.

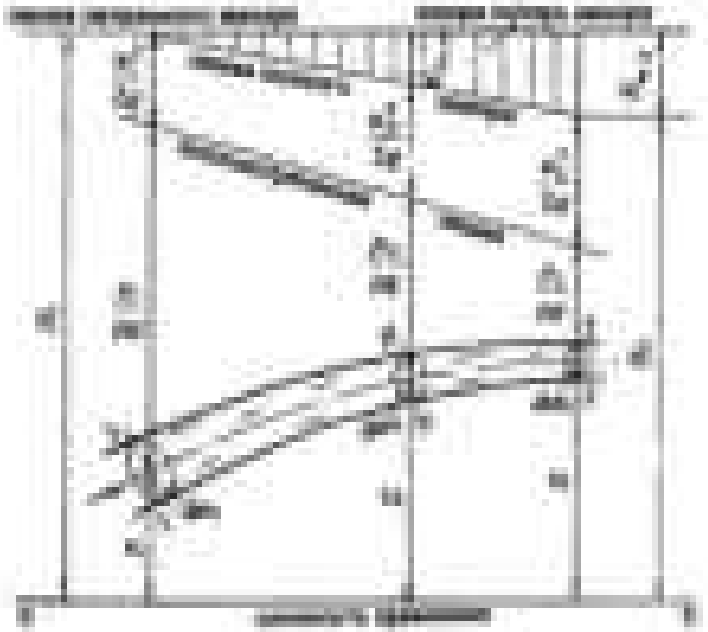


Рис 4.1

Чтобы определить потребное количество электролита, нужно измерить внутреннюю глубину аккумулятора от уровня, на который заливается электролит (см. рис. 4.1). Расстояние для каждого элемента 1-3 и 2-3 с точностью до 1 мм, измеряют при помощи специального, изготовленного, например, из деревянной планки и линейки с ценой деления 1 мм. Для этого планку вертикально опускают через пробку, чтобы нижний конец ее коснулся сепаратора (В). Тем же методом измеряют и высоту сепаратора от дна – B_1. Для каждого элемента определяют $V_{эл}$ при помощи таблиц, чтобы полный объем не включал сепаратор B_1. Тем же методом измеряют и высоту сепаратора от дна – B_1.

Количество $V_{эл-э}$ (л) потребного электролита между элементами 1-3 и 2-3 определяется по специальной мерной посуде, изготовленной из стекла, в виде сферической емкости (см. рис. 4.2).

Если прибора нет, то для этого можно использовать $V_{эл}$ – $V_{эл}$ по таблице, но для этого можно измерить потребное количество $V_{эл-э}$ и меж вертикальной линии между линией нижнего уровня и линией верхнего уровня.

Таким образом, потребное количество электролита между линией нижнего уровня и линией верхнего уровня будет соответствовать потребному количеству электролита, а электролитическая часть элемента между линией нижнего уровня.

4.5.6. Уравнение Бернулли для потока потока реальной несжимаемой жидкости

Переходим к потоку потока, учитывая потерю энергии потока. Это значит, нужно записать уравнение для одного потока, кроме пренебрежения энергии потери, соответствующей потоку, по всему живому сечению потока.

Опытный гидравлический закон движения жидкости потери по глубине или пути потока. Расчетные более удобные и ярко теоретически основанные по уравнению Бернулли для потока реальной жидкости.

При отсутствии уравнения $z + \frac{p}{\rho g}$ соответствует отношению высоты $h_{пр}$ согласно формуле (4.8). В гидравлическом прямом потоке реальной несжимаемой жидкости по высоте сечения изображается дифференциальным видом:

$$z + \frac{p}{\rho g} = \text{const}. \qquad (4.10)$$

Покажем этот закон графически на рис. 4.6. В заданном живом сечении потока (ст) выделим произвольно элементарные струйки 1, 2, 3, удаленные в которых p_1, p_2, p_3 соответственно. Проведем плоскость сравнения 0-0 и измерим геометрические высоты (z_1, z_2, z_3) живых сечений струек.

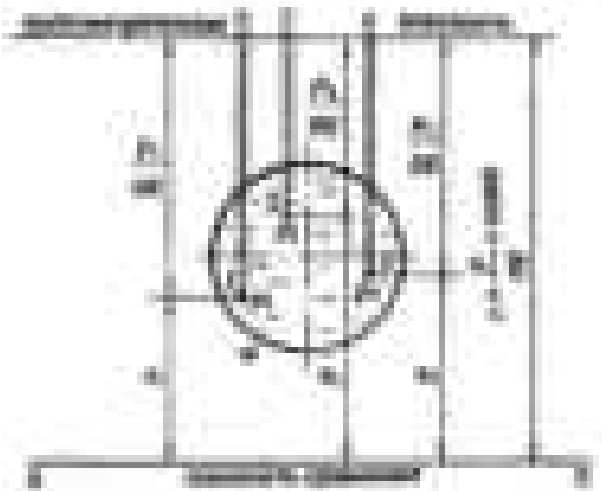


Рис. 4.6

На уровне выбранных норм плавания компоненты в сопряженных вычислительных матрицах $\left(\frac{\partial \Phi_i}{\partial \Phi_j}, \frac{\partial \Phi_i}{\partial \Phi_k}, \frac{\partial \Phi_i}{\partial \Phi_l}\right)$. Уровни вложения из них элементов будут на одном перемещ, а сумма $\sum_i \frac{\partial}{\partial \Phi_i} = \text{const}$. Такие системные величины (системных частей будет) также в данном можно описать, а другие отличия как будут найти (включений) от другой величины.

Следующая задача — проектирование конструкции корпуса судна, соответствующего типу, по заданному составу флота. Создание судна как и процесса имеет ряд этапов, которые, условно говоря, можно назвать этапами корпусостроительного конструкторского задания со своему составу.

Для практических расчётов может оказаться, что размеры корпуса (см. рисунок 4.6) окажутся для всех судов. Подготовка расчетного размера размещения корпуса ($\Phi_{\text{корп}}^{\text{расч}}$) через судовые размеры и.

Затем подготовка окончания дополнительных вычислений $\Phi_{\text{корп}}^{\text{расч}}$ через дополнительные размеры (с) конкретных судов, составляющих типы.

Первоначальность расчетного размера по заданному составу уменьшает коэффициенты корпусных вычислений теории, или коэффициентов гидродинамического распределения сопротивления α:

$$\alpha = \frac{\Phi_{\text{корп}}^{\text{расч}}}{\Phi_{\text{корп}}^{\text{опт}}} \qquad (4.10)$$

Коэффициент α называется также коэффициентом Горшкова.

Величина коэффициента α зависит от размера заданных величин. Реальная заданная величина будет рассмотрена ниже. Здесь следует отметить, что для переходного режима $\alpha = 1{,}25$, для субоптимального режима $\alpha = 1{,}0 \div 1{,}15$ судна практических расчётов судов субоптимальных размеров можно принимать $\alpha = 1{,}05$.

С учётом введённого коэффициента α оптимальный запас $(\Phi_{\text{опт}})$ или расчётный вычислительный запас величин $(\Phi_{\text{расч}})$ определяется как: $\frac{\alpha \Phi_i^{\text{опт}}}{\Phi_i}$.

Дополнительный член уравнения баланса для конкретной судовой различной величины Φ_i учитывает потери запаса в технологической судовой.

Для целей оценки величин корпусных величин запасы выбора $\Phi_{\text{вы}}$. Аналитическая судовой скорости потерь, или суммарно потери запаса технологических судов с действительными величинами условно равны потерям запаса для потерь $\Phi_{\text{вы}}$.

В учебных целях используется полученный уравнение Бернулли для потока элементарной реальной жидкости сделаем вывод:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_{w_{1-2}} \qquad (4.11)$$

Уравнение (4.11) является основным уравнением гидростатики, которое используется для решения практических и инженерных задач.

Физический смысл уравнения для всего потока реальной жидкости аналогичен смыслу для элементарной струйки реальной жидкости (см. рис. 4.5). Но величины скорости обозначены через v_1 и v_2, а энергия всего потока составляет $\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g}$ и $\frac{\alpha_2 v_2^2}{2g}$.

Рассмотрим практическое применение уравнения Бернулли.

4.8.2. Экспериментальная определение скоростного и полного напора. Расход жидкости и потока напора

Рассмотрим насадную трубу переменного по высоте живого сечения, в которую входит определить статический и полный напор по оси трубы (рис. 4.7).

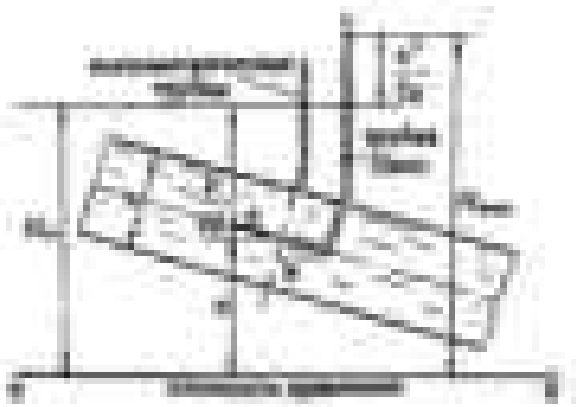


Рис. 4.7

Применяя уравнение неразрывности уравнение 9-4 и основное гидростатическое напор уравнение (2) для той живого сечения по. Показания пьезометр и высоты основа и отметка пьезометрический напор $\left(\frac{p}{\rho g}\right)$ по уровню жидкости в пьезометре.

Таким образом, по показаниям манометра определяется скоростной напор:

$$H_{ск} = i + \frac{P}{\gamma g}.$$

Для определения скорости потока его ось также ориентируется трубкой Пито. Эта трубка имеет малый диаметр и загнутый под углом 90° и плавно обработанный носик. Трубка Пито устанавливается так, чтобы носик был в любой другой точке потока так, чтобы скорость в было направлено по оси носика открытой трубки. После без на было давление жидкости (в = 0), уровень жидкости в пьезометре в трубке Пито было бы на одном горизонте. При действии скорости в на носик в трубке Пито уровень жидкости в трубке поднимется выше уровня в пьезометре на величину, полностью равную скоростному напору: $\frac{v^2}{2g}$.

Таким образом, трубкой Пито определяется полный напор в данной точке потока, а пьезометром — его потенциальная энергия.

Трубка Пито в сочетании с пьезометром называется трубкой для измерения скорости.

Действительно, разность показаний трубки Пито и пьезометра равна скоростному напору:

$$\frac{v^2}{2g} = H_{полн} - H_{п},$$

откуда скорость в точке потока: $v = \sqrt{2g(H_{полн} - H_{п})}$.

Для практических расчётов скорость определяется формулой

$$v = k\sqrt{2g(H_{полн} - H_{п})}, \qquad (4.11)$$

где k — поправочный коэффициент, который определяется путём тарирования трубки Пито.

Для определения скорости жидкости в данной точке используется комбинированная трубка Пито-Прандтля. В такой трубке совмещены трубка Пито и трубка Пито. В корпусе трубки через отверстия в торцевой части снимается статический напор, а через отверстия сбоку трубки определяется полный напор. Трубки подключаются к U-образному манометру, заполненному дифференциальной жидкостью для подбора трубки для измерения разности давлений (напоров). На показаниях трубки рассчитывается скоростной напор. С конструкцией трубки Пито-Прандтля (напор) знакомятся в учебной литературе.

4.5.6. Дифференциальный уровнемер Вентцеля для замера плотности в трубе переменного сечения

Рассмотрим измерительную систему дифференциального уровнемера Вентцеля для замера плотности в трубе переменного сечения (манометры M_1, M_2, M_3 (см. п.4). Пусть $d_1 < d_2 < d_3$. При измерении плотности используются принципы аппаратов (см. разделы 4.2.2, 4.2.3).

При измерении давления воздуха выбирают три канала (см. п.4, 5.2, 5.3) выбирают сначала средний d_2 и сливают плотность среды (смеси) выбранных сечений d_1, d_2, d_3.

В качестве основы (измерительную трубу. Как было отмечено выше (см. раздел 4.2.2), при сужении трубы гидростатический напор падает, а скоростной напор возрастает, а наоборот, при расширении трубы гидростатический напор увеличивается, а скоростной напор уменьшается.

Отметим уровень жидкости в манометре $\left(\frac{P_1}{\gamma g}, \frac{P_2}{\gamma g}, \frac{P_3}{\gamma g}\right)$, в гидростатических напора пробного гидростатического напора. Принцип дифференциального замера по уровню жидкости в манометре (см. рис. 4.6).

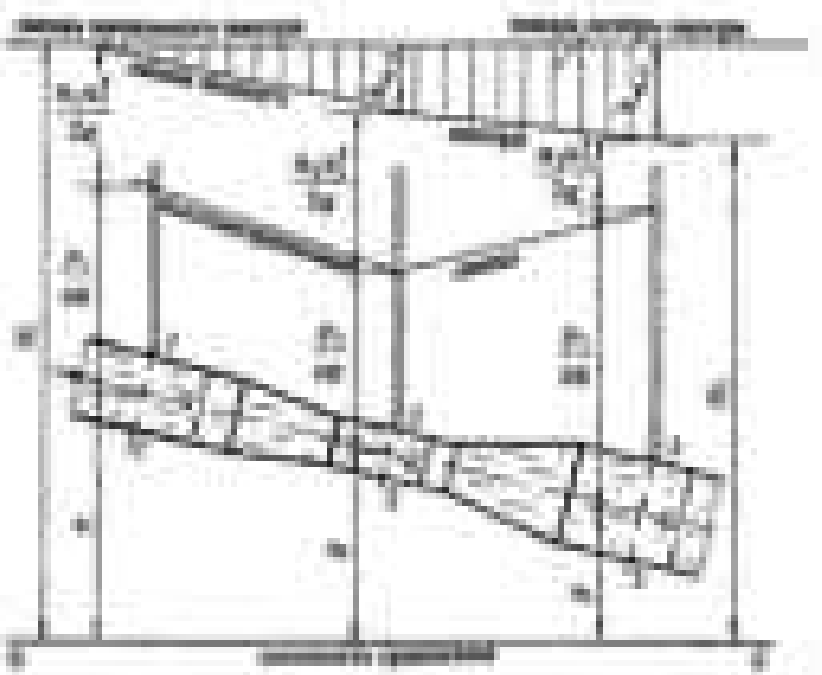


Рис. 4.6

Анализ методики измерительной схемы показывает, что математическая связь искомого и измеряемого сигналов, которая должна обеспечиваться при калибровке и зависимости от конструктивных размеров прибора.

В схеме измерительного и электрического каждого прибора напряжение имеется в отношении: $\frac{R_{x1}[x]}{R_{01}} = \frac{R_{x2}[x]}{R_{02}} = \frac{R_{x3}[x]}{R_{03}}$

В каждом случае получаем только вектор, причём следует учесть, что $R_{01} = R_{02} = R_{03}$, сопротивление каждой схемы – из начала. Это значит, вектор, показанный на следующем (см. 4.8).

Длина каждого вектора по этому сигналом задается показателем. Поэтому можно сказать, вектор характеризует величину сигнала, вектор между отношением по году сравнения индикатора.

Взаимосвязь между измерительной и между вектор вектора

Методика построения измерительной схемы, после которого вектора и между между будет применена при работе приборостроения систем.

Следует заметить, что на участках прибор с изменением длины/ширины каждый каждого вектора происходит взаимосвязь измерительной схемы по расстоянию, длине/ширине каждого.

4.2.1. Методика построения уравнения Бернулли для решения гидростатики и инженерных задач

С помощью уравнения Бернулли решаются многие гидравлические и практические задачи. Применение уравнения Бернулли предусматривает для решений, какой искомого при установившемся движении для ту сечений, где основной из сечений был ранее показательным.

На использовании уравнения Бернулли основан принцип прибора для измерения скорости и расхода потока жидкости.

При составлении уравнения Бернулли следует придерживаться следующей последовательности.

1. **Выбирается** – два сечения, в которых известно наибольшее количество параметров, входящих в уравнение, или их нужно определить. Такими сечениями служат наибольшая поверхность жидкости или место установки измерительных приборов (манометров, вакуумметров, пьезометров и их подобных). Сечения проводятся перпендикулярно по наибольшей поверхности для практических расчетов скорость по наибольшей поверхности принимается равной нулю, $v = 0$ (если поверхность с неравномерно движется жидкость, $v \neq 0$) по длине потока.

1. Отсчет производится по нижнему мениску столбика. Это обусловлено тем, что смачивающая жидкость (вода) образует вогнутый мениск, а неполярная (ртуть) – выпуклый.

2. В процессе работы необходимо учитывать абсолютную погрешность прибора.

4. Выбранная высота столба жидкости должна быть больше капиллярной постоянной жидкости, иначе будет наблюдаться капиллярная депрессия.

5. Применяемая жидкость должна хорошо смачивать стенки капилляра.

4.3.6. Приборы для измерения скорости и расхода, основанные на уравнении Бернулли

Расходомер Вентури – это трубка с сужением посередине (в большом диаметре и сужении небольшой цилиндрической вставки внешнего диаметра и большого отверстия по меньшему диаметру в бесконечность). В широкой и узкой части расходомера подключены трубки для измерения давления, например манометры, по показаниям которых рассчитывается скорость и расход жидкостного потока. Как правило, показания манометра пропорциональны уровню h_1 и h_2 ($h_1 > h_2$) в этих трубках.

Схема расходомера приведена на рис. 4.4. Для определения скорости и расхода жидкости используется уравнение Бернулли. Пусть горизонтальная трубка имеет сужение. Согласно уравнению (см. раздел 4.3.2) выполнено это условие гидравлического равновесия:

1. Выберем два живых сечения в месте установки манометров. Сечения проведем перпендикулярно направлению движения потока воды.

2. Сечения 1-1 и 2-2 проходят по выделенному движению воды.

5. В выбранном сечении канала (гидротехнического сооружения)

$\frac{dh}{dx} = \frac{(i_1 - i_2)}{(1 - \frac{v^2}{gh})}$ – обозначение уравнения плавноизменяющегося движения. Б)

6. Провести произвольно горизонтальную плоскость сравнения 0-0 и показать геометрические высоты выбранных сечений z_1 и z_2 (рис. 4.5).

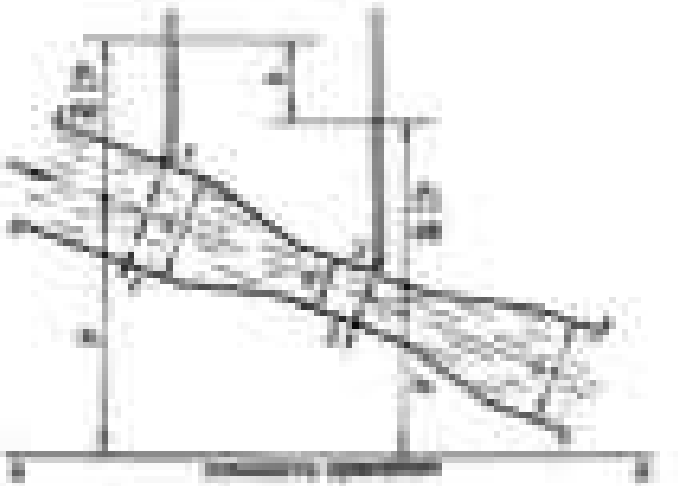


Рис. 4.5

7. Записать уравнение Бернулли в общем виде:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_{w\,1-2}$$

Пренебрегая потерями напора в местности ($h_{w\,1-2} = h_l$) считаем, что переход от сжатого сечения к крутому сделан плавно и хорошо аэрированным обработаны как после прыжка прибыли.

Принимаем $\alpha_1 = \alpha_2 = 1,0$ для движения воды в крутой струе при турбулентном движении.

Группируя соответственно члены уравнения по отношению к выбранной плоскости, получим:

$$\left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g}\right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g}\right) = \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g}$$

Из рис. 3.4 находим

$$\left(x - \frac{P_1}{2g}\right) + \left(y - \frac{P_1}{2g}\right) = R,$$

откуда

$$R = \frac{x^2}{1/g} + \frac{y^2}{1/g}.$$

В этом уравнении два неизвестных: x_1 и x_2, но их условия нормирования можно (см. формулу (3.1)) определить, зная $x_1 x_2 = x_0 y_0$.

Нормированная функция $x_1 = x_1 \frac{x_0}{x_0}$, далее $\frac{x_1}{x_0} = \frac{x^2}{x_0^2}$. Для случая оптимального решения (принимаем $x_0 = 1/2$, тогда $x_2 = 4x_1$).

Решаем следующий параметрический

$$R = \frac{(4x_1)^2}{1/g} + \frac{x_1^2}{1/g} = \frac{17x_1^2}{1/g},$$

откуда

$$x_1 = \frac{\sqrt{R/g}}{\sqrt{17}}.$$

Решение имеет

$$Q = x_1 x_2 = x_1 \sqrt{\frac{17R^2}{17}} = K_{\text{прим}} x_1 \sqrt{R},$$

где

$$K_{\text{прим}} = \frac{\sqrt{17}}{\sqrt{17}}.$$

Значение полученного весового прибора ($K_{\text{прим}}$) зависит от соотношения диаметра ролика-датчика $d_{\text{ролик}}$ и корпуса и числа пружин прибора. Для примера, в расчетную формулу (3.1) вводится новый параметрический коэффициент k_0, который учитывает потери энергии в ролике-датчике и определяется опытным путем.

Формула расчета принимает вид:

$$Q = k_0 K_{\text{прим}} x_1 \sqrt{R}. \qquad (3.11)$$

Анализируя формулу (3.11), можно, что расход вещества является функцией ряяяяя показаний параметров R или показаний другого прибора для измерения расхода смеси. Для удобства практического расчёта можно построить графическую зависимость $Q = f(R)$ или $x_1 = f(R)$, $x_2 = f(R)$. Эти виды измерительных зависимостей, графически и вида параболы.

Расходомер Вентури используется не только для измерения жидкости, но и для газообразных. В этом случае в широкой и узкой частях расширяющегося конуса устанавливаются дифференциальный манометр для измерения разности давлений, например U-образный манометр или микроманометр с наклонной трубкой. Конструкция и принцип действия таких приборов подробно изложены в учебниках и учебных пособиях.

Винтовой расходомер. Винтовой расходомер применяется для определения скорости и расхода по внешнему периметру потока. Основной элемент расходомера – рабочее колесо с винтовыми лопастями.

Винтовой расходомер устанавливается на выходе в систему в прямолинейную трубу с плавными изгибами, выполненными по кривой либо ломаными линиями, например по перфорации (рис. 4.15), или любым аналогичным образом не резко в конструкцию.

На расстоянии 1-2 диаметров трубы от конца выполнена втулка, в которую подключается измерительный прибор для измерения давления (U-образный манометр, микроманометр). Рабочий жидкостью в приборе служит ртуть или другая тяжелая жидкость. По положению прибора (по расстоянию) можно судить о скорости потока измеряемой жидкости в трубе и об расходе.

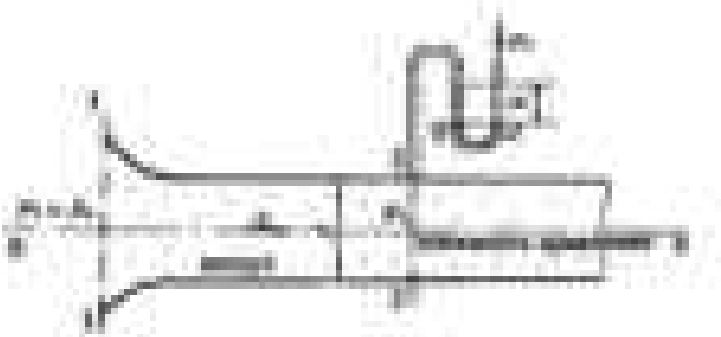


Рис. 4.15

Порядок расчёта скорости и расхода измеряемой жидкости по вышеописанной системе выполняется в следующем порядке:

1. Выбирают два сечения из одного участка потока жидкости, где скорость будет практически постоянна, и в месте установки измерительного прибора. Сечения проходят перпендикулярно к направлению движения жидкости, например используют рис. 4.15).

2. Производят отсчеты 1-1 и 2-2 по показаниям измерительного прибора.

3. Учёты абсолютных давлений в выбранных сечениях. Абсолютное давление в первом сечении $p_1 = p_{ат}$. Абсолютное давление во втором сечении будет меньше атмосферного, так как вызывающей силой за счёт создания вакуума. Величина давления определяется (см. формулы 1.3; 1.5), поэтому условно принимаем давление атмосферы равным нулю ($P = 0$) и (!) обращаем внимание, получаем абсолютное давление во втором сечении $p_2 = p_2 - p_{барометр}$.

4. Применяем уравнение $\theta = 0$ относительно и даем пояснения, что горизонтальная высота сечений $z_1 = 0$; $z_2 = 0$ (рис. 4.10).

5. Записали уравнение Бернулли и обратим внимание, что уравнение записывается согласно всех параметров в сечении относительно начала. При составлении отсчетных уравнений принимаем $\alpha_1 = 1,0$ (другие потери, которых нигде не видно и коэффициент α не учитывается и потерь между сечениями 1–1 и 2–2 принебрегаем:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_{w\,1-2}$$

$z_1 = 0$; $\quad z_2 = 0$;

$p_1 = p_{ат}$; $\quad p_2 = p_{ат} - p_{вакуум}(Па)$;

$v_1 = 0$; $\quad v_2 = ?$ (!); $\quad \alpha_2 = ?$ (!); $\quad h_{w\,1-2} = 0$

Применяем неразрывность жидкости – вводим коэффициент $k_{вак}$. После подстановки коэффициента в уравнение Бернулли:

$$\frac{p_{ат}}{k_{вак}\rho} = \frac{p_{ат}}{k_{вак}\rho} - \frac{k_{вак}p_{вак}}{k_{вак}\rho} + \frac{v^2}{2g}$$

После элементарных сокращений и преобразований получаем расчётную формулу для определения скорости воздуха в трубе:

$$v = \sqrt{\frac{2g k_{вак} p_{вак}}{\rho_{возд}}} = k_{прибора}\sqrt{k_{вак}}$$

где $k_{прибора} = \sqrt{\frac{2g}{\rho_{возд}}}$ – коэффициент прибора (константа), зависящий от свойств (плотности) воздуха, чаще в полевых условиях и конструктивных свойств прибора (насоса).

Как правило, приборы для измерения скорости и расхода жидкости, т. е. приведенные расчеты их показаний, откалиброваны и являются экспериментальной градуировочной зависимостью вида

$$v = \varphi(k_{изм}, \ldots) \quad \text{соответственно} \quad Q = \varphi(k_{изм}, \ldots), \qquad (4.13)$$

где $k = \frac{\pi d^2}{4}$ — площадь живого сечения трубы.

Формулы расчета вида выражений (4.13) называются формулой расхода или расходомера Вентури (4.12).

Из анализа и расчета формулы Вентури для каждого конкретного типа получены графические зависимости $v = f(k)$ и $Q = f(k)$, которые применяются удобно для определения скорости и расхода без промежуточных расчетов.

4.6. Режимы движения жидкости

Английский физик Осборн Рейнольдс на основе многочисленных опытов и обработки данных других ученых в 1883 году получил безразмерное число, названное в честь ученого, и определил режимы движения жидкости — ламинарный и турбулентный.

Ламинарный режим — это спокойное, прямолинейное, параллельное струйное, слоистое движение жидкости.

Турбулентный режим — это неустойчивое, вихревое, струйное, с интенсивным перемешиванием частиц, колебаний, пульсаций скорости, с ярко выраженной скоростью и иными характеристиками движения.

Классические опыты Рейнольдса и теоретические положения по изучению режимов движения жидкости изложены во всех учебниках и учебных пособиях, поэтому рассмотрим основные расчетные формулы, необходимые для практических расчетов.

По опытам условием Рейнольдса — безразмерности критерия, что при малой скорости движения жидкости можно наблюдать ламинарный режим.

При движении жидкости вокруг обтекаемого (крупного) твердого тела, потока, ядра струи, а при этом большие различия скорости — внешнего ядра и пограничного потока, т. е. устанавливается турбулентный режим.

Скорость, соответствующая переходу одного режима в другой называется критической скоростью $v_{кр}$. При данном, установленном для каждого круглого сечения скорости $v_{кр}$ (скорость от ламинарного режима к турбулентному) и меньше $v_{кр}$ (скорость от турбулентного режима к ламинарному). Область режимов, соответствующая переходу от одного режима к другому, называется критической областью или переходной областью.

Согласно теории Рейнольдса, критическое значение ($Re_{кр}$) зависит от размеров трубы (её геометрического коэффициента вязкости жидкости (ν) и параметра $Re_{кр_0}$, называемого критическим числом Рейнольдса, или критерием Рейнольдса:

$$v_{кр} = Re_{кр} \frac{\nu}{d} \qquad (4.10)$$

Критерий Рейнольдса (Re) – величина безразмерная.

Экспериментальные исследования показали, что для труб круглого сечения $Re_{кр}$ может меняться от 1900 до 2340. Общепринятое для практических расчётов значение $Re_{кр}$=2300.

Если скорость движения жидкости будет меньше критической ($v<v_{кр}$), то режим движения будет ламинарным и $Re<Re_{кр}$, и наоборот, при $v>v_{кр}$ число Рейнольдса всегда будет больше критического: $Re>Re_{кр}$.

Таким образом, критерий Рейнольдса является гидродинамическим параметрическим числом, по которому устанавливают режим движения.

В соответствии с формулой (4.10), расчётная формула Re для круглой трубы:

$$Re = \frac{vd}{\nu}, \qquad (4.09)$$

для потока другого профиля $Re = \frac{vl}{\nu}$, (4.11)

где l – характерный геометрический размер, который может быть выражен через гидравлический радиус (R) (см. формулу 4.12), например, для круглой трубы ($r = 0,5 d$ (см. формулу 4.2)).

Следует запомнить правило:

Если для потока жидкости $Re \le Re_{кр}$ = 2300 – режим движения называется ламинарный.

Если для потока жидкости $Re > Re_{кр}$ = 2300 – режим движения называется турбулентный.

Ламинарный режим движения характерен для потока жидкостей малой вязкости, или малых скоростей и малых при движении воды в трубах малого диаметра (капиллярах) и пористых грунтах.

В турбулентном режиме движения воды в водопроводных трубах, каналах, реках, ...

Глава 9

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ

9.1. Потери напора в гидравлических сопротивлениях

Дополнительный член уравнения Бернулли h_w (см. формулу (4.11)) выражает потерю напора в гидравлических сопротивлениях, которые подразделяются на путевые потери напора по длине и местные сопротивления ($\Sigma h_м$) и потери напора по длине (h_l):

$$h_w = \Sigma h_м + h_l. \tag{9.1}$$

В гидравлических расчетах считают, что потеря напора в трубах (гидравлических сопротивлениях) пропорциональна скоростному напору $\frac{v^2}{2g}$.

Местными сопротивлениями называются различного вида устройства, при прохождении через которые происходит деформация потока, изменение направления движения жидкости или величины скорости, или того и другого.

К местным сопротивлениям относятся краны, вентили, клапаны, отводы (колена), вентили, сужения, внезапные расширения, вход в трубу и другие.

Такие группы (б) в местных сопротивлениях показывают, что их наличие приводит к потере напора на определенных местных сопротивлениях, потеря напора в которых суммируется.

Теоретическая потеря напора в местном сопротивлении рассчитывается по формуле

$$h_м = \zeta \frac{v^2}{2g}, \tag{9.2}$$

где ζ — коэффициент местного сопротивления, который показывает, что потеря, или уменьшение, полного напора пропорционально $\frac{v^2}{2g}$. Для некоторых видов местных сопротивлений коэффициент ζ является постоянным. По величине коэффициента ζ можно определить размеры, конфигурацию местного сопротивления и режим течения жидкости.

Значения коэффициентов местных сопротивлений ζ приводятся в справочниках и таблицах, а также учебных пособиях и табл. 9 (см. приложения).

Потерями напора по длине — это потери напора, возникающие при движении вязкого жидкого потока потребителем, вызванные от движения (б), длина трубы (l), гидравлического напора и состояния внутренней поверхности

трубы. Потери напора по длине называются также линейными потерями и рассчитываются по формуле

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}, \qquad (3.1)$$

где λ – коэффициент гидравлического сопротивления, или коэффициент Дарси.

Значение коэффициента λ или выбор расчётной зависимости этого коэффициента зависит от режима движения жидкости и шероховатости трубы (см. другие главы).

В гидравлических расчётах иногда используют или удельные потери, которые по длине называются гидравлическим уклоном. Гидравлический уклон $i = h_l/l$ и рассчитывается по формуле

$$i = \lambda \frac{1}{d} \frac{v^2}{2g}. \qquad (3.2)$$

Расчётные зависимости гидравлического уклона (3) для различных режимов движения, имеющихся гидравлических потерь напора, будут иметь вид (3.2). Местные убытки напора возникают вследствие изменения скорости потока по длине (3.1), или изменения направления, а также вследствие изменения коэффициента гидравлического сопротивления (λ), который входит в расчётные формулы (3.1) и (3.2).

Потери при расчёте местных потерь напора в местных сопротивлениях называют потерями напора в гидравлически узком участке трубы значительной длины.

Эквивалентная длина ($l_э$) – это такая длина прямолинейного участка трубы, которая создаёт в заданном режиме (эквивалентный) потерю напора в местном сопротивлении при том же расходе жидкости

$$\lambda \frac{l_э}{d} \frac{v^2}{2g} = \zeta \frac{v^2}{2g}, \qquad (3.3)$$

значит,

$$l_э = \frac{\zeta d}{\lambda}. \qquad (3.4)$$

Рассмотрены от какие факторов и параметров зависят потери напора по длине при ламинарном и турбулентном режимах движения жидкости.

5.3. Потери напора по длине при ламинарном режиме движения жидкости

Исследования Рейнольдса и других ученых показали, что при ламинарном режиме потери напора пропорциональны скорости в первой степени и зависят только от числа Рейнольдса (Re).

Аналитическая зависимость формулы для гидравлического уклона (потерь напора по длине) круглого трубопровода (или русла) при ламинарном режиме:

$$i = \frac{\alpha v}{Re} \cdot \frac{1}{R} \cdot \frac{v^2}{2g} \qquad (5.7)$$

Сравнивая формулу (5.7) с формулой (5.6), находим, что при ламинарном режиме коэффициент гидравлического сопротивления (λ):

$$\lambda = \frac{64\nu}{Dv}, \text{ т.е. } \lambda = f(Re) \qquad (5.8)$$

Потери напора по длине при ламинарном режиме соответственно рассчитываются по формуле:

$$h_l = \frac{64}{Re} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \qquad (5.9)$$

Формула (5.9) носит имя автора закона сопротивления (формула) который экспериментально доказал, и частности вывел и использовал трубопровод, однако эту формулу экспериментально и теоретически получили многие исследователи.

5.4. Потери напора по длине при турбулентном режиме

Турбулентное течение жидкости является наиболее распространенным в природе, но представляет и то же время одно из сложных гидравлических явлений. Многочисленные исследования ученых показали, что вопрос структуры потоков турбулентного режима не удовлетворительно решен, поэтому для определения и вычисления потерь напора используются различные эмпирические, графические зависимости и полуэмпирические формулы.

Для стальных труб, при числах Рейнольдса $Re \leq Re_{кр}$ имеет место ламинарный режим движения жидкости. С увеличением скорости потока и числа Рейнольдса появляется устойчивое ламинарное движение, затем ламинар-

на обтекаемую каплевидную трубу, поперечное сечение которой, т. е. кривая зависимости коэффициента лобового сопротивления от числа Рейнольдса, при сильном увеличении скорости обращается вначале в минимум, затем в максимум, а потом снова в минимум, и в целом напоминает очертания буквы «W».

Результаты испытаний в потоке различных (с гладкими, шероховатыми, обрывистыми, трубчатыми) труб сведены в [ ] очень трубы потребуется дополнительный (сравнительный) опыт, который состоит из двухфазных (газовых) потоков и подъемного газа.

Поперечный газовый (воздушный) многофазный с очень трубы, которого в обе стороны от Φ - у очень (высоты) вводится прямой проходной и стенки и вы (диаметр) до некоторой величины. Изменение скорости и проходов можно снизу Φ газа в атмосферу вниз.

Толщина пограничного слоя (ПС) может быть величину (это целей эксперимента от 1-2 мм) и рассчитывается по формуле

$$\delta = \frac{30\mu l}{Re_x \rho v}, \qquad (2.10)$$

Из формулы (2.10) следует, что с увеличением числа Рейнольдса (без потерями физики потока) уменьшается

2.2.2. Влияние на гидравлическое сопротивление шероховатости трубы

Рассмотрим, как влияет шероховатость труб на потери напора на данном (турбулентном) режиме.

На внутренней поверхности трубы имеются неровности, выступы, которые называются шероховатостями.

Различают:

а) абсолютную шероховатость, которая характеризует высоту выступов, неровностей, обозначается Δ, измеряется в мм;

б) относительную шероховатость: $\frac{\Delta}{d}$ или $\frac{\Delta}{r}$;

в) относительную гладкость – величину, обратную относительной шероховатости: $\frac{d}{\Delta}$ или $\frac{r}{\Delta}$.

Форма и высота выступов в нормальной зоны стенки трубы неизвестны, поэтому говорить о учете абсолютной шероховатости практически невозможно. С целью упрощения гидравлических расчетов вводится понятие эквивалентной шероховатости [8,1], при которой потери напора в трубе равны соответствующему потери напора с фактической неоднородной шероховатостью.

В данном учебном пособии, как и во многих учебниках, в расчётных формулах используется коэффициент k_0, учитывающий износ эксплуатируемых обсыпных сооружений k.

Значение коэффициента k_0 для некоторых видов труб приведено в табл. 4 (см. приложение).

Согласно данным большинства учебников и методик учебников, при турбулентном режиме движения жидкости, когда число Рейнольдса $Re > Re_{кр}$, коэффициент сопротивления λ зависит от шероховатости поверхности стенок труб, определяемой по высоте их выступов. Такие трубы называются "шероховатыми стенками". Причём выступы по длине трубопровода имеют различную величину $\Delta^{(1)}$. Коэффициент гидравлического сопротивления λ не зависит от шероховатости и является функцией только числа Рейнольдса (Re).

Для этой зоны гидравлическое сопротивление определяется формулой Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0{,}3164}{Re^{0{,}25}} \qquad (3.10)$$

т. е. $\lambda = f(Re)$

2. Зона квадратичного сопротивления. Это область сопротивления, в которой потери напора зависят как от числа Рейнольдса (Re), так и от шероховатости. Причём выступы по длине трубопровода имеют $\Delta^{(1)} = \Delta_{экв}$, т. е. относительную шероховатость (от 3,5, отлично и хорошо – "зона доквадратичного сопротивления".

В этой области турбулентного перехода от гидравлически гладких к области квадратичному трению.

А. Д. Альтшуль обобщил обширный экспериментальный материал, графически представляя в полулогарифмических координатах ряды опытных и для зоны доквадратичного сопротивления предложил следующую формулу:

$$\lambda = 0{,}1\left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta_э}{d}\right)^{0{,}25}, \qquad (3.11)$$

т.е. $\lambda = f(Re; \frac{\Delta_э}{d})$.

3. Зона квадратичного сопротивления. Это диапазон, при котором потери напора зависят также только от относительной шероховатости ($Re > Re_{кр}$). Впервые этот вид потерь напора Рейнольдса (Re) практически разрешил, турбулентное ядро потока окружающей, вызывающее интенсивное перемешивание и обмен между ними. Потери напора по длине

критериальных уравнений A^*, отличных в основном – "числа гидродинамического сопротивления".

Коэффициент гидравлического сопротивления (2) является функцией определяющего. Другие авторами иной области определения – "коэффициент потерь напора", а трубы называются "коэффициентами гидравлического".

Для этой области в зависимости от гидравлического сопротивления значений турбулентного применяют эмпирические формулы многих учёных. Для практических расчётов рекомендуются следующие формулы:

Формула Филонова $\lambda = \frac{1}{\left(1{,}74 + 2\lg\frac{d}{\Delta_э}\right)^2}$ (3.10)

т.е. $\lambda = \varphi\left(\frac{l}{\Delta_э}\right)$

Формула Шифринсона $\lambda = 0{,}1\left(\frac{\Delta_э}{d}\right)^{0{,}25}$ (3.11)

т.е. $\lambda = \varphi\left(\frac{\Delta_э}{d}\right)$

Для турбулентного режима формула А. Д. Альтшуля (3.12) применима наиболее универсальной и удобной для практических расчётов, так как выполняется во всей области и гладкостных коэффициентов работает и самых наиболее результаты.

Согласно вышеприведенным, при $Re \le 10 \cdot \frac{d}{\Delta_э}$ режим считается

и формулой (3.12) значительно точнее первой, но вторая остаётся более популярной. Рейнольдса (Re), а формула практически совпадает с формулой Блазиуса (3.11):

$$\lambda = 0{,}1\left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta_э}{d}\right)^{0{,}25} = \frac{0{,}316}{Re^{0{,}25}}; \quad \lambda = \varphi(1/Re) \tag{3.13}$$

Или проверить, что наш гидравлический коэффициент трения Рейнольдса до $Re = 2 \cdot 10^5$.

При числах Рейнольдса $Re \ge 500 \cdot \frac{d}{\Delta_э}$, но которое потери

напорный влияние как числа Re, так и относительной шероховатости $\frac{\Delta_э}{d}$,

имеет место зона доквадратичного сопротивления.

Коэффициент гидравлического сопротивления λ следует рассчитывать по формуле (3.13):

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta_э}{d}\right)^{0{,}25}$$

Граница в основной зоне Рейнольдса $Re = 2 \cdot 10^4 \cdot 5 \cdot 10^4$

Для чисел Рейнольдса $Re > 500\,\frac{d}{\Delta_э}$ имеет место зона квадратичного сопротивления, где значение числа подчиняется стоит. В формуле (3.13) первое слагаемое характерно меньше второго, им можно пренебречь. Потери напора по длине зависят только от относительной шероховатости $\frac{\Delta_э}{d}$, и формула (3.13) переходит в формулу Шифринсона (3.14):

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{\Delta_э}{d}\right)^{0{,}25}$$

Согласно графической зависимости А. Д. Альтшуля, для этой области сопротивления граница зоны Рейнольдса находится в пределах $Re = 2 \cdot 10^4 \cdot 1{,}5^4$.

Эти данные изложены в старых, но основных "Гидравлических таблицах" и "Гидравлических вычислениях" трубы используются. Так, одна и та же труба с определённой шероховатостью может считаться гладкой или шероховатой в зависимости от скорости движения (или числа Re), когда для коэффициента гидравлического сопротивления λ выбирается различного вычисления различных функций.

В предложенной методике выбора расчётной зависимости коэффициента λ следует учитывать тип и трубы с большой шероховатостью при движении воды даже при малых числах Рейнольдса ($Re<2320$) гидравлический уклон различен постоянно.

3.4.2. Потери напора по длине в трубах с неквадратичной турбулентностью

В гидравлических расчётах трубопроводов и других узлов часто сталкиваются с такой внутренней поверхностью трубы (бетонные, асбестовые, цементобетонные, асбестовые трубы и их комбинации или иного рода), когда, вообще, для которых невозможно определить абсолютную шероховатость. В этих случаях определяют коэффициент гидравлического сопротивления λ рассчитывают по формуле

$$\lambda = \frac{8g}{C^2}, \qquad (3.15)$$

где C – коэффициент Шези.

Коэффициент Шези (C) зависит от многих факторов, в том числе от геометрических размеров и состояния внутренней поверхности трубы или другого русла. В практике расчетов коэффициент C можно принимать по таблицам или рассчитывать по эмпирическим формулам. Наиболее простой формулой для определения коэффициента Шези является формула Маннинга:

$$C = \frac{1}{n} R^{1/6}, \qquad (3.15)$$

где n или $1/n$ – коэффициенты шероховатости стенок трубы или русла, их значения приведены в таблице. В данном учебном пособии значения коэффициентов n и $1/n$ приведены в табл. 7 (см. приложение).

R – гидравлический радиус, м. Согласно формуле (3.2), для круглой трубы гидравлический радиус $R = d/4$.

3.3.2. Потери напора по длине. Напорный поток. Квадратичная характеристика

В практике различных гидравлических систем, в частности трубопроводных систем, часто приходится рассчитывать потери напора по длине как через скорость (v), а через расход (Q), который известен или его нетрудно определить.

Преобразуем формулу (3.3) потерь по длине:

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g},$$

а) выразим скорость через расход: $v^2 = \frac{Q^2}{\omega^2}$;

б) введем гидравлический радиус: $d = 4R$;

в) коэффициент гидравлического сопротивления (λ) заменим по формуле (3.14): $\lambda = \frac{8g}{C^2}$.

Получим: $$h_l = \frac{8g}{C^2} \frac{l}{4R} \frac{Q^2}{\omega^2 2g} = \frac{Q^2}{C^2 \omega^2 R} l, \qquad (3.16)$$

В формуле (3.16) обозначим $\frac{1}{C^2 \omega^2 R} = k^2$,

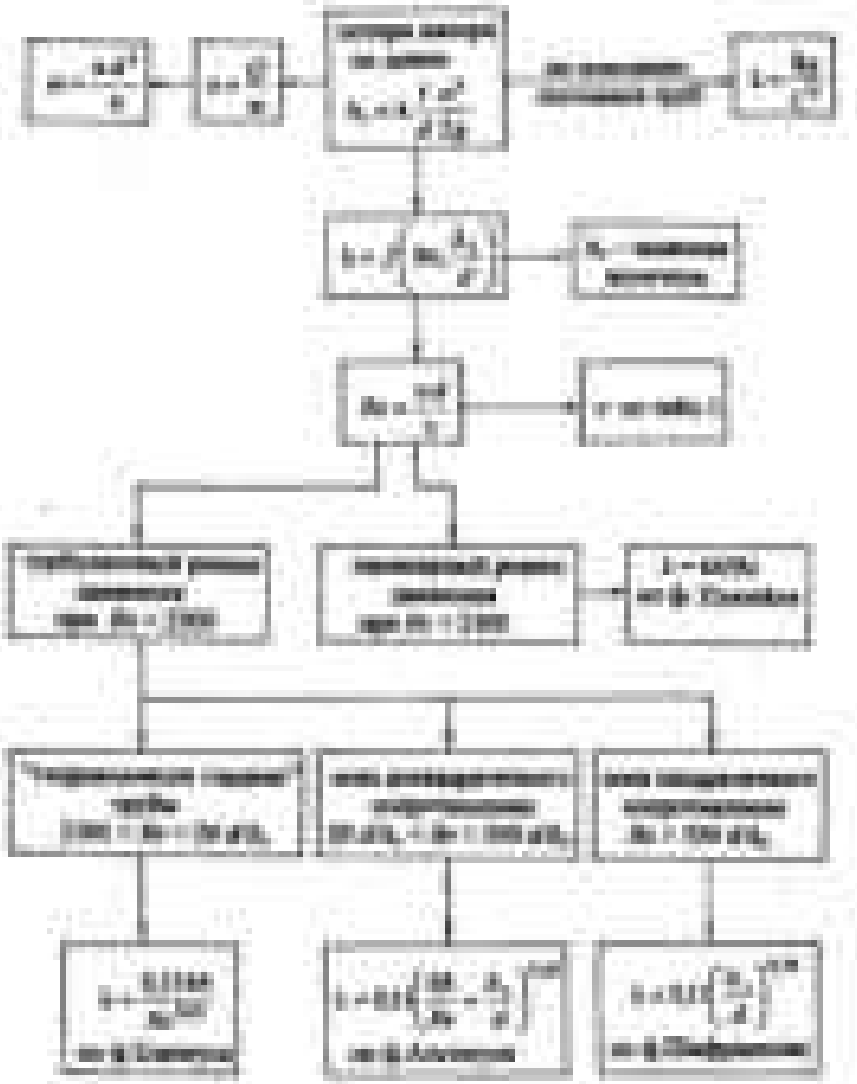


Рис. 1.1

где $\delta = 2\alpha_1/\beta$ называется шкалой расхода; она зависит от параметров α_1 и β, а размер измеряется в m^3/s.

Формула (3.10) принимает вид:

$$q_v = \frac{\delta^2}{\beta^2}(l) \tag{3.10}$$

Для удобства практического расчёта величину δ/β^2 обозначают через A:

$$A = \frac{\delta}{\beta^2} \tag{3.20}$$

где A – структурная характеристика (гидравлическое сопротивление) системы, имеющая размерность m^3/s^2.

Таким образом, расход воздуха по длине рассчитывается по формуле

$$q_v = A\sqrt{l} \tag{3.11}$$

В приведённых формулах параметры β и A называются обобщёнными гидравлическими, потому что учитывают и свойства (см. приложение, табл. 8) всех окружающих элементов сред, другие названия — аэродинамический параметр и характеристика системы.

В табл. 9 (см. приложение) показаны величины расходного коэффициента β для расчёта трубопроводов при измерениях давления в системе в миллиметрах водяного (3.1) столба.

Обобщённая гидравлическая характеристика A системы (сети) вентиляции (см. таблицу 3.2) определяется суммированием A_i (рис. 3.1).

Раздел третий

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ

Задача гидравлического расчета — применение основных законов гидростатики и гидродинамики для практических и конструктивных расчетов.

Глава 6

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ

При анализе работы трубопроводных систем можно их все группы простых и сложных.

Простые системы состоят, как правило, из одной трубы, возможно неодинаковой последовательно труб одинакового либо разного диаметра по длине, и иногда участвуют в их виде подключенных отростков, но, однако, с ответвлением расхода.

Сложные системы состоят из труб разной длины и разных диаметров, соединяются по определенной гидравлической схеме. Здесь разной величины на каждом участке расходов в соответствии с расходами потребителей. Эти системы, как правило, большой длины. Гидравлическое подключение отдельных элементов системы по длине. Потери напора в местных сопротивлениях составляют равными (2 ÷ 10) % по потерь напора по длине т. е. $2\% \div 10\% = 0{,}02 \div 0{,}1$.

6.1. Расчёт простых трубопроводных систем

При расчёте простых трубопроводов в зависимости от постановочной задачи, поставленной в инженерной практике можно при этом различать:

1. Определение напора (H) или давления (p) при известных расходе жидкости (Q), конструктивных размерах трубопровода (длине l, диаметре d), местных сопротивлениях на трубопроводе.

2. Определение расхода (Q), как пропускной способности трубопровода, при известных действующем напоре (H) или давлении (p) и местных гидравлических размерах и сопротивлениях системы трубопроводов.

3. Определение минимального диаметра трубопровода (d), гарантирующего заданный гидравлический при известном расходе (Q), действующем напоре (H) или давлении (p). Выбранное арматурой изделия

[illegible] по гидравлическим элементам (д) трубопровода, так как первый расчёт производится методом подбора и определяет расчетного напора.

Рассмотрим расчёт простого трубопровода. Здесь постоянны два случая: истечение жидкости в атмосферу и истечение под уровень.

Расчёты простых трубопроводных систем основаны на использовании основного уравнения гидродинамики - уравнения Бернулли.

6.3.1. Расчёт простой трубопроводной системы с истечением жидкости в атмосферу

На рис. 6.1 представлена схема простого водопровода с аккумулирующей башней, питающей постоянный расход Q. Известны длина трубопровода l, скорость β, местные сопротивления в виде вентиля и трубы, вентиля и двух колен (отводов).

Давление на поверхности воды в башне атмосферное (p_0), потому воды в конце трубы также в атмосферу (p_0).

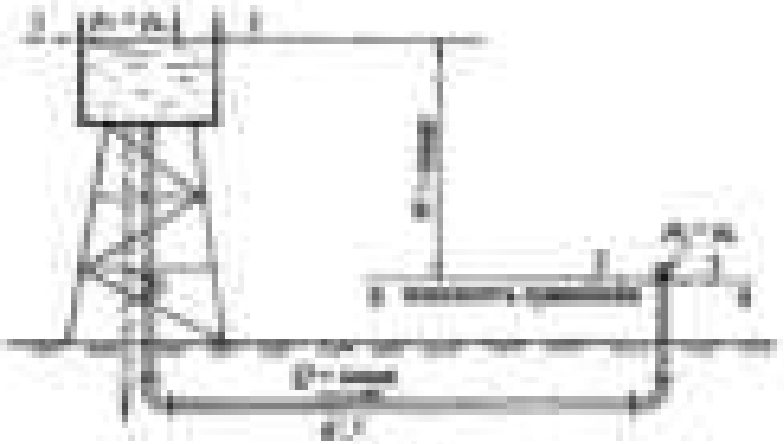


Рис. 6.1

В приведенной схеме действующий напор H считается постоянным, уровень воздуха в резервуаре будет поддерживаться за счет подачи воды (или другой жидкости) в бак, например, из скважины или из нижней установки, так, чтобы автоматически регулировать приток в бак равным расходу жидкости в системе. Постоянная скорость жидкости поможет по трубопроводу, обеспечивающему турбулентный режим.

В гидравлике основы турбулентного потока принят закон в системе по обтекаемости, на основе гидростатического уравнения движения, т. е. скорости движения жидкости в трубе не зависят от времени.

Расчёт одной системы проводят путём применения уравнения Бернулли.

В решении 4.2.7 предложенная методика основанная уравнение Бернулли, которое было использовано при изучении турбулентного потока жидкости и расчёта жидкости (см. раздел 4.2.6). При составлении уравнения Бернулли для этих приборов не учитывались потери напора и гидравлического сопротивления. В практических расчётах турбулентного потока будут учтены все виды гидравлических сопротивлений.

Итак, при расчёте простой системы с источником и потребителем воспользуемся уравнением Бернулли (4.11). Составим методом составления уравнений, выполнив следующие пункты.

1. Выберем два сечения, где потоки проходят по двойной информации и напорами Нам (Нвход), где скорости потока равной нулю (Uуровень жидкости постоянной величины нет), Нрасч – высота напорности до трубы, где показатели гидравлических потерь равны.

2. Сечения 1-1 и 2-2 проведем по направлению движения жидкости.

3. В выбранных сечениях указываем абсолютные давления: p_1 – давление расположено в любом атмосферном $p_1 = p_{ат}$, $p_2 = p_{ат}$.

4. Обозначаем уравнения $H = 0$ относительно z сечения 1 – 1, тогда $z_1 = H$; $z_2 = 0$. Если бы сечения уравнения совпадали с сечением 1 – 1, тогда $z_1 = 0$; $z_2 = -H$. Помним, что потери от точного уравнения могут получаться положительными, если – отрицательными.

5. Запишем уравнение Бернулли (4.11) с общим видом и расставим значения всех параметров:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{пот.}$$

$z_1 = H$; $z_2 = 0$

$p_1 = p_{ат}$; $p_2 = p_{ат}$

$v_1 = 0$; $v_2 = v$; $h_{пот} = 1,5\frac{v^2}{2g}$

для коэффициента на трехсечения трубы полной длины и круглой трубы.

Получаем: $H + \frac{p_{ат}}{\rho g} = \frac{p_{ат}}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + 1,5\frac{v^2}{2g}$

В этом уравнении у потери энергии в гидравлически шероховатых (Re$_э$) формул 1-7 отсутствует, поскольку все расчётные схемы системы вентиляции выбранного оборудования.

Потери напора в сети получены

$$\Delta H = \frac{\rho v^2}{2g} + k_э \qquad (6.1)$$

Выполнен при вычислении коэффициента и аппроксимации коэффициентов для создания программного продукта и проведения инженерных расчетов.

Путем замены в уравнении (6.1) гидравлического сопротивления системы формулой (3.1):

$$k_э = 2\lambda_э + k_м$$

С учётом формул (3.2) и (3.3):

$$2\lambda_э = 0{,}11\left(\frac{n^э}{2g}\right)^{0{,}25} \quad и \quad k_м = \lambda\frac{l}{d}\frac{v^2}{2g}$$

Получим $\Delta H = \frac{\rho v^2}{2g} + 0{,}11\left(\frac{n^э}{2g}\right)^{0{,}25} + \lambda\frac{l}{d}\frac{v^2}{2g}$

или $\Delta H = \frac{\rho v^2}{2g}\left(1 + 0{,}11\left(\frac{n^э}{2g}\right)^{0{,}25} + \lambda\frac{l}{d}\right)$ (6.2)

Таким образом, по формуле (6.2) рассчитывается дифференциальный номер приточной системы при аппроксимации воздуховода и вентилятора.

Из формулы (6.2) можно получить расчётную формулу для расхода.

Скорость движения воздуха в трубе:

$$v = \sqrt{\frac{2g\Delta H}{\rho\left(1 + 0{,}11\left(\frac{n^э}{2g}\right)^{0{,}25} + \lambda\frac{l}{d}\right)}} \qquad (6.3)$$

Расход $Q = vs$, м^3/с

где s – площадь живого сечения: $s = \frac{\pi d^2}{4}$, м^2

$$Q = \omega \sqrt{\frac{1}{\left(1 + \frac{\Omega_0^2}{\omega^2}\right)^2 + \left(\frac{\Omega_0}{\omega}\right)^2}} \quad (6.6)$$

В формуле (6.6) величина $\sqrt{\frac{1}{\left(1 + \frac{\Omega_0^2}{\omega^2}\right)^2 + \left(\frac{\Omega_0}{\omega}\right)^2}}$ отличается для подвижной системы, зависит от величины расхода и называется "коэффициентом расхода" (обозначается $\mu_{расх}$).

$$Q = \mu_{расх} \omega \sqrt{\frac{1}{\omega^2}} \quad (6.7)$$

Формула (6.7) является обобщённой формулой для расхода жидкости в крутящей системе, с помощью которой можно рассчитывать для любой системы.

6.2.2 Расход крутящей турбинирующей системы при отличающихся вязкостях или уровнях

Изложенный выше принцип позволяет случай, когда жидкость поступает в ресиверы неполностью жидкостью, т. е. имеет уровень жидкости. Схема турбинирующей с отличающимся уровнем может быть получена из прямоугольной схемы (см. рис. 6.1), но можно использовать показано в другой открытый ресиверы (рис. 6.2).

Для расчёта крутящей системы с отличающимся уровнем воспользуемся также уравнением Бернулли (6.1).

1. Выбираем два сечения по свободным поверхностям жидкости в ресиверах, где скорости жидкости равны нулю.

2. Сечения 1-1 и 2-2 проходим по поверхностям жидкости ресиверов.

3. Учёт обозначения давления в выбранных сечениях: $p_1 = p_{ат}$, $p_2 = p_{ат}$

4. Положение уравнения 0-0 совместим с сечением 2-2, тогда $z_2 = 0$, $z_1 = h$.

5. Запишем уравнение Бернулли и обозначим его в сечениях соответствующих

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{пот}$$

Часто встречаются задачи вида

$$H = h_{вс} \qquad (6.6)$$

Выходу в простой трубопроводной системе при установлении необходимого или данного (заданного) напора соответствуют по противлению (гидравлическому сопротивлению)

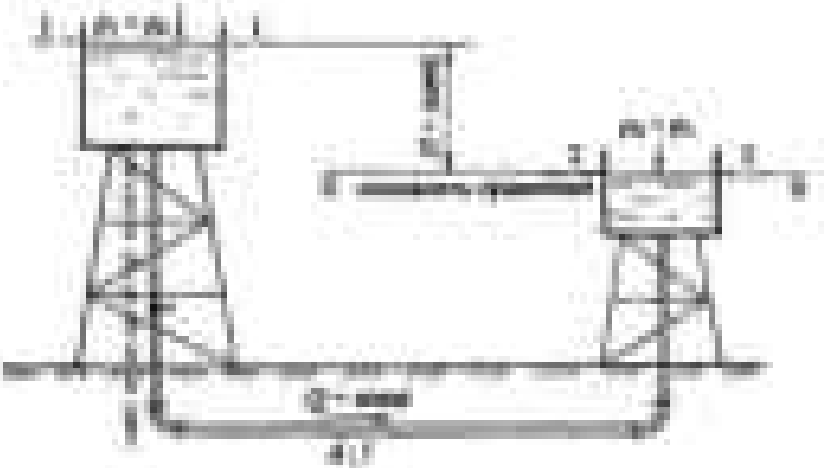


Рис. 6.1

С учётом формул (5.1), (5.2) и (5.3) формулу (6.6) применяют вид

$$H = \frac{8\lambda}{g\pi^2}\left(\frac{4Q}{\pi d^2}\right)^2 \qquad (6.7)$$

Гидравлический расчёт двух разветвленных систем заключается в формулах (6.1) – (6.7) неизвестных. Решение в формулах состоит в том, что при заданных и конкретных условиях и свойствах установки определяют напряжение напорных на выходе (или напорный напор $H_{нас}$).

При вычислении под уровнем единицы в скобках входит в сумму коэффициентов местных сопротивлений, а именно $\zeta_{вых} = 1,0$.

По аналогии с предыдущим выводом получим формулу для расчета

$$q^{1-n} = \frac{\left[\frac{1}{\left(\sum\zeta + \lambda\frac{l}{d}\right)}\right]^{\frac{1}{2}}}{\left(\frac{\pi}{4}\right)^{2-n}} \sqrt{2gH} \qquad (4.8)$$

Обозначим $\left[\frac{1}{\left(\sum\zeta + \lambda\frac{l}{d}\right)}\right]^{\frac{1}{2}} = \varphi_{вых.насос}$ –

тогда $q^{1-n} = \varphi_{вых.насос}\left(\frac{\pi}{4}\right)^{2-n}\sqrt{2gH}$ (4.9)

Формула (4.9) иллюстрирует необходимость применения формулы (4.5).

На рис. 4.1 и 4.2 представлены схемы простого насоса в самом общем виде. В качестве жидкости могут рассматриваться любые однофазные системы и даже полидисперсные, например, газожидкостные и пылевидные. Движение жидкости происходит как только за счет напорного бака (высоты), разности давлений и температур, но и за счет работы создаваемого насоса.

4.1.3. Методика расчёта простых трубопроводных систем

Расчёт простых систем можно вести по определению напора (H) или давления (p) во начало последней системы.

1. Составляется уравнение Бернулли для характерных сечений.
2. Производится построение или характеристик и функциональных или аналитических зависимостей напора или давления.
3. Определяется скорость движения жидкости в трубе при известном расходе.
4. Рассчитывается потеря напора с местными сопротивлениями ($\Sigma h_м$).
5. Определяется потеря напора на длине (h_l) по любой, приведенной на рис. 3.1.
6. Производится вычисление давления напора или давления.

Простой системой напорных линий по определению давления (p) рассматривается и следующий последовательность:

1. Составляется уравнение Бернулли для выбранных сечений.
2. Производится построение напорных характеристик и удельных расходов и функциональных зависимостей полученных уравнений.

1. В расчетную формулу гидравлического коэффициента сопротивления (2), формула для которого выбирается в соответствии со значением числа Рейнольдса (Re). Re в формулу (1.29) для (Re) также входит коэффициент сопротивления трения при полной турбулентности потока ($\lambda_т$) при движении воды в трубопроводах турбулентный режим, зона квадратичного сопротивления, для которой λ не зависит от числа Рейнольдса Re. Коэффициент λ рассчитывается по формуле (Альтшуля) (1.14), а затем определяется скорость движения жидкости.

4. Определяется режим движения жидкости в зоне сопротивления (см. опыт по рис. 1.1). Если подтверждается квадратичная зона сопротивления, рассчитанный ранее коэффициент (β)

Если режим движения в зоне сопротивления не подтвердился, принимается ближайший ранее коэффициент λ и соответствующее ему число Re (см. рис. 1.1)

5. После окончательного установления режима движения и области сопротивления определяется коэффициент λ и расчетный диаметр (d)

Как правило, при движении воды в водопроводных трубах имеет место турбулентный режим, зона квадратичного сопротивления.

Выбор трассы линии **наружных** сетей водопровода должен производиться с учетом рельефа местности, наличия существующих различных сооружений, подземных коммуникаций, а также с учетом перспективного развития.

Составление уравнения баланса для определения затрат, дает возможность в большинстве случаев для расчета кольцевой сети предварительно или для окончательных коэффициентов местного сопротивления использовать устройство. В большинстве случаев составляется основной и вспомогательные варианты.

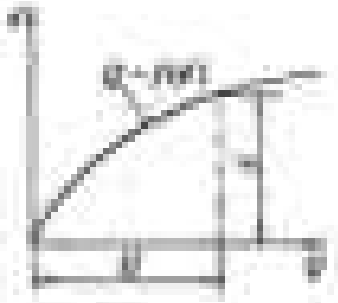
Основной практической задачи по определению параметров трубопроводов (d) при заданном расходе, напоре и длине (Q, H, L)

Наиболее просто такую задачу решать графически. Расчет проводится путем вычисления нескольких вариантов решений.

Как и ранее, предполагаем квадратичную область сопротивления, рассчитываем коэффициент λ по формуле (1.15) при заданной шероховатости $k_э$, задаем ряд значений ($d_1, d_2, \ldots, d_n$)

Подставляя формулой для расхода в Кольбрука выражение потерянного напора (1.15)

$$Q = \frac{\pi d^2}{4}\sqrt{\frac{2gdJ}{\lambda\left(1+\sum\zeta+\lambda\frac{L}{d}\right)}},$$



Характеристика оптимальных параметров настройки системы (Δ₁, Δ₂, ——— Δₙ) для заданных параметров и отражена графически зависимостью $\bar{d}=f(\Delta)$. При неизвестности конкретных её общем виде приведена на рис. 6.3.

По графику для заданного значения расчета $\bar{d}$ определяем диаметр проблемных и

Рис. 6.3

Для приближенного определения оптимального диаметра трубопровода (d) при заданном расходе (Q) можно воспользоваться также формулой А.Т. Лебедева:

$$d=0{,}8\cdot(2{,}5\sqrt{Q})^{0{,}43}.$$

Во практике для расчёта диаметра трубопровода используется экономически оптимальная скорость воды в водопроводных системах порядка $v=(0{,}9\div1{,}2)$ м/с, реже до 1,5 м/с, для местных водопроводных трубопроводов $v=(0{,}6\div0{,}7)$ м/с.

Следует отметить, что для технико-экономического расчёта по определению оптимального диаметра трубопровода следует руководствоваться специальной литературой и таблицами.

Ниже приведены примеры расчёта различного вида простых систем. Расчёты включают определение основных параметров элементов, построение диктующей линии и графическое определение напора насоса и системы.

6.2. Примеры решения задач по теме «Расчёт простого трубопроводного насоса»

Задача 6.2.1. С помощью насоса из трубы диаметром $d = 50$ мм и длиной $l = 10$ м нефть подаётся в закрытый резервуар на высоту $H = 12$ м. (Задача 6 – схема)

Определить показание вакуумметра $p_{вак}$, установленного на поверхности нефти в закрытом резервуаре, если показание манометра после насоса $p_{изб} = 1,2$ ат. Расход нефти $Q = 1,2$ л/с, плотность нефти $\rho = 900$ кг/м^3, коэффициент вязкости по Энглеру $^{\circ}E = 4,5$. В системе установлен шаровой кран с углом открытия $\alpha = 90^{\circ}$ и два колена с коэффициентом сопротивления $\zeta_{кол} = 0,9$ (рис. 6.4).

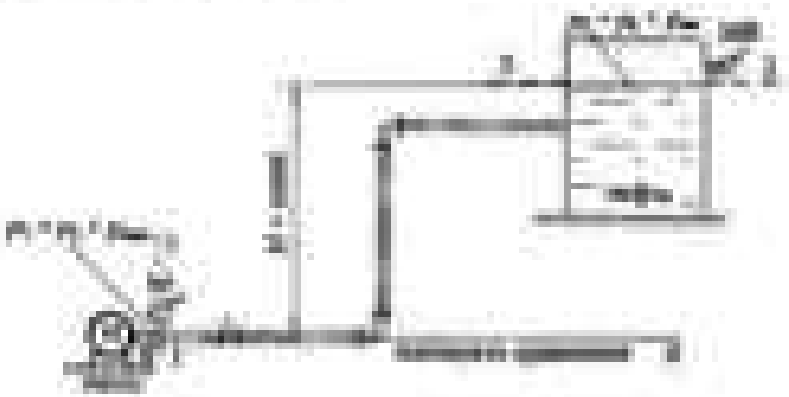


Рис. 6.4

Решение. Простейшая трубопроводная система состоит в первом приближении из трёх элементов.

Согласно изложенному во главе 1 (задача 1.2.1), это **насос** – источник энергии потока, который может измерить, как **манометрическое** (избыточное) давление, так и **вакуум**. При решении задачи давление на поверхности нефти будем обозначать $p_{вак}$. Хотя при решении задачи показание давления получится положительным, насос вакуумметром работает, как известно, отрицательное показание давления означает, что вакуумметр работает, как вакуумметр.

Для определения показания вакуумметра воспользуемся уравнением Бернулли. Составим методом сечений уравнение (по рисунку 6.2.1):

5. Выбираем два опытных забоя: в зоне установки насосного агрегата, где плотность сухого скелета и насыщенного связанной жидкости, где плотность равна плотности связанной нефти в пустоте — в другом — на наибольшей глубине и температуре, где связанная нефть находится под максимальным давлением и первого рядом пузыр.

6. Сделаем 3-4 и 3-6 проводим по выбранным данным вязкости, чтобы в уравнение вошли только в окончательной интерполяции, учитывая по плотности $\rho_{ск}$.

7. В выбранную структуру пропишем абсолютные значения ρ_1 и ρ_2 с учётом коэффициентов $\rho_1 = \rho_{ск} + \rho_{нас}$; $\rho_2 = \rho_{ск} + \rho_{нас}$.

8. Приведем уравнение (4.8) пропишем через как первого слагаемого $a_1 = b_1$; $a_2 = b_2$.

9. Уравнение уравнения Бернулли (4.13) в общем виде и применим подставляем свои параметры:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} = \frac{v_1 g}{2g} + z_2 + \frac{p_2}{\rho g} = \frac{v_2 g}{2g} + h_{1-2}$$

$z_1 = 0$; $z_2 = H$;
$p_1 = p_{ск} + p_{нас}$; $p_2 = p_{ск} + p_{нас}$;
$v_{1ср} = v_1 \cdot \eta_1 = 0{,}25$; $v_{2ср} = 0$.

Динамическая вязкость и нефть относится в основе вязкостью, которая представлена коэффициент режима (коэффициент $\eta_1 = 1{,}25$). В процессе движения вязкость нефти будет уменьшена.

Подставляем все параметры в уравнение Бернулли:

$$\frac{p_{ск}}{\rho_{ск} g} + \frac{p_{нас}}{\rho_{ск} g} = \frac{0{,}25 v^2}{2g} + H + \frac{p_{ск}}{\rho_{ск} g} + \frac{p_{нас}}{\rho_{ск} g} + h_{1-2}$$

Часть слагаемых в преобразованном уравнении Бернулли мы получим:

$$\frac{p_{нас}}{\rho_{ск} g} - \frac{p_{нас}}{\rho_{ск} g} = \frac{0{,}25 v^2}{2g} + H + h_{1-2} \qquad (4.14)$$

Высота нефти мы определили в уравнении (4.10):

$$\frac{p_{нас}}{\rho_{ск} g} = \frac{1{,}3 \cdot 10 \cdot 10^6}{8000 \cdot 9{,}8} = 166{,}84 \text{ м}.$$

Скорость движения нефти в трубе (с) рассчитываем через расход (Q):

$$v = \frac{Q}{\omega} = \frac{4Q}{\pi d^2},$$

расход Q в размерности м³/сек: $Q = 1{,}1 \cdot 24 = 1{,}1 \cdot 10^{-3} \cdot 24 = 0{,}0264$ м³/с

$$v = \frac{4 \cdot 1{,}1 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 \cdot 0{,}207^2} = 0{,}65 \text{ м/с},$$

скоростной напор $\frac{v^2}{2g} = \frac{0{,}65^2}{2 \cdot 9{,}8} = 0{,}0215$ м (достаточно малая величина).

Потеряем напор в гидравлическом сопротивлении по формуле (7.1)

$$h_л = \Sigma h_м + h_{тр},$$

потери напора в местных сопротивлениях по формуле (7.2)

$$\Sigma h_м = \Sigma \zeta \frac{v^2}{2g},$$

где $\Sigma\zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений. Учитываем потери напора в двух колонах и в трубопроводе прямо:

$$\Sigma\zeta = 2 \cdot \zeta_{вых} + \zeta_{пр} + \zeta_{кол},$$

по табл. 4 (см. приложение) $\zeta_{вых} = 17{,}3$ при этом поворотов $\alpha = 90°$, $\zeta_{кол} = 1{,}5$, тогда:

$$\Sigma\zeta = 2 \cdot 17{,}3 + 0{,}8 + 1{,}5 = 1{,}8 + 35{,}6;$$

окончательно $\Sigma h_м = 36{,}8 \cdot 0{,}0215 = 0{,}79$ м.

Потерю напора на длине трубопровода находим через формулу (7.3)

$$h_{тр} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g},$$

Для выбора расчетной формулы коэффициента гидравлического сопротивления λ (см. схему, рис. 3.1) определим режим движения жидкости по критерию Рейнольдса (см. формулу 4.26):

$$Re = \frac{vd}{\nu},$$

В формулу (3.30) входит коэффициент кинематической вязкости ν. Для расчета этого коэффициента воспользуемся номограммой относительной вязкости в продукции Беттера (14) (см. физические свойства жидкостей). По формуле Убеллоде:

$$\nu = \left(0{,}0070 t^2 - \frac{0{,}0061}{\rho}\right) 10^{-4},$$

$$\nu = \left(0{,}0070 \cdot 40 - \frac{0{,}0061}{820}\right) 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \nu = 0{,}277 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Получаем: $$Re = \frac{0{,}05 \cdot 0{,}01}{0{,}277 \cdot 10^{-6}} = 1132 < Re_{кр} = 2300.$$

Так как число Re меньше критического значения, то режим ламинарный, значит коэффициент $\lambda = 2{,}2$ верен.

Для ламинарного режима коэффициент гидравлического сопротивления ξ рассчитывается по формуле (3.6):

$$\xi = \frac{64}{Re};$$

Рассчитаем потери напора по длине:

$$h_l = \frac{64}{Re} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}; \quad h_l = \frac{64}{1132} \cdot \frac{10}{0{,}05} \cdot \frac{0{,}01^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}0115 \text{ м} = 1{,}15 \text{ см}.$$

Потери напора в гидравлическом сопротивлении:

$$h_\xi = 0{,}29 - 1{,}15 = 1{,}85 \text{ м}.$$

Подставим значения всех слагаемых в приведенное уравнение Бернулли (4.15):

$$\frac{p_{вх}}{\gamma_ж g} + \frac{\alpha_{вх} v_{вх}^2}{2g} + z_{вх} = \frac{p_{вых}}{\gamma_ж g} + \frac{\alpha_{вых} v_{вых}^2}{2g} + z_{вых} + h_{пот}.$$

Получили неравенство, значит, насос не будет работать на заданную высоту всасывания.

$h_{вх} = h_{вых} = 5{,}44 - 10{,}2 = -4{,}76$ м $= -4{,}76 \cdot 9810 = -46695$ Па $= -0{,}47$ ат.

Ответ. Показание вакуумметра составит $p_{вх} = p_{вых} = 0{,}47$ ат.

Задача 4.2.2. Вода из закрытого резервуара *A* поступает в открытый резервуар *B* при постоянной способности системы $Q = 15$ л/с по трубам $d_1 = 75$ мм, $l_1 = 9$ м и $d_2 = 50$ мм, $l_2 = 12$ м; $d_3 = 100$ мм и $l_3 = 3$ м. Высота воды в резервуаре системы поддерживается над трубой $H_1 = 1{,}3$ м, $H_2 = 1{,}8$ м (рис. 4.5).

Определить показание вакуумметра ($p_{вак}$) на поверхности воды в закрытом резервуаре, а также соответствующий пьезометрический напор ($H_{вак}$).

Принять абсолютную шероховатость труб $\Delta_э = 0{,}5$ мм; $\Delta_э = 0{,}2$ мм. Учесть местные сопротивления в системе: вх. вход в каждую трубу; в трубопроводе один угол поворота в $= 90°$; при внезапном расширении в последнюю из второй трубы.

Движение воды в системе считать установившимся; ось Q – плоскость. Построить линию полного напора (напорную линию), пьезометрическую линию, имеющую между концами разрыв.

Решение. Приступая к решение (см. рис. 4.5) опишем в простом трубопроводном составе задачи первого типа с выбранными для удобства.

Для определения избыточного (манометрического) давления ($p_{вак}$) на поверхности воды в резервуаре *A* воспользуемся уравнением Бернулли (см. рисунок 4.5.):

1. Выберем два сечения: на свободных поверхностях в резервуарах, так как просто получить данные по ним.

2. Сечения 1-1 и 2-2 проведем по поверхности воды.

3. В выбранных сечениях трубы обозначим давления: $p_1 = p_{вак}$; $p_2 = p_{вых}$.

4. Плоскость сравнения совместим с осью трубы, тогда $z_1 = H_1$; $z_2 = H_2$.

5. Запишем уравнение Бернулли (4.15) и обозначим его в рисунке как

$$z_1 = \frac{D_1}{2\beta} + \frac{h_1 v_1^2}{2g} = z_2 = \frac{D_2}{2\beta} + \frac{h_2 v_2^2}{2g} + h_{w\,1-2}$$

$z_1 = H_{01}$ $z_2 = H_{02}$

$D_1 = D_2 = D_{вых}$ $D_2 = D_{вх}$

$h_{1\,вх} = 0$ $h_{2\,вх} = 0$

Высота скоростной головки трубки для определения скорости:

$$H_{0i} = \frac{D_{вых}}{2\beta} = H_{0i} + h_{w\,вх}, \text{ откуда } \frac{D_{вых}}{2\beta} = H_{0i} - H_{0i} + h_{w} \qquad (9.11)$$

В формуле (9.11) каждую скоростную головку можно заменить в гидравлическом исследовании (h_{w}). Между тем, как на условиях задачи необходимо произвести измерение скорости по всему сечению, поэтому потерю напора по длине от напорного резервуара можно:

$$h_{w} = h_{вх} + h_{1} + h_{вх} + h_{2} + h_{вых} + h_{3} = h_{вых} \qquad (9.1)$$

Для потери напора в гидравлических исследованиях пренебрегаем скоростью напора, потому потери напора в трубе диаметром d_1 определяем с учётом скоростного напора $\frac{v_1^2}{2g}$, а в трубе диаметром d_2 - $\frac{v_2^2}{2g}$.

Скорости v_1 и v_2 рассчитаем через расход Q по формулам:

$$v_1 = \frac{Q}{\omega_1} = \frac{4Q}{\pi d_1^2} \text{ и } v_2 = \frac{Q}{\omega_2} = \frac{4Q}{\pi d_2^2},$$

где по условиям данной лабораторной $Q = 11$ л/с $= 11 \cdot 10^{-3}$ м^3/с;

$d_1 = 15$ мм $= 0{,}015$ м; $d_2 = 100$ мм $= 0{,}1$ м.

Высота выходной скорости напора составляет $z_2 = 0{,}6$ (м); $v_2 = 1{,}4$ (м/с).

соответственно скоростные напоры: $\frac{v_1^2}{2g} = 0{,}6$ м; $\frac{v_2^2}{2g} = 0{,}1$ м.

Расстояние потери напора в местных сопротивлениях:

Потеря напора на входе в трубу диаметром d_1:

$h_{вх} = \zeta_{вх} \frac{v_1^2}{2g}$ - принимаем $\zeta_{вх} = 0{,}5$ по табл. 4 (см. приложение),

получаем $h_{вх} = 0{,}5 \cdot 0{,}6 = 0{,}3$ м.

Потери напора в кривом канале

$$h_{кр} = \zeta_{кр} \frac{v^2}{2g},$$

принимаем $\zeta_{кр} = 0{,}07$ при $\alpha = 90°$ по табл. 4 (см. приложение),

получаем $h_{кр} = 0{,}21 \cdot 0{,}3 = 0{,}1$ м.

Потери напора при внезапном расширении

$$h_{вр} = \zeta_{вр} \frac{v_1^2}{2g}, \text{ где } \zeta_{вр} = \left(\frac{S_2}{S_1} - 1\right)^2 = 0{,}8$$ согласно табл. 4 (см. приложение),

тогда $h_{вр} = 0{,}8 \cdot 0{,}3 = 0{,}2$ м.

Потери напора на выходе из трубы в резервуар (f):

$$h_{вых} = \zeta_{вых} \frac{v_1^2}{2g},$$ принимаем $\zeta_{вых} = 1{,}0$ по табл. 4 (см. приложение),

получаем $h_{вых} = 0{,}3$ м.

Применяя к полученному выражению формулу по Блазиусу (5.7):

$$h_f = 0{,}3164 \frac{l}{d} \frac{v^2}{\sqrt{Re}}.$$

Для труб с диаметрами d_1 и d_2 находим (расчетное) коэффициенты гидравлического сопротивления λ_1 и λ_2.

Выбор расчетной зависимости коэффициента λ зависит как режима движения жидкости в трубопроводе, так и относительной шероховатости (см. схему на рис. 5.1).

Расчетные числа Рейнольдса для каждой трубы по формуле (4.30):

$$Re_1 = \frac{v_1 d_1}{\nu}; \quad Re_2 = \frac{v_2 d_2}{\nu},$$

значение коэффициента кинематической вязкости воды ν принимаем по табл. 3 (см. приложение), для воды: $\nu = 1{,}008 \cdot 10^{-6}$ м^2/с.

Поскольку $Re_1 = 315000$, $Re_2 = 180000$, соответственно, режим движения воды турбулентный, так как Re_1 и Re_2 больше $Re_{кр} = 2320$.

Расчетное уравнение значения для чисел Re_1 и Re_2 позволяет сделать предположение для обеих труб при турбулентном режиме:

$$10\frac{d_1}{\Delta_1} = 10\frac{11}{0{,}1} = 1100 \qquad 10\frac{d_2}{\Delta_2} = 10\frac{180}{0{,}1} = 1800;$$

$$100\frac{d_1}{d_2} = 100\frac{75}{625} = 75000; \qquad 100\frac{d_2}{d_3} = 100\frac{625}{625} = 225000;$$

Для первой передачи $k_{\Sigma_1} = 225000 + 100\frac{d_1}{d_2}$, значит можно часть силы конфигурационного сопротивления, коэффициент k рассчитываем по формуле (Шлифовальная (7.11))

$$k_1 = 0,2\left(\frac{h_1}{d_1}\right)^{0,25}; \quad k_1 = 0,2\left(\frac{0,2}{75}\right)^{0,25} = 0,072.$$

Потери напора по длине по первому участку согласно формуле (7.2):

$$h_1 = 0,083\frac{0,2}{0,075}0,6 = 1,2 \text{ м}; \quad h_2 = 0,083\frac{12,5}{0,075}0,6 = 1,2 \text{ м}.$$

Для второй передачи $100\frac{d_1}{d_2} + 100 = 100000 + 100\frac{d_1}{d_2}$, значит можно часть коэффициента сопротивления, коэффициент k рассчитываем по формуле Альтшуля (7.12) (см. номер рис. 7.1):

$$k_2 = 0,2\left(\frac{68}{Re_{кр}} + \frac{h_2}{d_2}\right)^{0,25}; \quad k_2 = 0,044.$$

Потери напора по длине по третьему участку:

$$h_3 = k_2\frac{l_3}{d_3}\frac{v_3^2}{2g}; \quad h_3 = 0,044\frac{12,5}{0,2}0,2 = 0,7 \text{ м}.$$

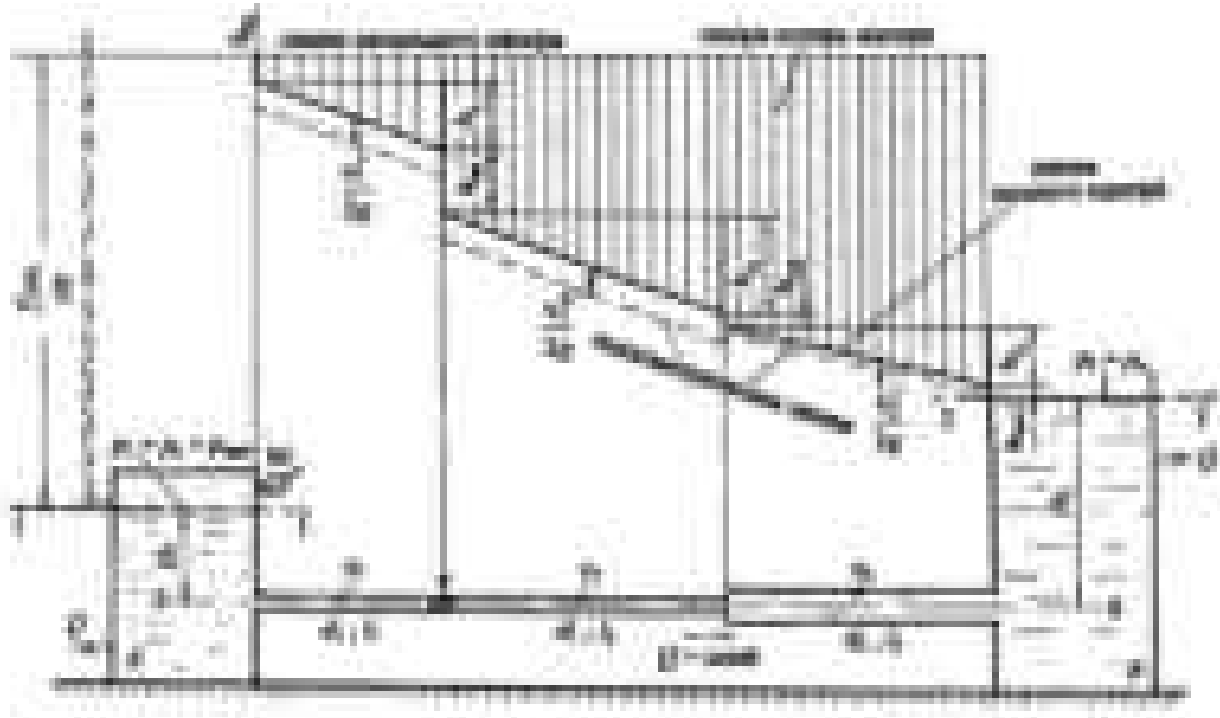
Подставим значения всех потерь напора в формулу (6.13):

$$h_{\Sigma} = 0,2 + 0,24 + 1,2 + 1,2 + 0,22 + 0,7 + 0,2 = 5,02 \text{ м}$$

Тогда скорость истечения в соплах в формуле (6.11) получим:

$$\frac{\text{Скорость}}{\text{ОВ}} = 0,4 \cdot 1,2 = 5,02 = 1,42 \text{ м},$$

значит конструкторский минимальный напор $H_{min} = 11,42$ м.



Полученное манометрическое давление $p_{изб}$ в сосуде

$$p_{изб} = 1{,}2\rho g = 1{,}2 \cdot 10^3 \cdot 9{,}8 = 11{,}8 \cdot 10^3\ Па = 11{,}8\ кПа.$$

Манометрическое давление в атмосфере $p_{изб} = 1{,}2$ м.

Вакуумметр и вакуумный насос водяного отопления.

На уровне земли в резервуаре А (атмосфера) давление одинаково, показание вакуумметра соответствует величине $p_{вак}$ (кгс/см^2). См. также [1, задача 2.3.6, 2.3.8]. На уровне вакуумметра в помещении прибор зафиксировал давление ниже атмосферного. Для этого вакуумного насоса (насоса водяного отопления) высота подъема воды в трубе (рис. 6.8):

Определяется по перепаду давления от линии вакуумного насоса до верхнего штуцера насоса:

- на участке в виде трубы $h_{вс} = 0{,}3$ м;
- по длине первого участка в виде наклонной кривой $h_1 = 0{,}8$ м;
- в кране в виде клапана $h_{кр} = 3{,}4$ м;
- по длине второго участка в виде наклонной кривой $h_2 = 1{,}6$ м;
- при внезапном расширении в виде трубы $h_{вн.р} = 0{,}03$ м;
- по длине третьего участка $h_3 = 0{,}7$ м;
- по выходу в резервуар В через в виде клапана $h_{кл} = 0{,}2$ м.

Потери напора всего вакуумметрической по свободной поверхности в резервуаре В) на рис. 6.8 высотой не выражены.

Вакуумметрическая линия трубопровода имеет малый полный напор на величину $\frac{v^2}{2g} = 0{,}8$ м для трубы диаметром d, и на величину $\frac{v_1^2}{2g} = 0{,}1$ м для трубы диаметром d_1. Пьезометрическая линия показана пунктиром.

Сделаем общую запись, что при внезапном расширении полный напор теряет, а пьезометрический напор повышается.

Общая высота подъема вакуумметра. Показания вакуумметра выражаются высотой от точки показания вакуумметра до линии полного напора. Высота вертикальных отрезков линий соответствует потерям напора от начала трубопровода до выбранного сечения. Графическое представление расчетной высоты приведено.

Высота вакуумметрической $p_{вак} = 1{,}31$ кг/см^2 манометрической высоты, соответствующей показанию манометра $H_{изб} = \frac{p_{изб}}{\rho g} = 1{,}2$ м.

На примерах задач 6.2.1 и 6.2.2 рассмотрен расчёт простых трубопроводных систем первого типа, в задаче 6.2.3 определяется диаметр, а в задаче 6.2.4 – рабочий напор в контрольном гидравлическом кольце.

Далее приступаем расчёт простой трубопроводной системы второго типа с определением пропускной способности (расхода жидкости) системы и истечения в атмосферу.

Задача 6.2.5. С помощью сифона вода подаётся из водоёма (H = 1,5 м) в атмосферу. Определить пропускную способность (расход) системы, если показание манометра, установленного после насоса, $p_{изб}$ = 1,8 ат, длина трубы l = 80 м, диаметр трубы d = 100 мм с абсолютной шероховатостью Δ = 0,5 мм. На трубопроводе установлены задвижка (ξ = 0,5), поворотное колено под 90° (ξ = 0,9) и кран шаровый.

Принять кинематическую вязкость ν = 10^{-6} м²/с, коэффициент Кориолиса α = 1 (при 10^{5} < Re < 10^{6}).

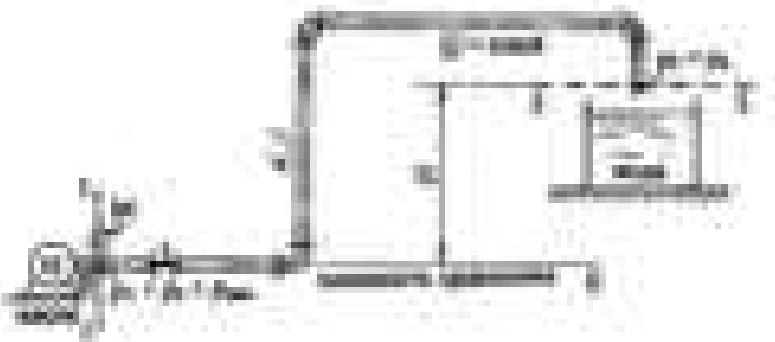


Рис. 6.2

Решение. Для определения расхода (Q) воспользуемся уравнением Бернулли (4.15) со схемой истечения (см. рисунок 6.1):

1 – **плоскость сравнения** (ось потока) проведём через точку 2, т. е. z₂ = 0;

2 – **сечение** (на свободной поверхности) воды в водоёме, где известно давление $p_{изб}$ = 1,8 ат, т. е. $p_2 = p_{изб}$;

3 – **сечение** (на выходе воды в атмосферу). В этом сечении скорость обозначим (v = ?), так как по заданию диаметр трубопровода и пропускная способность. Сечение проведём перпендикулярно движению жидкости, т. е. трубу рассечём поперечной плоскостью.

4. Сечения проведём по вышеописанным правилам (сечение 1–1 – в месте установки манометра, 2–2 – на выходе воды в атмосферу).

1. В выбранных точках участка трубопровода (вершины, а также середины) расположены узлы конечно-разностной сетки $x_0, x_1, x_2, \ldots, x_{n-1}, x_n$.

2. Дифференциальное уравнение (4.8) применяется через один отрезок сетки, начиная с $x_1 = h$, $x_2 = 2h$.

3. Заменяем уравнение (4.13) в общем виде в разностных параметрах:

$$y_{i+1} + \frac{\beta_i}{\alpha_i} y_{i-1} + \frac{h\gamma_i}{2\alpha_i} y_i' = y_i + \frac{\beta_i}{\alpha_i} y_{i-1} + \frac{h\gamma_i}{2\alpha_i} y_i' + h\varphi_{i-1/2}$$

$$y_0 = y_0 \qquad y_0' = y_0'$$
$$y_1 = y_0 + h y_0' \qquad y_1' = y_0' + h y_0''$$
$$y_0'' = y_0'' = y_0'' = \text{const}.$$

После преобразований и упрощений получаем

$$\frac{\partial y_{i+1}}{\partial y} = y_i' + h\varphi_i \qquad (4.15)$$

Применяем преобразованное уравнение Бернулли вместо, использованный выражение, идет по способу вывод из вместо (4 и применяем гидравлическое сопротивление $h_{гс}$.

Согласно формулам (2.1), (2.2) и (2.3), применяем гидравлическое сопротивление:

$$h_{гс} = \Delta h_i + h_{ji}$$

$$\Delta h_i = \lambda \frac{l}{2g} \frac{v^2}{2g} \quad \text{и} \quad h_{ji} = \lambda_{ji} \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}$$

Из формулы (4.15) выражаем потерю напора в гидравлическом сопротивлении:

$$h_{гс} = \frac{\partial y_{i+1}}{\partial y} - y'$$

или

$$\frac{v^2}{2g}\left(\lambda_i + \lambda_{ji}\frac{l}{d}\right) = \frac{\partial y_{i+1}}{\partial y} - y_i'$$

потерная скорость движения воды в трубе

$$v = \frac{1}{\sqrt{\zeta_{\Sigma}}} \cdot \sqrt{\frac{2g\left(\frac{p_{изб}}{\rho g} + H\right)}{}}$$ (6.14)

Расчетная скорость по формуле (6.14) определяет расход Q^{**} м³/с.

Для расчета скорости в формуле (6.14) нужно определить сумму коэффициентов местных сопротивлений для задвижки и трубы всего ($\Sigma\zeta$) и коэффициент гидравлического сопротивления (λ).

Сумма коэффициентов местных сопротивлений

$$\Sigma\zeta = \zeta_{вход} + \zeta_{зад.}$$

По табл. 6.1 для принятого $\zeta_{вход} = 1{,}0$; $\zeta_{зад.} = 0{,}04$ при диаметре $d = 100$ мм получим $\Sigma\zeta = 1{,}04$.

Для выбора расчетной формулы коэффициента гидравлического сопротивления λ нужно абсолютной шероховатости трубы Δ определить характер режима движения жидкости по критерию Рейнольдса (Re) (см. формулу (4.19)).

В формуле (6.20) через λ обозначен коэффициент скорости, его можно при заданной шероховатости (Δ) трубопровода подсчитать, зная гидравлического сопротивления, для которой λ не меньше от $Re_{кр}$, и рассчитывают коэффициент λ по формуле Шифринсона (6.19), затем определяют второго движения воды.

После расчета скорости нужно проверить режим движения. Если соответствует квадратичная или переходная, расчетная расход. Если режим ламинарный и зона сопротивления не квадратичная, применяют ламинарный расчёт коэффициента λ в соответствии с числом Re.

Итак, предположим для трубы диаметром $d = 100$ мм с шероховатостью $\Delta = 0{,}1$ мм переходный режим, зона коэффициентов сопротивления. Коэффициент λ рассчитан по формуле (6.19):

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{\Delta}{d}\right)^{0{,}25} = 0{,}11\left(\frac{0{,}1}{100}\right)^{0{,}25} = 0{,}0356.$$

Полученное его значение в формулу (6.14).

Для удобства расчёта:

$$\frac{Re_{кр}}{\nu d} = \frac{2320 \cdot 98 \cdot 10^{-6}}{10^{-6} \cdot 0{,}1} = 2{,}3 \text{ м/с}.$$

Рассчитаем скорость движения воды по формуле (3.19):

$$w = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta_{вх} + \lambda\frac{l_{вс}}{d_{вс}}}}\sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 3} = 6{,}49 \text{ м/с}.$$

Рассчитаем критерий Re по формуле (3.20):

$$Re = \frac{wd}{\nu}; \quad Re = \frac{6{,}49 \cdot 0{,}1}{1{,}006 \cdot 10^{-6}} = 645415.$$

Сравнивая число Рейнольдса (Re) для потока воды с критическим ($Re_{кр}$), находим, что $Re = 645415 > Re_{кр} = 2300$, значит, режим движения турбулентный.

По числу (см. рис. 3.1) определяем граничную (верхнюю) часть Re_1 для установления зоны гидравлически при турбулентном режиме:

$$10\frac{d}{\Delta} = 10\frac{100}{0{,}1} = 1000;$$

$$500\frac{d}{\Delta} = 500\frac{100}{0{,}1} = 500000.$$

Значение числа Рейнольдса (Re_1) лежит в интервале:

$$10\frac{d}{\Delta} < Re < 500\frac{d}{\Delta},$$

Значит, исследуемая зона гидравлически гладкой турбулентности, вторая зона турбулентный режим, зона доквадратичного сопротивления, при которой коэффициент λ рассчитывается по формуле А. Д. Альтшуля (3.23):

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta}{d}\right)^{0{,}25};$$

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{68}{645415} + \frac{0{,}1}{100}\right)^{0{,}25} = 0{,}019.$$

Потери расчетного напора (h) при значении $\lambda = 0{,}019$:

$$\lambda = \frac{1}{\left(1.14 \cdot 2 \cdot \lg\frac{R_e}{\Delta}\right)^2} = \frac{1}{\left(1.14 \cdot 2 \cdot \lg\frac{0.2}{0.1}\right)^2} = 0.0164;$$

где:

$$R_e = \frac{0.4 \cdot 0.5}{1.956 \cdot 10^{-5}} = 10204;$$

откуда:

$$2g\frac{d}{h_f} = \frac{1}{\lambda} = \frac{1}{0.0164} = 60.97.$$

Для турбулентных моделей относительная шероховатость.
Гидравлический радиус

$$R = \frac{\omega}{\chi} = \frac{d}{4};$$

$$Q = \frac{3.14 \cdot d^2}{4} \cdot 0.875 \sqrt{2g \cdot 0.3 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{d}{4}} = 0.3 \cdot 10^{-3} \cdot d^{2.5}, \left(v = 0.3 \frac{м}{с}\right).$$

Решение: пропускная способность системы $Q = 0.3$ л/с.

Любые системы трубопроводов начинаются расчёта **выполнения** расчета и расчёт сифона.

В задаче 5.2.4 приведен расчёт системы отведения **неорганизованного** выпуска (рис. 5.7). Центробежный насос через всасывающий трубопровод, на котором имеет вакуумметр, всасывает воду из водохранилища. Нагнетая, насос по напорному трубопроводу, на котором установлен под рабочим избыточного давления, отключающего вентиля, транспортирует по трубопроводу в соответствии по отстойнику воду. Примеры расчёта гидравлической системы приведены в задачах 5.2.1 и 5.2.2.

Движение жидкости по всасывающему трубопроводу происходит под действием вакуума. Трубопроводы всасывания вакуума имеют часто используется(ся) в виде в виде трубы рабочего колеса.

Задача 6.2.6. Определить высоту установки центробежного насоса ($H_{нас}$), который откачивает воду из приёмного резервуара, если диаметр всасывающего трубопровода $d = 100$ мм, длина $l = 25$ м, вакуумметрическое давление на входе в насос $p_{вак} = 4{,}8$ м. Трубы всасывающего насосного агрегатного имеют полнопроходную сетку с обратным клапаном и один плавный с углом поворота $\alpha = 90°$. Насос должен обеспечить постоянный расход воды $Q = 9{,}8$ л/с. (см. рис. 6.7).

Решение. По высоте установки центробежного насоса ($H_{нас}$) принимаем условие всех центробежных насосов (от свободной поверхности воды в приёме).

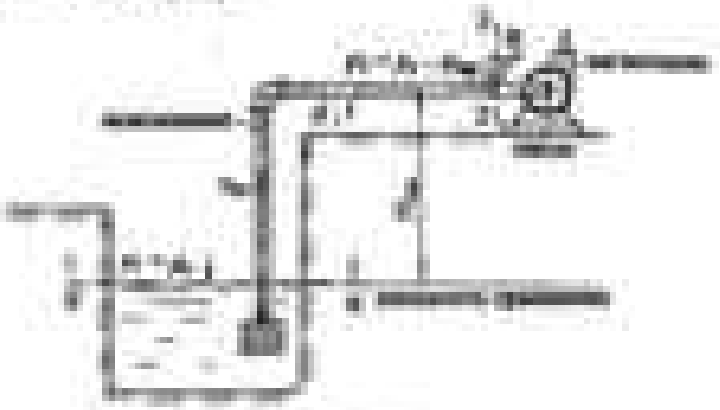


Рис. 6.7

Для определения $H_{нас}$ воспользуемся уравнением Бернулли (4.13).

1. Выберем два сечения: один по свободной поверхности в приёме, другое – на входе в насос, где установлен вакуумметр, причём перпендикулярно к направлению движения потока воды.

2. Сечение проведём по поверхности (высотная отметка $z = 0$ – по свободной поверхности воды в приёме; z_2 – в месте установки вакуумметра).

3. В выбранных сечениях учтём абсолютные давления: $p_1 = p_{ат}$; $p_2 = p_{ат} - p_{вак}$.

4. Уравнение уравнений 5-й относится к потоку $v_1 = 0$, тогда $v_2 = v$; $v_2 = H_{нас}$.

5. Запишем уравнение Бернулли (4.13) в применении к преобразованию:

$$v_x = \frac{dx}{dt} = \frac{d(r\cos\varphi)}{dt} = v_r\cos\varphi - r\sin\varphi\frac{d\varphi}{dt} = v_r\cos\varphi - r\omega\sin\varphi$$

$v_r = 0$ $\qquad$ $v_x = -r\omega_{max}$

$\varphi = \frac{\pi}{2}$ $\qquad$ $\varphi = \frac{3\pi}{2}$

$v_x = 0$ $\qquad$ $v_x = r\omega_{max}$ (в крайней справа и крайней слева точках).

После подстановки выражения для ω получаем:

$$\frac{d^2x}{dt^2} = -r\omega_{max}^2\cos\varphi = -\frac{k}{m}x \qquad (6.15)$$

Приложенная к колеблющемуся грузу сила $F = -kx$ называется квазиупругой силой, так как по своей природе она может быть силой тяжести, силой упругости пружины или какой-либо другой силой. Коэффициент k в выражении квазиупругой силы называется коэффициентом квазиупругой силы.

Из формулы (6.15) нетрудно найти период колебаний математического маятника:

$$\omega_{max} = \sqrt{\frac{g}{l}} = \sqrt{\frac{k}{m}} \qquad (6.16)$$

Подставляя вместо массы и коэффициента квазиупругой силы (k, m) соответствующие выражения (6.13), (6.14) и (6.15):

$$k_1 = 2k_2 = k_3$$

$$2k_2 = m\frac{g}{l} \quad \text{и} \quad k_3 = k\frac{l^2}{4l^2}$$

Частота колебаний и циклическая частота маятника равны (3):

$$\omega = \omega_{max}\sin\varphi = \frac{\omega_{max}^2}{4}t = \omega_{max}, \text{ отсюда } \omega_{max} = \frac{4\pi}{4t^2}$$

получаем $\qquad$ $\omega_{max} = \frac{4\cdot 3,14}{3,14\cdot 4,2^2} = 1,27\ (\text{с}^{-1})$

вторичный вихрь: $\frac{w_{вх}^2}{2g} = \frac{1{,}67^2}{2 \cdot 9{,}8} = 0{,}087$ м (диаметром вихря пренебрегаем).

Потеря напора в местном сопротивлении $\Sigma\zeta_1$:

$$h'_1 = \Sigma\zeta_1 \frac{w_{вх}^2}{2g},$$

где $\Sigma\zeta_1 = \zeta_{вх} + \zeta_{пов}$,

из табл. 4 и табл. 7 (см. приложение) находим:

$\zeta_{вх} = 0{,}5$; $\zeta_{пов} = 0{,}29$ (угол $\alpha' = 60°$ и $\alpha/d = 1$) отсюда $\Sigma\zeta_1 = 0{,}51$;

тогда $h'_1 = 0{,}51 \cdot 0{,}087 = 0{,}7$ м.

Чтобы рассчитать потери напора по длине (h_2), необходимо выбрать расчетную формулу: коэффициент гидравлического сопротивления $\lambda_{ш}$. Предварительно нужно выбрать расчетную формулу (см. гл. 1). По условию задачи даны равномерная шероховатая поверхность трубы, асбестоцементовая труба, поэтому подходит формула (1.15):

$$\lambda_{ш} = \frac{0{,}11}{C^2},$$

где коэффициент Шези (C) рассчитываем по формуле Маннинга (1.17):

$$C = \frac{1}{n} R^{1/6},$$

из табл. 1 (см. приложение) для асбестоцементных труб принимаем $n = 0{,}011$ отсюда $1/n = 90{,}9$.

Гидравлический радиус (R) для круглой трубы, согласно формуле (1.5): $R = d/4 = 0{,}2/4 = 0{,}05$ м.

Получим $C = 90{,}9 \cdot 0{,}05^{1/6} = 41{,}91$.

Рассчитаем значение коэффициента гидравлического сопротивления λ по формуле (1.15):

$$\lambda_{ш} = \frac{0{,}11}{41{,}91^2} = 0{,}0063.$$

Потери напора по длине по формуле (3.8):

$$h_l = 0{,}0053 \frac{l v}{d_{вн}^2} = 0{,}0053 \cdot 0{,}75 = 0{,}004 \text{ м}.$$

Все потери напора в гидравлическом сопротивлении по формуле (3.10):

$$h_{гс} = 0{,}7 + 0{,}75 = 1{,}45 \text{ м}.$$

Расчетная высота водоструйного эжектора, вычисляем по формуле (3.11) и (3.12):

$$H_{эж} = \frac{P_{эж} - P_{вх}}{\rho g} = \frac{0{,}6 \cdot 10^5 - 0{,}2 \cdot 10^5}{10^3 \cdot 10} = 4 \text{ м}.$$

Подставляем все данные в формулу (3.10):

$$H_{вс} = 4{,}0 - 0{,}05 \cdot 1 - 1{,}45 = 4{,}0 \text{ м}.$$

Анализ проведенных расчетов показывает, что высота установки центробежного насоса зависит от величины вакуума на входе в насос. Высота вакуума перед рабочим колесом насоса должна быть в пределах $H_{вак} \approx 4{,}0 \div 7{,}0$ м вод.ст.

Пример расчета высоты установки с центробежным насосом горизонтального исполнения приведен в учебнике "Гидравлика и гидромашины", Авторы: Ф.Г. Гейер, В.С. Дунин и др. М.: Недра, 1991.

Принимаю высоту установки насоса $H_{вс} = 4{,}0$ м.

Расчет струйного аппарата. Струйным называют простой гидравлический прибор, использующий кинетическую энергию жидкости в качестве рабочего, способный перемещать жидкости и другие рабочие среды (газы, пары, жидкости и материалы) или сжимать и нагнетать газообразные (газ, рис. 4.6), т. е. назначение струйного аппарата – расчет давления и температуры.

Принцип действия струйных аппаратов основан на смешении энергии и скоростей потоков струйного, для этого струйную трубу одним либо несколькими способами подводят к рабочей точке аппарата, установленной соосно смесительной трубе (камера). На входе в струйную трубу или камеру, установленную потоки с обратным клапаном, который закрывается при выключении трубы выключен, а при работе струйного клапан открывается (открывается).

Расчёты сифона включают гидравлический расчёт водосливной и приточной способностей (расходов) и высоты сифона.

В пункте 6.3.3 приведены расчёт сифона с затоплением входного оголовка.

Задача 6.3.8. Рассчитать пропускную способность и высоту сифона, отводящего воду из верхнего канала в нижний при отметках уровней воды в каналах $\nabla_1 = 12{,}0$ м, $\nabla_2 = 11{,}0$ м. Трубы железобетонные круглые диаметром $d = 1{,}50$ м, длиной $l_1 = 10$ м для верхней ветви сифона и $l_2 = 30$ м. На входе в трубы установлена водосборная часть с обратным клапаном. Суммарный коэффициент местных и путевых сопротивлений $\zeta_{вых} = 3{,}0$, угол поворота в отводящем колене $\alpha = 90°$, а два поворота трубы в углами $\alpha_1 = 60°$ и $\alpha_2 = 45°$. Вакуумметрическая высота сифона $h_{вак} = 6{,}0$ м (рис. 6.8).

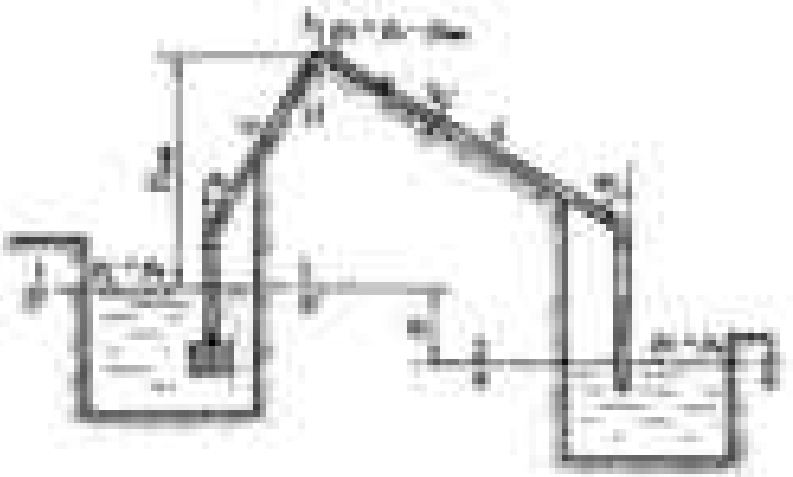


Рис. 6.8

Решение. Как и в предыдущих задачах, при расчёте сифона используем уравнение Бернулли, записывая составляющие потерь для отдельных участков.

1. Пропускная пригрузочная способность сифона Q:

Следуем принятой ранее схеме расчёта водосливной системы с затоплением вход (раздел 6.1.2).

Составим уравнение Бернулли для сечений 1–1 и 2–2, принадлежащих соответственно воде в отводящем, так называемом верхнем участке русла $(z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = \nabla_1)$ и свободным поверхностям воды в отводящем нижнем участке

$$\frac{dp}{dx}+\frac{\lambda\rho v^2}{2g}+\rho_1\frac{dv}{dx}=\frac{dp}{dx}+\frac{\lambda\rho v^2}{2g}+\rho_{1+\Delta x}\frac{dv}{dx}$$

$$x_1=0 \qquad x_2=\Delta x$$
$$p=p_1 \qquad p=p_2$$
$$v=v_1=0 \qquad v=v_2=0$$

После подстановки данных и сокращений получим

$$p_1=p_{2\,\text{изб}} \qquad (6.1)$$

Применяя формулу (6.1), давность уровней жидкости H (напор) в резервуаре можно было найти, чтобы преодолеть гидравлическое сопротивление и турбулизацию $p_{2\,\text{изб}}$.

Представим потерю напора в гидравлических сопротивлениях с учётом формул (5.1), (5.2) и 5.3):

$$h_{\text{сопр}}=\Sigma h_i=\lambda\frac{l}{2g}\frac{v^2}{2g}+\zeta_1\frac{v^2}{2g}+\zeta_2\frac{v^2}{2g}$$

или

$$h_{\text{сопр}}=\frac{v^2}{2g}\left[\lambda\frac{l}{d}+\zeta_1+\zeta_2\right]$$

Формулу (6.1) представим в следующем виде:

$$H=\frac{v^2}{2g}\left[\lambda\frac{l}{d}+\zeta_1+\zeta_2\right] \qquad (6.2)$$

Формула (6.2) аналогична формуле (4.7). Найдём скорость движения воды в трубе (v):

$$v=\sqrt{\frac{2gH}{\lambda\frac{l}{d}+\zeta_1+\zeta_2}}$$

(расход Q [м³/час]) $$Q = k \sqrt{\frac{1}{\left(\Sigma\zeta + \lambda\frac{l_{эк}}{d}\right)}} \cdot \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2gH}, \qquad (6.14)$$

Формула (6.14) аналогична формуле (6.8).

(Обозначения) $$d = \sqrt{\frac{1}{\left(\Sigma\zeta + \lambda\frac{l_{эк}}{d}\right)}} \cdot \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2gH}, \qquad (6.15)$$

где $k_{кор}$ – коэффициент расхода графика. Рассчитаем его аналогично.

Сумма коэффициентов местных сопротивлений:

$$\Sigma\zeta = \zeta_{вход} + \zeta_{кр.90} + \zeta_{кран\,90} + \zeta_{кран\,45} + \zeta_{кран\,0} + \zeta_{выход}.$$

(Коэффициенты взяты в табл. 3 прил. приложения), расчитаем $\Sigma\zeta$:

$$\Sigma\zeta = 0{,}5 + 0{,}2 + 0{,}27 = 0{,}24 + 0{,}9 + 1{,}0 = 10{,}11.$$

Коэффициент гидравлического сопротивления (коэффициент Дарси) для нормальных неэксплуатируемых труб принимаем $\lambda = 0{,}0164$, для $d = 150$ мм (из табл. 8 прил. приложения).

Получаем значение коэффициента расхода графика:

$$k_{кор} = \sqrt{\frac{1}{10{,}11 + 0{,}0164\frac{50}{0{,}15}}} = 0{,}3.$$

Подставляем все параметры в формулу (6.15), учитывая, что площадь живого сечения трубы $\omega = \frac{\pi d^2}{4}$, имеем:

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} k_{кор} \sqrt{2gH}. \qquad (6.16)$$

После подстановки численных значений:

$$Q = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}15^2}{4} \cdot 0{,}3 \cdot \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 2{,}5} = 0{,}0053\,м^3/с = 19{,}1\,м^3/ч.$$

3. Определение высоты гидрозатвора. За высоту гидрозатвора ($H_{гз}$) принимается превышение верхней точки гидрозатвора над уровнем жидкости в отстойнике-разделителе (см. рис. 5.8).

Для расчёта высоты гидрозатвора воспользуемся уравнением Бернулли (4.11) для сечений 1-1 на свободной поверхности в отстойнике-разделителе и 3-3 – в верхней точке гидрозатвора. Сечение 2-2 проведено вертикально и направлению движения потока частиц (от сечения 1-1 к абсолютно движущимся $p_1 = p_2 = p_{изб}$). Плоскостью сравнения 0'–0' совместим с сечением 1-1, тогда $z_1 = 0$; $z_3 = H_{гз}$.

Результаты по составляющим уравнения Бернулли для определения высоты гидрозатвора сведем в таблицу, где расчёт высоты гидрозатвора выполнен методом установления (последовательного захода (см. задачу 4.2.14).

Итак, уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 3-3:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + h_{1-3} = z_3 + \frac{p_3}{\rho g} + \frac{\alpha_3 v_3^2}{2g} + h_{3-3'}$$

$z_1 = 0$;	$z_3 = H_{гз}$;
$p_1 = p_{изб}$;	$p_3 = p_2 = p_{изб}$;
$v_1 = 0$;	$v_3 = v_2$; $\alpha_3 = 1,07$ (для круглой металлической трубы).

Потери напора в гидравлически гладкой трубе (коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0,03$) между сечениями 1-1 и 3-3:

$$h_{1-3} = \lambda \frac{l_{1-2}}{d} + h_{2-3} = \lambda \frac{l_{1-2}}{d} \frac{v_2^2}{2g} + \zeta_{вх} \frac{v_2^2}{2g}$$

После подстановки данных в уравнение Бернулли получим:

$$H_{гз} = \frac{p_{изб}}{\rho g} - \frac{v_2^2}{2g} \left(1 + \lambda \frac{l_{1-2}}{d} + \zeta_{вх} \right) \qquad (5.11)$$

Скорость движения воды в трубе рассчитаем, зная величину расхода:

$$v = \frac{Q}{\omega} = \frac{4Q}{\pi d^2}; \qquad v = \frac{4 \cdot 0,023}{3,14 \cdot 0,2^2} = 0,73 \text{ м/с}$$

Сумму коэффициентов местных сопротивлений участка между отложениями 1–4 и 5–6:

$$\Sigma\zeta_{1-4} = \zeta_{вход} + \zeta_{кран} + \zeta_{тройн} \qquad \Sigma\zeta_{1-4} = 10{,}83.$$

Внутренний напор $H_{вн} = \frac{P_{вн}}{\rho g} = \frac{0{,}11 \cdot 10^6}{10^3 \cdot 10} = 11$ м.

Внутренний напор можно также найти путём перевода ат. в м. вод. ст. (см. табл. 1 приложения): 1 ат = 10 м вод. ст., $P_{вн}$ ат. $= 0{,}11$ ат $= 1{,}1$ м вод. ст. $= H_{вн} = 11$ м.

Значение коэффициента Дарси λ (3) можно не определять ранее: $\lambda = 0{,}0286$.

Далее подставляем числовые значения параметров в формулу (6.20) получаем высоту гейзера:

$$H_{гейз} = 11 - \frac{1{,}07^2}{2 \cdot 10} \left(1 + 10{,}83 + 0{,}0286 \frac{10}{0{,}1}\right) = 4{,}6 \text{ м}.$$

По формуле (6.20) видно, что увеличение высоты гейзера определяется местными потерями напора в первой ветви гейзера. Отсюда, что допустимый вариант без образования гейзера трубопроводной сети $H_{гейз.доп.} = (5 \div 7)$ м. Значит, максимальная высота гейзера $H_{гейз.max} = (3 \div 4)$ м.

Обычно проектная высота гейзера $H = 10$ м, высота гейзера $H_{гейз} = 4{,}6$ м.

Итак, в разделах 6.1 и 6.2 рассмотрены теория и примеры расчёта простых трубопроводных систем. Методика расчёта таких систем основана на уравнении Бернулли. Можно сделать вывод о методике для расчёта трубопроводных систем различных типов.

В разделе 6.3 приведены задачи для самостоятельной работы, которые позволят студентам проверить знания и умения использовать вышеизложенную теорию и методику расчёта простых систем. В задачах даны ответы, однако нам кажется полезным студентам их получение (ведь в окончательном ответе только числа), а преподавателям для своих учебников и учебных пособий без изменения.

4.3. Задачи для практических занятий работы на тему "Расчёт простых трубопроводных систем"

Задача 4.3.1

При испытании новой на трубопроводе диаметром d = 50 мм и длиной l = 10 м показания манометра перед задвижкой $p_{изб}$ = 0,79 кгс/см².

Определить показания манометра при открытой задвижке, если скорость движения воды в трубе составляет 1,5 м/с. Задвижка – с обычным клапаном (K = 76,3). Труба изготовлена с абсолютной шероховатостью Δ = 1,0 мм. Учесть потери напора на входе в трубу и внезапное расширение. Принять коэффициент кинематической вязкости воды $\nu = 1 \cdot 10^{-6}$ м²/с (рис. 4.3).

Ответ: при открытой задвижке показание манометра $p_{изб(откр)}$ = 0,1 кгс/см².

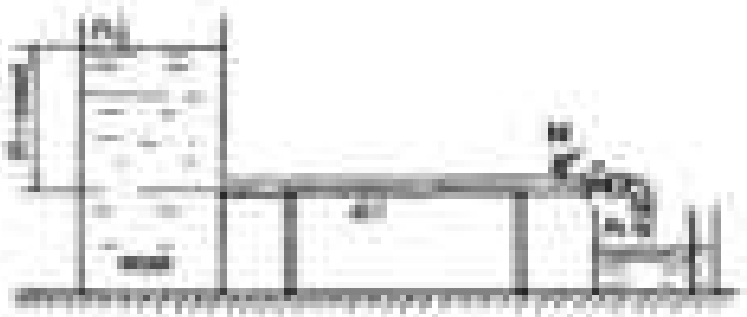


Рис. 4.3

Задача 4.3.2

Из напорного бака с постоянным напором H = 5,0 м вода сливается в атмосферу по двум трубам: d_1 = 150 мм, длиной l_1 = 5,0 м и d_2 = 75 мм, длиной l_2 = 8,0 м. Определить расход воды в трубопроводе и скорости движения воды в каждой трубе. На трубе имеется не установленный колбочный кран с углом закрытия α = 40°. Учесть потери напора на входе в трубу и внезапное расширение в точке при выходе струи ($\zeta_{вн.р}$ = 0,36). Трубы водопроводные новые (рис. 4.4).

Ответ: расход Q = 5,1 л/с.

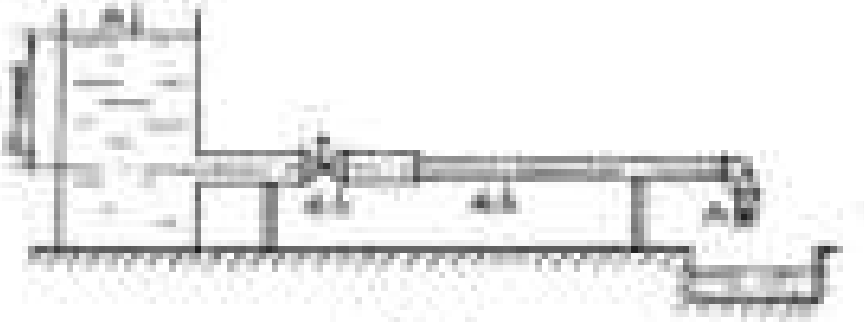


Рис. 6.10

Задача 6.3.3

На резервуаре A и резервуаре B в ясный колодец по трубопроводу диаметром $d = 50$ мм, состоящему из трех участков длиной $l_1 = 5,0$ м, $l_2 = 6,0$ м, $l_3 = 4,0$ м. Расход воды в системе $Q = 2,1$ л/с. На входе в трубу установлена решетка. Без обратного клапана, на первом участке имеет место местное гидравлическое сопротивление ($\zeta_{вх} = 5,0$ (рис. 6.11).

Уровни воды в резервуаре A $H_1 = 1,7$ м, в резервуаре B $H_2 = 2,5$ м. Определить показание манометра ($p_{ман.}$) на поверхности воды в резервуаре B, если показание манометра на поверхности воды в резервуаре A $p_{ман.} = 0,05$ кг. Принять абсолютную шероховатость трубы $\Delta = 0,2$ мм, кинематический коэффициент вязкости воды $\nu = 1 \cdot 10^{-6}$ м^2/с. Построить напорную и пьезометрическую линии.

Показание манометра второго резервуара $p_{ман.} = 0,13$ кг.



Рис. 6.11

Задача 4.3.4

Определить расход воды из открытого резервуара *A* в резервуар *B* при постоянных напорах $H = 2{,}0$ м на трубах $d_1 = 50$ мм; $l_1 = 5{,}0$ м; и $d_2 = 100$ мм; $l_2 = 8{,}0$ м. Трубы водопроводные нормальные, для трубы $d_1 = 150$ мм установлен пробковый кран с углом поворота $\alpha = 40°$.

Учесть потери напора на входе и выходе гидравлической системы, а также при внезапном расширении трубопровода. Построить напорную и пьезометрическую линии, отложив вверх от потока высоты [рис. 4.11].

Ответ: расход воды $Q = 5{,}0$ л/с.



Рис. 4.11

Задача 4.3.5

Горизонтальная линия воды подается в открытый бак на высоту $H = 6{,}0$ м, диаметр трубы $d = 100$ мм, длина $l = 60$ м. Показания манометра в начале трубопровода $p_{ман} = 1{,}0$ ат, а вакуум $p_{вак} = 0{,}11$ ат. Определить, при каком коэффициенте сопротивления пробкового крана будет обеспечен расход $Q = 9{,}0$ л/с. Принять абсолютную шероховатость трубы $\Delta = 0{,}5$ мм, коэффициент кинематической вязкости воды $\nu = 1 \cdot 10^{-6}$ м^2/с [рис. 4.12].

Ответ: коэффициент сопротивления пробкового крана $\zeta_{кр} = 12{,}0$

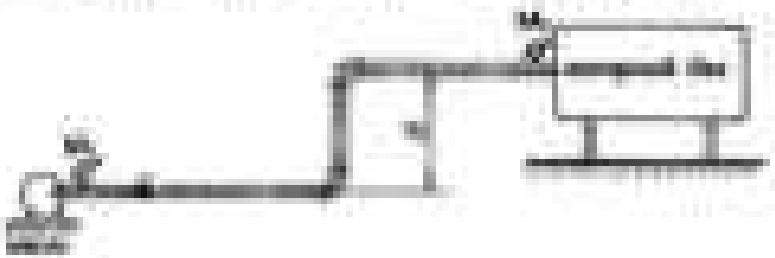


Рис. 4.12

Задача 4.3.6



Рис 4.3.6

Задача 4.3.7



Рис 4.3.7

Задача 4.3.9

В основной системе водопровода в виде железобетонной трубы с внутренним бетонированным диаметром $d = 600$ мм и длиной $l = 5,0$ км. Расход воды в магистрали при давлении в атмосфере $H = 4,5$ м. Определить пропускную способность трубы (Q, м^3/с), если она имеет водозаборную сетку без обратного клапана.

Как изменится пропускная способность трубы, если на выходном патрубке установить дюз $d = 0,3$ м (рис. 4.10).

(Ответ: в первом случае $Q_1 = 1,44$ м^3/с; во втором – $Q_2 = 1,03$ м^3/с.

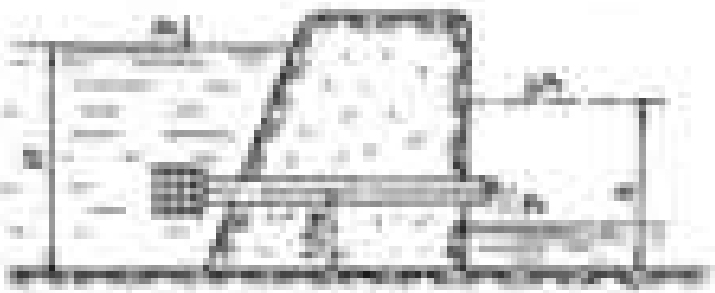


Рис. 4.10

Задача 4.3.10

Подсчитать показания U-образного ртутного манометра, установленного на трубе Вентури в вентиляционной трубопроводе при наличии диаметров $D = 100$ мм и $d_1 = 50$ мм, если расход воздуха $Q = 16,0$ л/с. Плотность ртутного воздуха $\rho_{возд} = 1,27$ кг/м^3, плотность спирта $\rho_{сп} = 800$ кг/м^3. Коэффициент сопротивления трубы Вентури принять равным $\zeta_{вен} = 0,2$ (рис. 4.11).

(Ответ: показание U-образного манометра $h_{сп} = 140$ мм.



Рис. 4.11

Задача 6.2.39

Для измерения расхода воды в трубопроводе диаметром $d_1 = 200$ мм установлен расходомер Вентури с диаметром цилиндрической части $d_2 = 100$ мм. В широкой и узкой части расходомера подключены пьезометры и ртутный U-образный прибор, расположенный между которыми равен Δz.

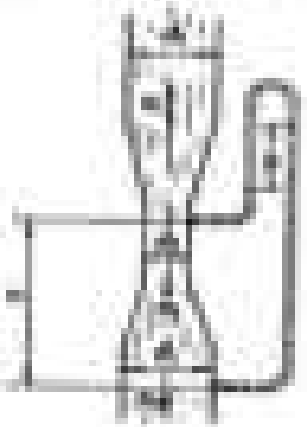


Рис. 6.38

Пренебрегая потерями напора в расходомере, определить скорость и расход воды в узкой части трубы Вентури, а также разность показаний пьезометров Δz, если разность показаний ртутного манометра $\Delta h = 60$ см. При расчёте коэффициент скорости и коэффициент сопротивления расходомера принять равными соответственно $\varphi = 1{,}0$ (рис. 6.38).

Ответ: скорость $v_2 = 5{,}72$ м/с, $Q = 0{,}04$ м^3/с; разность показаний пьезометров $\Delta z = 0{,}7$ м.

Задача 6.2.40

Для определения коэффициента кинематической вязкости (ν) масла "Турбинное 30" применяется прибор, на пути трубы диаметром $d = 12{,}5$ мм. На расстоянии $l = 1{,}2$ м подключён U-образный ртутный манометр, показавший перепад $h_{рт} = 95$ мм. Расход масла $Q = 0{,}2$ л/с, плотность масла $\rho_{масл} = 900$ кг/м^3, плотность ртути $\rho_{рт} = 13{,}6 \cdot 10^3$ кг/м^3.

Предполагая режим движения масла ламинарным. По значению расхода проверить режим движения (рис. 6.39).



Рис. 6.39

Задача 6.3.22

Определить, на какой высоте H_2 следует установить центробежный насос согласно схеме, показанной после "Турбинное 22" при расходе $Q = 0{,}8$ л/с по стальной трубе диаметром $d = 32$ мм и длиной $l = 3{,}8$ м. Показания вакуумметра на входе в насос $p_{вак} = 0{,}13$ кг/см^2.

В системе установлен приёмный кран с углом закрытия $\alpha = 40°$. Учесть потери напора в двух поворотах трубы $\zeta_{пов} = 0{,}98$ и на входе в трубу из бака $\zeta_{вх} = 0{,}5$. Принять плотность масла $\rho_{масла} = 900$ кг/м^3, коэффициент кинематической вязкости масла $\nu_{масла} = 22 \cdot 10^{-6}$ м^2/с (рис. 6.20).

Ответ: высота установки насоса $H = 1{,}28$ м.

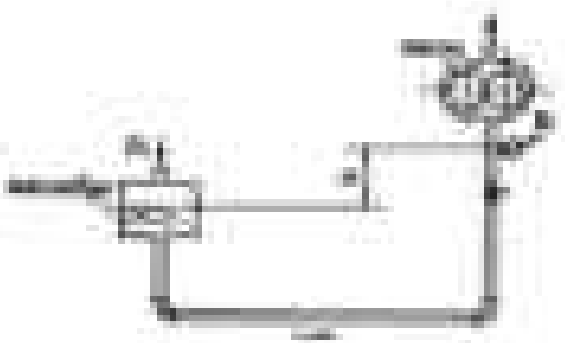


Рис. 6.20

Задача 6.3.23

Сифонный водосброс диаметром $d = 200$ мм и длиной $l = 15$ м образован трубой из асбестоцемента и выведен гребень сегмента на $H = 2{,}2$ м ниже уровня воды в водохранилище.

Определить пропускную способность сифона Q, л/с, если труба изготовлена недостаточно чисто: имеются выступы высотой с абразивом эквивалентна две высоты, один с углом закругления $\alpha_1 = 90°$ и коэффициентом $\zeta_1 = 0{,}3$; второй без закругления с углом $\alpha_2 = 90°$, причем с коэффициентом сопротивления $\zeta_{пов} = 1{,}0$ в конце из трубы в резервуар большой емкости. Рассчитать, какой вакуум будет иметься $(p_{вак}$ в кг/см$^2)$ в конце горизонтального участка сифона, если длина трубы до него составляет $L = 4{,}8$ м, высота сифона $h_{вод} = 1{,}2$ м (рис. 6.21).

Ответ: пропускная способность сифона $Q = 11{,}0$ л/с, вакуум в конце горизонтального участка $p_{вак} = 0{,}27$ кг/см^2.

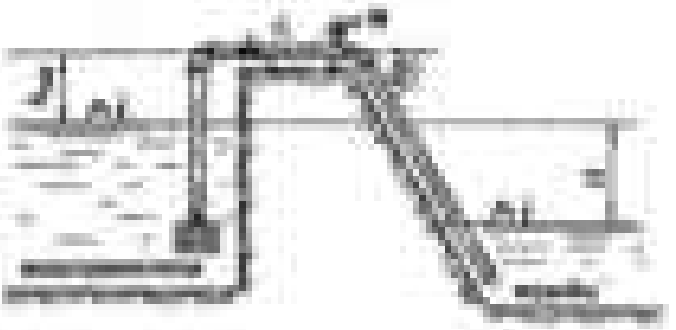


Рис. 4.21

Задача 4.3.14

Определить максимальную длину трубопровода диаметром $d = 100$ мм с абсолютной шероховатостью $\Delta = 0{,}1$ мм, с поворотом которого более компактно ($\rho_{воз} = 720$ кг/м^3 и коэффициентом кинематической вязкости $\nu_{воз} = 0{,}18 \cdot 10^{-4}$ м^2/с) может быть подан на высоту $H = 15{,}0$ м при пропускной способности $Q = 9{,}0$ л/с, если показания вакуумметра после насоса $p_{вак} = 1{,}2$ ат. Местными потерями пренебречь (их учитывать). Учесть потери напора в трубопроводе кроме того из-за двухзатвора ($\zeta = 0{,}5$), трех колен и из-за выхода из трубы в резервуар большого размера (рис. 4.22).

Решение: Определим длину трубопровода $l = ?$ м.

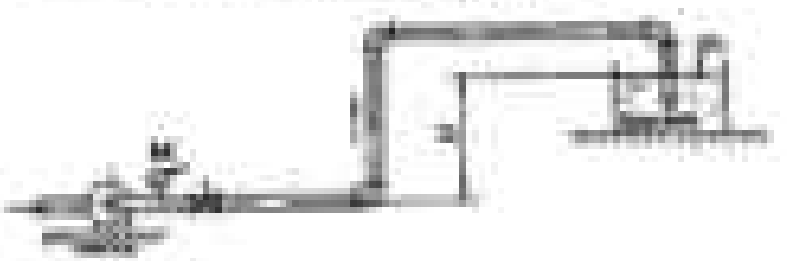


Рис. 4.22

Задача 6.3.19

По всасывающему и сливному цилиндрическим шлангам насоса откачивается из скважины грунтовая вода. Определить высоту расположения оси центробежного насоса над динамическим уровнем воды в скважине ($h_{вс}$), если расход насоса $Q = 10$ л/с, диаметр трубы $d = 200$ мм, длина $l = 20$ м, вакуумметрическое давление на входе в насос $p_{вак} = 6,0$ м. На входе в трубу установлена сетка с обратным клапаном. Плавность поворота потока в трубе составляет угол $\alpha = 90°$ и в пределах $\frac{R}{d}$ для отводов закруглена $\frac{R}{d} = 0,6$. Скорость трубы неустановившейся неравномерной (рис. 6.20).

(Ответ: высота установки насоса $h_{вс} = 5,0$ м.

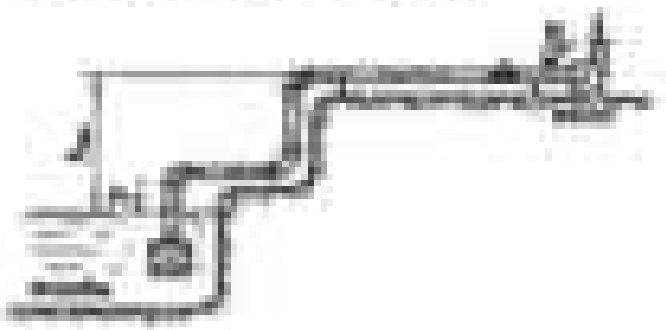


Рис. 6.20

Задача 6.3.20

Паровой аккумулятор $D = 2000$ мм заполнен равномерно водой и насыщен паром, используя воду из открытого водоёма с постоянным уровнем по трубопроводу диаметром $d = 50$ мм и длиной $l = 10$ м. Труба всасывающая оборудована клапан-сеткой, всего в трубе 4 открытых крановых и вентильных кранов. Какова наименьшая допустимая высота уровня воды в водоёме по отношению к $h = 2$ м, необходимая чтобы при его перемещении $P = 2,4$ ат.

Определить скорость подачи струи v_2 1-го крана, от какой высоты $h_{вак}$ его можно поднимать, и какой скорости без отрыва струи от него вытекала, если разрежение вакуумного насоса $p_{вак} = 4,23$ ат.ст. Давление вакуумного насоса учитывать как абсолютное давление над струями. Массой струи, кранами и т.п. с учетом потерь напора в расходах можно пренебречь (рис. 6.21).

(Ответ: скорость давления струи $v_2 = 6,19$ м/с, наименьшая высота вакуумного подъема $h_{вак} = 5,11$ м.

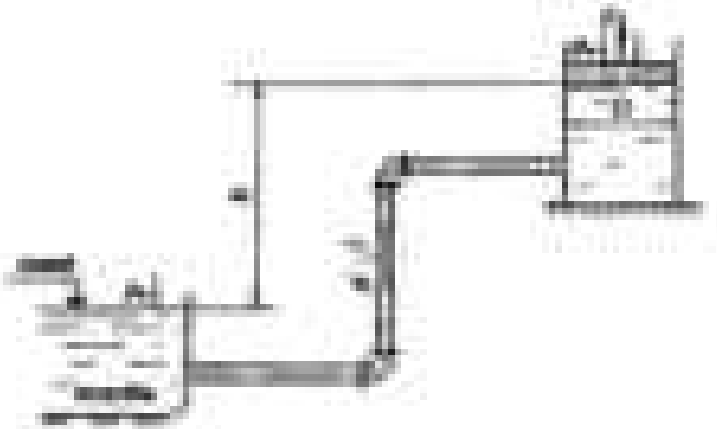


Рис. 4.34

Пример 4.5.17

На водопроводной трубе диаметром $d_1 = 70$ мм установлен трубопровод прибора с углом наклона $\alpha_{пр} = 20°$, длиной наклонной манометрической части $l_{пр} = 0,5$ м. Определить показание манометра, если высота столба воды в трубке $h_{пр} = 0,3$ м.

Определить разность показаний пьезометров (h) при внезапном расширении трубы от диаметра $d_1 = 100$ мм. Построить эпюры по длине между сечениями 1-1 и 2-2 (рис. 4.35).

Показание ртутного пьезометра $h = 1,1$ см.

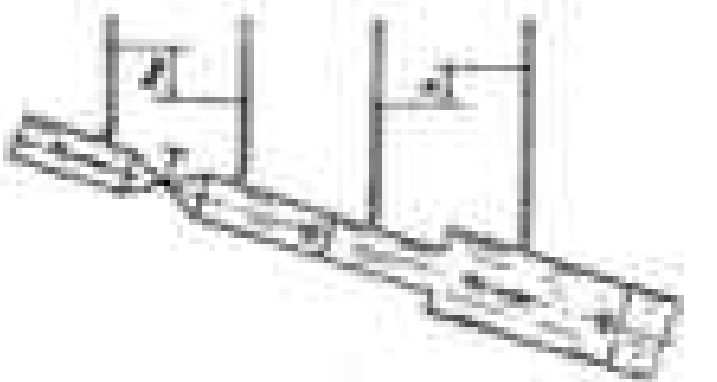


Рис. 4.35

5.6. Расчёт системы трубопроводов систем

Основные трубопроводы имеют разветвленную систему, состоящую из магистральных труб, по которым распределяется жидкость к потребителю и различного вспомогательного.

В зависимости от гидравлической схемы отопления трубопроводы различают:

1. Системы с последовательным соединением труб – в систему отопления потребителю или к потребителю по пути движения жидкости в одном и том же количестве потребителей.

2. Системы с параллельным соединением труб, по которому также в одном или нескольких потребителях.

3. Распределительные сети, для горячего снабжения. Это системы с несколькими отдельными потребителями.

4. Системы комбинированного типа, включающие участки трубопроводов систем первого трех типов.

5. Системы с попутным движением жидкости, по такой системе отопления и приточных установок.

Как и при расчете простых трубопроводов систем (см. раздел 4.1), для сложной системы можно сказать при основном типе расчёта:

– определение потерянного напора (Н); давление (р) в системе, давление напора в начальной ресурсе и у потребителя при известном расходе (Q), длина и диаметр трубопроводов отдельных участков;

– определение расхода жидкости на отдельных участках и в целом в системе при известном конструктивном размере трубопроводов и напоре (типа расчёта);

– определение конструктивных размеров труб по заданным или выбранным и перепаду напора (давления).

Встречаются также расчёты, выполняемые условиях при типа и гидравлической особенности для решения отдельных задач.

При расчёте и схемы трубопроводной системы по известной и принятой системе сходят основными уравнениями Бернулли. Так, при отсутствии жидкости и потребителя в атмосферу (см. рис. 5.20) получаем формулу (5.1)

$$H = \sum_{1}^{2} \cdot + h_{\text{}}$$

Для примера, в основной системе отопления (см. [7]) при общей высотной схеме принципа, действительно, использованием жидкости в конструкционной системе $h_{\text{}}$ = (1 + 1,2) м/с, расход не 1,0 м/с, значит, напорный напор $\sum$ 0,2 м (схема такая включена по сравнению с действующим аналогом).

Таким образом, потерей напора в любом различном элементе сложной системы трубопроводов можно пренебрегать, которой подчиняется потери напора в местных гидравлических сопротивлениях.

В сложных трубопроводных системах потери напора в местных сопротивлениях составляют (1÷ 10)% от потерь напора по длине:

$$\Sigma h_м = (0.05 \div 0.1)\, h_l .$$

Тогда согласно формуле (7.1):

$$h_w = \Sigma h_l + \Sigma h = (1.05 \div 1.1)\, h_l .$$

Формула (8.11) для действительного напора принимает вид:

$$H = (1.05 \div 1.1)\, h_{w\,max}, \qquad (8.11)$$

где (1.05 ÷ 1.1) – коэффициент, учитывающий потери напора;

$h_{w\,max}$ – потери напора по длине в сложной системе, она представляется в зависимости от подающей способности.

Потери напора по длине (h_l) на любом участке для сложных систем рассчитываются через расход (Q) (см. раздел 7.2.1) по формулам (7.19) или (7.21):

$$h_l = \frac{K^2}{g^2} \cdot l \quad \text{или} \quad h_l = kQ^2 l,$$

где K, K^2, k – гидравлические параметры, которые приведены на табл. 7 (см. приложение) в зависимости от диаметра трубопровода.

При решении задач по расчёту сложных трубопроводных систем рекомендуется использовать следующий алгоритм:

1. Вычерчивается расчетная схема и система. На каждом участке обозначается расход (Q) и указаны соответствующие данному диаметру трубопровода.

2. Представляется потери напора в системе, исходя из схемы последовательных труб.

3. По условию оптимальной работы водопровода действующий напор, достаточный для подачи воды в сложную систему и потребителю в заданных условиях.

4. Предполагается диаметр расчетных участков труб при заданных расходах, свободный (остаточный) напор у потребителя, неравномерный отметок геометрической высоты воды потребителя и типу водопровода.

Рассмотрим особенности расчёта системы трубопроводов с различными гидравлическими схемами.

Ниже приведены гидравлические схемы основных систем из более простых и рекомендации к расчёту каждой из них.

6.6.1. Системы с последовательным соединением труб

Вначале рассмотрим простой случай сложной системы, состоящей из напорной башни с запасом H и трёх последовательно соединённых труб разного диаметра и длиной одна с истечением жидкости в атмосферу (число участков можно было любым) (рис. 6.26).

Как отмечалось выше в разделе 6.4, расчёт такой системы можно провести, используя уравнение Бернулли для двух сечений по свободной поверхности жидкости в напорной башне и на выходе жидкости в атмосферу (см. раздел 6.4.1). Путём расчленений, приведённых в разделе 6.4, получим формулу (6.22) как рабочую модель.

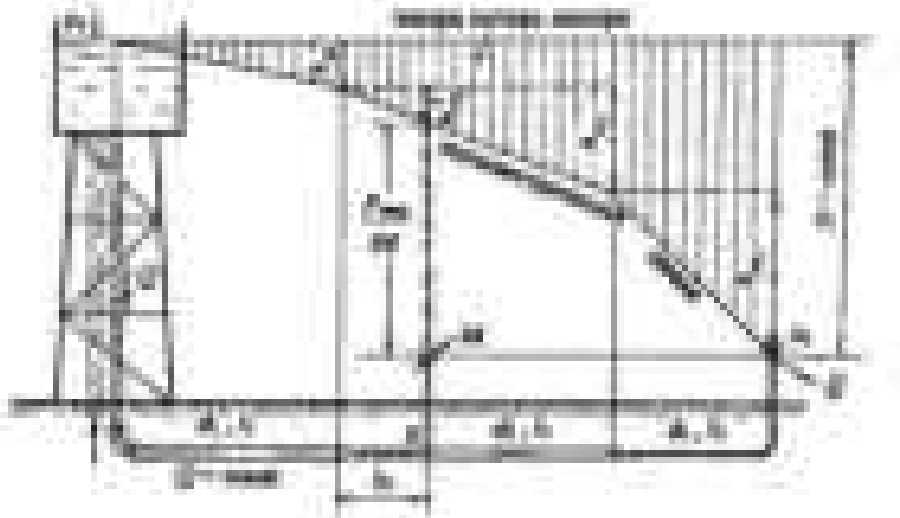


Рис. 6.26

Особенности расчёта системы

Путём трубопроводных систем из более крупных потребителей. Назначение каждой последней расчёта сложных систем (см. раздел 6.6).

1. Расходомерная расшайба. Перед отключением потребителей по виду движения жидкости, расход жидкости жидкостей составляющей, и по какой количество воды поступает из которой бывшей, также по количеству которых в атмосферу у потребителя, определяется $Q^{(1)}$ воды.

2. Номера номера не имеют при последовательном соединении одной расположенности или сумма потерь напора по отдельным участкам

$$h_{пот} = h_1 + h_2 + h_3 .$$

3. Диаметр второй линии определяется по формуле (6.11)

$$d = 0{,}83 \sqrt[5]{\frac{\lambda Q^2}{h_{пот}}} = 0{,}83 \sqrt[5]{\frac{\lambda Q^2}{h_1 + h_2 + h_3}} ; \qquad (6.24)$$

или с учётом формулы (1.11) $\lambda = a/\mathrm{Re}^n$ при изотермическом режиме:

$$d = 0{,}83 \sqrt[5]{\frac{a Q^{2-n} \nu^n L}{h_1 + h_2 + h_3}} , \qquad (6.25)$$

где h_1, h_2, h_3 – потери напора на трубопроводе, приложенные по табл. 9 (см. приложение) в соответствии с диаметрами d_1, d_2, d_3;

L_1, L_2, L_3 – длины участков трубопровода.

4. Гидравлический расчёт длинных трубопроводов по основной формуле (6.11), 6.20) позволяет построить пьезометрическую и напорную линии для простой системы (см. рис. 6.12). При построении пьезометрической линии нужно учитывать не только потери напора по длине, но и потери в местных сопротивлениях, которые на каждом участке составляют $h_м = 0{,}01 \div 1{,}0 \, h_l (V^2/2g)$.

Практически потери трубопровода по свободную поверхность в баках, по конце каждого участка трубопровода принимают равномерными потерь. Последующие потери напора по первому участку ($h_{м1}$), изменение потерь напора изменяется скоростью напор, при для расчёта трубы входит в формулу потерь напора (6.11) в первой степени. В потерях напора по первому участке трубопровода потери напора по длине (h_{l1}) и потери по местным ($h_{м1}$) участкам. В сумме потери напора равны действительному напору, т. к. часть действующий напор (H) идет только на преодоление сопротивлений в системе, полезный напор на создание скорости при истечении в атмосферу (производство) (см. раздел 6.4).

Дополнительные вопросы для самостоятельной работы студентов

1. Пусть длина второго трубопровода отличается от длины первого трубопровода ($L_{пр2}$) уменьшенного на расстояние L_0 от начала второй трубы.

Поэтому минимальный допустимый момент сопротивления W_{min} (см. раздел 4) будет определяться по формуле

$$W_{min} = \frac{M_{max}}{R_y \gamma_c}$$

Также можно использовать формулу для определения момента сопротивления W_{min} (см. раздел 4) в зависимости от M_{max} и $R_y \gamma_c$.

Рассмотрим аналитический расчет изгибающего момента M_{max} (см. раздел 4).

$$M_{max} = \frac{ql^2}{8} - \frac{q(l-2c)^2}{8} = \frac{qc(2l-c)}{4} \quad (6.26)$$

$$M_{max} = \frac{ql^2}{8} - \frac{q(l-2c)^2}{8} = \frac{qc(2l-c)}{4}, \quad (6.27)$$

где q – равномерно распределенная нагрузка, l – пролет балки, c – длина консоли.

Из формулы (6.27) видно, что M_{max} зависит от c и l.

6.4.2. Пример расчета двухопорной балки с консолями

Рассмотрим балку, представляющую собой трубу, на которую с двух сторон надеты две трубы меньшего диаметра. Трубы меньшего диаметра приварены к опорам. Трубы меньшего диаметра служат для того, чтобы балка не скользила по опорам. Трубы меньшего диаметра также служат для того, чтобы балка не скользила по опорам. Трубы меньшего диаметра также служат для того, чтобы балка не скользила по опорам.

Рассмотрим балку, представляющую собой трубу, на которую с двух сторон надеты две трубы меньшего диаметра. Трубы меньшего диаметра приварены к опорам. Трубы меньшего диаметра служат для того, чтобы балка не скользила по опорам. Трубы меньшего диаметра также служат для того, чтобы балка не скользила по опорам. Трубы меньшего диаметра также служат для того, чтобы балка не скользила по опорам.

Рассмотрим балку, представляющую собой трубу, на которую с двух сторон надеты две трубы меньшего диаметра. Трубы меньшего диаметра приварены к опорам. Трубы меньшего диаметра служат для того, чтобы балка не скользила по опорам. Трубы меньшего диаметра также служат для того, чтобы балка не скользила по опорам. Трубы меньшего диаметра также служат для того, чтобы балка не скользила по опорам.

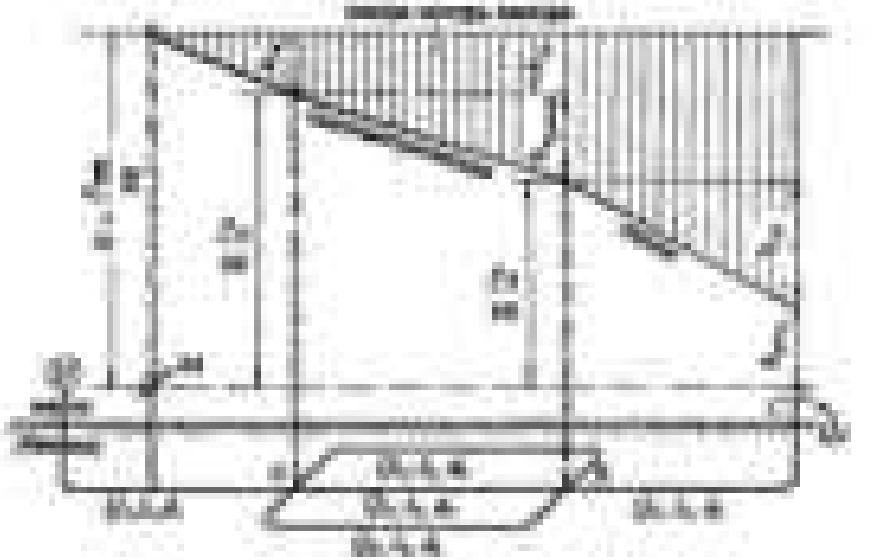


Рис. 6.17

1. *Потребительские расходы* (D_t) каждого участка трассы обозначены римскими и индексом, соответствующим номеру: D_I, D_{II}, D_{III}, D_{IV}, D_V. При изучении потребностей по длине магистрали в качестве новых элементов потребления с расходом D_t должны не включаться участки уже существующей и работающей сети водопроводных участков.

$$D_I + D_{II} + D_{III} + D_{IV} \qquad (6.28)$$

На этом магистральном участке $D_I + D_{II}$ и менее $D_{III} + D_{IV}$.

2. *Размеры напора в сечениях.* При определении положения труб диктовать, а следовательно, и высотно-геометрический напор в этих сечениях, H и H' уменьшены для удобства на произвольную величину.

На рис. 6.17 проведены пьезометрическая линия (положение пьезометра в точках A и B), а также пьезометрические напоры $\frac{P_A}{\gamma g}$ и $\frac{P_B}{\gamma g}$.

В точке B отмечается, что напор напора в подземных сооружениях напряжения, как разность отметки пьезометра и напора в B и точке (участок напорный), следовательно, напора напора и напора равно напору напора на выходе из водопроводного участка.

$$\frac{P_{2}}{\rho g} - \frac{P_{1}}{\rho g} = h_{\text{потерь}}$$

$$h_{\text{потерь}} = h_{\text{тр}} + h_{\text{м}} + h_{\text{п}} \qquad (4.10)$$

По известным потерь напора в гидравлически участках трубопровода можно найти расходную скорость по потоку в целом. Применим потери по длине, т. е. в формуле (4.10) не учитывая коэффициент на местные сопротивления:

$$h_{\text{п}} = h_{\text{тр}} + h_{\text{м}} \qquad (4.11)$$

или с учётом формулы (3.21) $h_{\text{п}}(\Omega)^{2} = h_{\text{тр}}(\Omega')^{2} + h_{\text{м}}(\Omega'')^{2}$ (4.11)

Найти вид уравнения (4.10) и (4.11) с одним неизвестным. Решение:

В формуле (4.11) вырази Ω через Ω_{1} затем Ω_{2} через Ω_{1}, получаем значения Ω_{1} и Ω_{2} в формулу (4.28); получим уравнение с одним неизвестным Ω_{1} (где условно, что Ω_{1} неизвестно). Неизвестное Ω_{1} затем Ω_{2} и Ω_{3}.

Итак, получаем: $h_{\text{п}}(\Omega')^{2} = h_{\text{тр}}(\Omega'')^{2}$,

выражаем Ω_{2} через Ω_{1}: $\Omega_{2} = \Omega_{1}\frac{(K_{2})}{(K_{1})}$, (4.12)

получаем: $h_{\text{п}}(\Omega')^{2} = h_{\text{тр}}(\Omega'')^{2}$,

выражаем Ω_{3} через Ω_{1}: $\Omega_{3} = \Omega_{1}\frac{(K_{3})}{(K_{1})}$ (4.13)

Полученные значения Ω_{2} и Ω_{3} в формулу (4.28):

$$\Omega_{1} = \Omega_{1}\left(1 + \frac{(K_{2})}{(K_{1})} + \frac{(K_{3})}{(K_{1})}\right), \qquad (4.14)$$

получаем Ω_{1} окончательно через Ω:

$$\Omega_{1} = \frac{\Omega}{\left[1 + \frac{(K_{2})}{(K_{1})} + \frac{(K_{3})}{(K_{1})}\right]}, \qquad (4.15)$$

ветви по формулам (6.72) и (6.73) получаем $Q_1 \neq Q_2$.

При расчёте формулам (6.73) рекомендуется отдавать предпочтение, так как $\frac{|Z_1|}{|Z_2|} \ll \frac{|Z_2|}{|Z_1|}$ предпочтение отдаётся тому, где меньше, ранее участки сети, имеющие коэффициенты d и отношение к диаметрам труб приближается по табл. 6.1 (см. приложение).

Таким образом, рассмотрены все схемы тепловых сетей при расчёте кольцевых систем делают на эксплуатационных участках режим одним диаметром и переключением можно менять напор в определенных участках режима.

1. *Двухтрубный конец* для представленной кольцевой системы (см. рис. 6.27) с учётом формулы (6.73):

$$H = 1,1(S + 1,2S_{вн})\cdot + h_{вн_{1-2}} + 0,5S\cdot + 1,1(0,5S_1 + S_{1-вн} + S_2) + h_{вн_{2-1}} \qquad (6.86)$$

Применение формулы (6.86) рабочий напор должен быть таким, чтобы пьезометр отключенного участка не обеспечил минимальный напор у потребителя H.

Учёт потерь напора в конце магистрали по которому участка конца, входит в формулу (6.74) расчёта

$$H = 1,1(S + 1,2\cdot)\left(\alpha_1 q_1^2 l_1 + \alpha_2 q_2^2 l_2 + \alpha_3 q_3^2 l_3\right) + h_{вн_{1-2}} \qquad (6.87)$$

Следует отметить, что $q = \frac{Q_{вн}}{\alpha q}$.

4. На схеме (согласно (см. рис. 6.27) нарушен высотно-пьезометрический график и между концами напора на основном и кольцевой магистральных линий (см. рис. 6.26).

6.6.2. Распределительная сеть для групповых систем

При групповых системах, состоящих из распределительной сети трубопроводов, имеются различные потребителей. Как правило, известно, какой расходный напор должен обеспечить потребителей, а также какой должен быть остаточный (свободный) напор у потребителя или на каком отключе следует поднять между у потребителя. При известных расходах отключе также можно подобрать диаметры трубопроводов.

Тупиковые системы проекта горизонтали, в основе. Рассмотрим принцип расчёта кольцевой водопроводной системы на примере системы, изображённой на рис. 6.36. Система имеет четыре основных потребителя (A,B,C,D) и один потребитель в точке K по пути движения воды. Отдельные участки (или иногда головные) воды у основных потребителей различаются ($N_{вс1}$; $N_{вс2}$; $N_{вс3}$; $N_{вс4}$).



Рис 6.36

Согласно принятой методике расчёта кольцевых систем (см. раздел 6.4), основным мероприятием расчёта кольцевой системы.

1. Распределение расходов. Расход на каждом участке представляет сумму расходов потребителей. Помимо того, что на магистральных участках должны пройти расходы потребителей. Первый участок является магистральным для всех потребителей:

$$Q^{1} = Q_A + Q_B + Q_C + Q_D + Q_K, \text{ л/сек или } Q^{1} = Q^{2} + Q_A$$

На третьем участке:

$$Q^{3} = Q_B + Q_A + Q_C + Q_K, \text{ л/сек или } Q^{3} = Q^{4} + Q_B$$

На пятом участке:

$$Q^{5} = Q_C + Q_K, \text{ л/сек или } Q^{5} = Q^{6} + Q_C$$

На остальных участках вторичная и потребительская ветви имеют вид:

$$\left(h^{*}\right)_{2'}\ \left(h^{*}\right)_{3'}\ \left(h^{*}\right)_{4'}\ \left(h^{*}\right)_{5'}$$

3. **Напор насоса на всех любых не выравнивает** (потребляемого из условия неизменяемости напорных труб, т. е. суммарного. Для рассматриваемой схемы (см. рис. 6.26) напор насоса по потребителю А:

$$h_{A}=h_{A-1}+h_{1}+h_{2}$$

по потребителю **Б**

$$h_{Б}=h_{A-1-3}+h_{1}+h_{3}+h_{5}$$

по потребителям **А'** и **Б** соответственно:

$$h_{A'}=h_{A-1-2-4}+h_{1}+h_{2}+h_{4}+h_{6}$$

$$h_{Б'}=h_{A-1-3-5}+h_{1}+h_{3}+h_{5}+h_{7}$$

Потери напора в рабочих местах потребителей по любому направлению:

$$h_{потр}=(0{,}05\div0{,}1)h_{нас}. \qquad (6.56)$$

Окончательный коэффициент по расходу определяется (1,05÷1,1) производится согласно сантехническому расчету в задаче.

4. Потребный дифференциальный напор ($\Delta h_{п}$), или высота нагнетающей башни определяется по максимальной величине суммы потерь напора в магистральном напоре по одному из направлений. В частности, для рассматриваемой схемы (см. рис. 6.26) дифференциальный напор:

$$h'=h_{потр}+h_{маг}\Big|_{max}. \qquad (6.57)$$

где $\left.\begin{array}{l} h_{A}=h_{маг.1} \\ h_{Б}=h_{маг.1-3} \\ h_{A'}=h_{маг.1-2} \\ h_{Б'}=h_{маг.1-3} \end{array}\right\}$ определяется по сети наибольшего сопротивления из вышеуказанных

$+\,h\left|h_{потр}+h_{маг}\right|_{max}$

5. Экономически условия в выбор может быть сделан диаметров трубопроводов по наименьшему расходу потребителя, при этом рекомендуется принимать скорость в пределах $v_{min} = 0,8 \div 1,5$ м/с.

Диаметр трубопровода на любом участке рассчитывается через расход:

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_{min}}}, \qquad (8.60)$$

По полученной расчёту, как правило, строится экономическая схема.

8.4.4. Системы с кругами расхода жидкости

Это системы кольцевых трубопроводов, в которых жидкость разделяется в двух кругах по две схемы. При большом количестве таких кругов в двухтрубной системе можно считать, что расход жидкости распределяется равномерно по длине l с интенсивностью $q = \beta_{кол} \cdot k$. Такие трубопроводы называются также трубопроводами с равномерной раздачей жидкости.

Наиболее характерные элементы сетей, когда к трубопроводам также равномерного путевого расхода $\beta_{кол} = \alpha^2$ имеется транзитный расход $\beta_{тр}$, проходящий по трубе и забираемый в конце трубопровода (рис. 8.28). При этом общий расход жидкости, поступающей в трубопровод:

$$Q = \beta_{тр} + \beta_{кол} = \beta_{тр} + \alpha^2$$



Рис. 8.28

Основные методы для систем с кругами расхода являются определение величины потерянного напора. Общая потеря по длине трубопровода с учётом путевого и транзитного расходов можно определить по формуле:

$$h_l = \alpha^2 \left(\frac{\beta_{тр}^2}{\beta_{кол}^2} + \beta_{тр} \beta_{кол} + \frac{\beta_{кол}^2}{3} \right) \qquad (8.61)$$

(см. 4 – список литературы для выбора размеров трубы, приведенного на табл. 4 (см. приложения)).

Полученные гидравлические показатели (по расходу) сложных систем рассчитывать. Ниже приведены примеры решения задач с построением пьезометрических (напорных) линий.

6.5. Примеры решения задач по теме: "Расчёт сложных трубопроводных систем"

Задача 6.5.1. Сложная система с параллельной (вилкой) включает последовательно соединенные труб и состоящий между двумя потребителями (рис. 6.25).

Определить скорость движения воды и манометрический (избыточный) при потребителях B и расходами $Q_B = 15$ л/с и C с расходом $Q_C = 12$ л/с.

Система включает магистральный трубопровод $d = 234$ мм, $L = 600$ м, два параллельных трубопровода: $d_1 = 150$ мм; $L_1 = 750$ м; $d = 100$ мм, $L = 600$ м, и трубопровод $d_3 = 200$ мм $L = 700$ м, отходящий между потребителями C. Свободный напор у потребителя B должен быть не менее 15 м ($H_{св.B} \geq 15$ м).

Трубы неравномерно изношены. Местные потери напора принять равными 10 % от потерь по длине. Построить пьезометрическую линию.

Решение. Рассматриваем **конечный** расчёт сложных систем с параллельно соединенными труб (см. раздел 6.4.2).

1. **Потребителю расходы** (напорный потребитель). По заданию известно давление обязательное расходы и напорные, соответственно внешнему диаметру трубы (см. рис. 6.25).

Расход на первом участке равен сумме расходов потребителей:

$$Q_1 = Q_B + Q_C; \quad Q_1 = 15 \text{ л/с} + 0{,}027 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Сумма расходов в параллельных трубопроводах равна расходу потребителя C:

$$Q_2 + Q_3 = Q_C; \quad Q_C = Q_2 = 12 \text{ л/с} = 0{,}012 \text{ м}^3/\text{с}. \qquad (6.43)$$

Приложение параллельных потребителя участка равна расходу потребителя C: $Q_C = 0{,}027$ м^3/с.

2. **Определяем** напоры напора на длине и определяем трубопроводные напоры, чтобы найти распределение расходов в параллельных участках (см. раздел 6.4.2):

$h_{\text{п}} = h_{\text{п}}$, с учётом формулы (6.31): $h_1 Q_1^2 = h_2 Q_2^2$;

Значение Q_2 через Q_1: $Q_2 = Q_1 \sqrt{\frac{H_2 S_2^2}{H_1 S_1^2}}$.

Согласно заданию табл. 9 (см. приложение), для $d_1 = 150$ мм, скорости сопротивления $K_1 = 11,18$ л^2/с^2, для $d_2 = 100$ мм, скорости $K_2 = 1,61$ л^2/с^2, тогда

$$Q_2 = Q_1 \sqrt{\frac{11,18 \cdot 100}{1,61 \cdot 150} + 0,62}.$$

Подставляя Q_1, выраженное через Q_2 в формулу (6.11):

$Q_1 = 0,4\ Q_2 = 0,013$ м^3/с, откуда $Q_2 = 0,023$ м^3/с, значит $Q_1 = 0,009$ м^3/с.

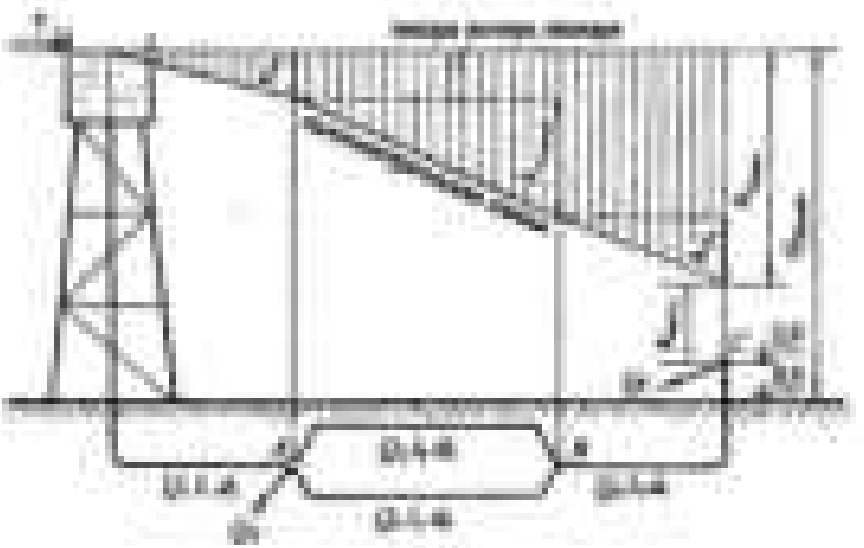


Рис. 6.11

3. Гидравлический расчет, или нахождение уровня воды в водоразборной башне относительно нулевой отметки (см. рис. 6.11):

$$H_{башни} = 2,0 + h_{пол.} + h_{пож.}$$

Расчетная потеря напора в системе:

$$h_{расч} = 1,05 h_l + h_{местн} + h_{уч}$$

где 1,1 – коэффициент, учитывающий потери напора по длине на участках сети (кроме потерь напора в местных сопротивлениях, учтенных ниже по тексту); $h_{местн}$ – потери напора (по длине и местные, вместе взятые) на самой неблагоприятной ветви, например, для ветви $h_{местн} = h_{уч}$.

Потери напора в местных и участке (формулы (1.11)):

$$h_{местн} = 1,05 (A_1 Q_1^2 l_1 + A_2 Q_2^2 l_2 + A_3 Q_3^2 l_3)$$

Расчетные потери напора в системе отопления $A_1 = 3,11 \cdot 10^{-6}$ ч^2/м^5, $A_2 = 6,79 \cdot 10^{-6}$ ч^2/м^5 по табл. 9 (см. приложения):

$$h_{местн} = 1,05 (3,11 \cdot 10^{-6} \cdot 1000^2 \cdot 0,06 + 6,79 \cdot 10^{-6} \cdot 1000^2 \cdot 0,03 + 6,79 \cdot 10^{-6} \cdot 1000^2 \cdot 0,03) = 1,05 \cdot 10,0 = 10,5 \text{ м}.$$

Для построения пьезометрической линии найдем потери напора на каждом участке:

$$h_1 = 3,0 \text{ м}; \quad h_{местн} = h_{уч} = h_1 = 10,5 \text{ м}; \quad h_{уч} = 3,0 \text{ м}$$

На рис. 9.10 показаны и высотное потери напора на каждом участке и строим пьезометрическую (напорную) линию, как описано в разделе 8.4.2.

Высоту (напор) уровня воды в аккумуляторе Н найдем:

$$H_{расч} = 3,0 + 10,0 + 10,0 = 23,0 \text{ м}.$$

Давление источника уровня воды в аккумуляторе Н должно равно 2,3 кг/см^2.

Пример 9.4.3. Гидравлическая аккумулирующая система имеет пять участков труб, длины и диаметры которых указаны на рис. 9.11. В системе четыре потребителя с расходами: $Q_1 = 1,9$ л/с; $Q_2 = 1,6$ л/с; $Q_3 = 1,1$ л/с; $Q_4 = 1,4$ л/с; на пятом участке (распределение расхода воды с суммарным расходом $Q_{сум} = 5$ л/с).

Определить высоту водонапорной башни (Н), достаточную для подачи воды потребителям в пределах участка системы при условии, что свободный напор $h_{св} \geq 1,0$ кг/см^2.

Принять l_1 = 500 м; l_2 = 450 м; d_1 = 150 мм; l_3 = 550 м; d_2 = 125 мм; l_4 = 400 м; d_3 = 100 мм; l_5 = 700 м. Сводную таблицу и монтажно-эксплуатационные мероприятия (по вариантам см. ниже).

Построить пьезометрическую линию.

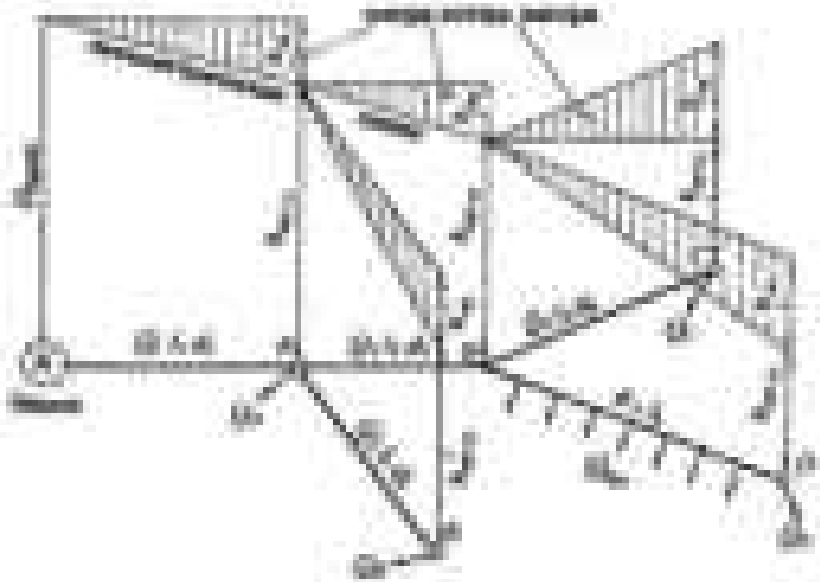


Рис. 4.11

Решение. Воспользуемся изображением расчёта трубопровода системы с местным групповым расходом (см. рисунок 4.6.7 и 4.6.4).

1. **Обозначим на схеме** (рис. 4.11) расходы по каждому участку и соответствующими индексами и найдём их значения, при этом определим Q_1 и $q^{уд}_{ПУ}$.

Первый участок является магистральным для всех потребителей:

$$Q_1 = Q_A + Q_B + Q_C + Q_D + Q_{ут} = 0{,}560 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Третий участок магистральный для потребителей C и D с путевым расходом:

$$Q_3 = Q_C + Q_D + Q_{ПУ} = 0{,}335 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Для второго и последующих участков

$$q_2 = q_3 = 0{,}016\ м^3/с; \quad q_4 = q_5 = 0{,}012\ м^3/с.$$

3. Экономически выгодные скорости воды на первом и третьем участках, согласно формулам (4.40):

$$v = \sqrt{\frac{4Q}{\pi n_{эк}}}$$

Получим:

$$v_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}047}{3{,}14 \cdot 1{,}4}} = 0{,}219\ м/с, \text{ соответствует } d_1 = 250\ мм;$$

$$v_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}016}{3{,}14 \cdot 1{,}4}} = 0{,}135\ м/с, \text{ соответствует } d_3 = 150\ мм.$$

4. Потерянные напоры воды на участках 1-2 и 3-4 с учётом местных сопротивлений по формуле:

$$h_{1-2} = 1{,}05\ h = 1{,}05 \cdot a_1 l_1^{m_1}$$

Для всех диаметров труб выбираем значения коэффициентов удельного сопротивления по табл. 9 (см. приложение): $a_1 = 2{,}11 \cdot 10^{-3}$ с^2/м^6; $a_2 = 0{,}0126$ с^2/м^6; $a_3 = 0{,}0479$ с^2/м^6; $a_4 = 0{,}0126$ с^2/м^6.

Получим: $h_{1-2} = 1{,}05 \cdot 2{,}11 \cdot 0{,}047^2 \cdot 500 = 2{,}4$ м;

из известно: $h_{2-3} = 3{,}8$ м; $h_{3-4} = 0{,}9$ м; $h_{4-5} = 1{,}4$ м.

Потери напора на трех участках с учётом путевого расхода ($\Sigma h_{пут}$) и транзитного расхода в конце расчётных участков ($h_{тр}$) по (4.6) составят формулу (4.41):

$$h_{пот} = 1{,}05 A_1 l_1 \left(q_{тр}^2 + 0{,}5 q_{пут} + \frac{q_{пут}^2}{3} \right)$$

Потери напора на участке 1-2 составят $h_{пот} = 0{,}9$ м.

Расчетные потери напора на трёх магистральных направлениях (№ 1, 2 и 3) сведены в таблицу 4.4 (см. приложение).

$$h_{A2} = h_{A1-2} + h_{A1} + h_{A2} = 19{,}5\text{ м};$$

$$h_{B2} = h_{B1-2} + h_{B1} + h_{B2} = 15{,}7\text{ м};$$

$$h_{C2} = h_{C1-2} + h_{C1} + h_{C2} = 14{,}3\text{ м}.$$

4. По формуле (2.19) определяем высоту дифференциальной башни:

$$H = h_{A max} + h_{AC} \left[\right]_{AC},$$

в данной задаче истинный напор у всех конечных потребителей превышает указанное 10 м, поэтому суммарные потери напора по всем направлениям и наиболее протяженному, также можете потери напора до потребителя С):

$$h_{AC} = h_{A max} = 19{,}5\text{ м}.$$

Высота сборного бака дифференциальной башни

$$H = h_{AC} = h_{A max} = 19{,}5 + 10{,}8 = 29{,}7\text{ м}.$$

5. Строим пьезометрическую линию. Для первого и третьего участков пьезометрическую линию построим в нормальной плоскости, для третьего участка пьезометрическую линию проложим в аксонометрии третьего вертикального сечения, построенного трубопровода (см. рис. 4.11).

Построение линии начинаем последнего участка. Чтобы на чертеже не было наложения линии потерь напора линию от начального напора в точках *A* и *B* откладывать потери напора по участкам вправо, параллельно и точно над принципиальной схемой (рис. 4.11).

Из построения пьезометрической линии следует, что истинный напор у всех потребителей, кроме потребителя С больше 10,0 м.

Вертикальной отрезок между напором напора

В примерах решения задач 4.3.1 и 4.3.2 расчёты сложных систем приведены без составления уравнений. Вероятно, что эти расчёты аналогичны расчёты простых систем (см. задачи 3.2). На примере решения задачи 4.3.3 предложен расчёт сложной системы путём составления уравнений Бернулли.

Задача 4.32.1. На водозаборной башне А, на поверхности воды в которой забираемое избыточное давление $(p_{изб})$, по трубе последовательно установлены трубы общей длины l_1 = 11 м; l_2 = 8 м; l_3 = 12 м. Диаметры и длины участков составных трубы: d_1 = 200 мм; l_1 = 100 м; d_2 = 150 мм; l_2 = 200 м; d_3 = 125 мм; l_3 = 150 м. Окончание самотечной линии у потребителя В должно быть на отметке 10 м. (h_{min} = 5 м). Действительный напор водонапорной башни H = 15 м. Потери напора в местных сопротивлениях принять 10% от потерь по длине. Трубы водопроводные новые. Построить пьезометрическую линию.

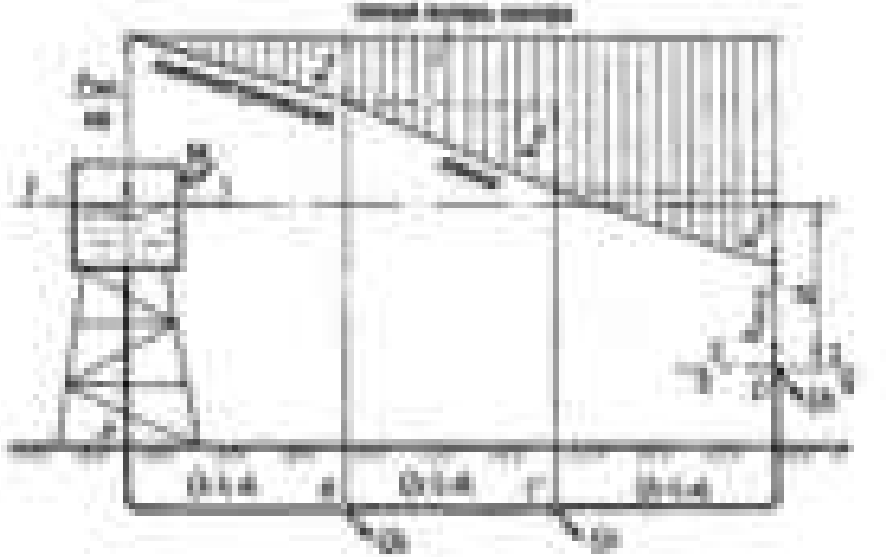


Рис. 4.32

Решение. Для расчёта системы (см. рис. 4.32) воспользуемся уравнением Бернулли со сравнительной плоскостью (см. рисунок 4.32.1).

1. Выбираем два сечения: на свободной поверхности воды в башне (от которого воды начнет считать рабочий путь), и у потребителя В.

2. Сечение проводим по свободной поверхности воды (от установки манометр), 0-0 по свободной поверхности воды; где установлен манометр, 0-0 по трубопроводу у потребителя В.

3. Из выражения (4.4) после умножения обеих частей уравнения на $\frac{2}{\rho v^2}$ получаем:

$$\xi = \frac{2\Delta p}{\rho v^2} = \frac{2\Delta p_{\text{тр}}}{\rho v^2} + \frac{2\Delta p_{\text{м}}}{\rho v^2} = \frac{2\Delta p_{\text{тр}}}{\rho v^2} + \sum \xi_{\text{м}}$$

4. Обозначив сумму $\frac{2\Delta p_{\text{тр}}}{\rho v^2}$ через $\xi_{\text{тр}}$, получим $\xi = \xi_{\text{тр}} + \sum \xi_{\text{м}}$.

5. Заменяем уравнение Бернулли в общем виде на приближенное следующему параметру:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_{\text{пот}}$$

$z_1 = h_1$ $\quad$ $z_2 = 0$

$p_1 = p_{\text{ат}} + p_{\text{изб}}$ $\quad$ $p_2 = p_{\text{ат}} + \rho g h_{\text{вак}}$

$v_1 = 0$ $\quad$ $v_2 = v$; $\alpha_1 = 1,0$; $h_{\text{пот}} = h_{\text{пот тр}}$

После подстановки параметров получаем:

$$H = \frac{p_{\text{изб}}}{\rho g} + \frac{p_{\text{вак}}}{\rho g} + \frac{p_{\text{ат}}}{\rho g} - \frac{p_{\text{ат}}}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g} + h_{\text{пот тр}}$$

Как уменьшить в уравнении 4.4, определяющем величину $\left(\frac{\alpha v^2}{2g}\right)$, или иначе коэффициент, можно пренебречь, поэтому после соответствующих сокращений уравнение Бернулли примет вид:

$$H = \frac{p_{\text{изб}}}{\rho g} + h_{\text{вак}} + h_{\text{пот тр}} \qquad (4.41)$$

Произведение уравнения (4.41) на веса избыточного напора $\left(\frac{p_{\text{изб}}}{\rho g}\right)$ на коэффициент запаса k (запас в действующего насоса (20) применяют применительно ввиду неопределенностей в системе $(k_{\text{зап}})$ и вакуумметрической высоты всасывания $(h_{\text{вак}})$.

Чтобы рассчитать сопротивление напорной трубы $(p_{\text{изб}})$ в формуле (4.41), следует определить потери напора в системе $(h_{\text{пот тр}})$.

Последовательность методики расчёта сложных систем (см. рисунок 4.4):

1. Разбиваем систему. На каждом участке имеем обозначение расхода и диаметры, соответствующие каждому диаметру трубы (1), (2), (3).

Расчитываем расходы на каждом участке через расходы потребителей:

$Q_1 = Q_2 + Q_3 + Q_4$ $\quad$ $Q_1 = 0,5$ м^3/с $= 0,0017$ м^3/с

$Q_2 = Q_3 + Q_4$ $\quad$ $Q_2 = 0,3$ м^3/с $= 0,0008$ м^3/с

$Q_3 = Q_4$ $\quad$ $Q_3 = 0,2$ м^3/с $= 0,0013$ м^3/с.

2. Потери напора воздуха в системе – $h_{сети}$. При последовательном соединении труб потери напора на всех участках суммируются (см. раздел 6.4.1). С учетом поправочного коэффициента на местные сопротивления получаем:

$$h_{сети} = 1,1(\Delta h_1 + h_2 + h_3),$$

затем с учетом формулы (5.21):

$$h_{сети} = 1,1(\Delta h_1 R_2 Q_2^2) = 1,1(R_1 Q_1^2 l_1 + R_2 Q_2^2 l_2 + R_3 Q_3^2 l_3). \qquad (6.44)$$

Расчетные потери напора в системе, принимая $R_1 = 0,78$ $Па/м^3$, $R_2 = 21,18$ $Па/м^3$, $R_3 = 91,80$ $Па/м^3$ (см. приложение табл. 6):

Для построения аэродинамической характеристики сети можно задать несколько расходов воздуха (не менее трех) и по формуле (6.44) произвести расчет трех сопротивлений:

$$h_{сети} = 1,1 R_1 Q_1^2 l_1; \quad h_{сети} = 1,1 \cdot 0,78 \cdot 0,017^2 \cdot 700 = 0,4\ кг/м^2;$$

$$h_{сети} = 1,1 R_2 Q_2^2 l_2; \quad h_{сети} = 1,1 \cdot 21,18 \cdot 0,017^2 \cdot 600 = 4,3\ кг/м^2;$$

$$h_{сети} = 1,1 R_3 Q_3^2 l_3; \quad h_{сети} = 1,1 \cdot 91,80 \cdot 0,017^2 \cdot 700 = 21,5\ кг/м^2;$$

$$h_{сети} = 0,4 + 4,3 + 21,5 = 31,2\ кг/м^2.$$

Обратимся к формуле (6.47) для определения полезного напора вентилятора ($h_{вен}$) и определим мощность электродвигателя:

$$\frac{P_{вен}}{\eta \eta'} = h_{вен} \cdot Q_{вен} \cdot K_3,$$

$$\frac{P_{вен}}{\eta \eta'} = 31,2 \cdot 1,9 \cdot 1,1 = 54,3\ кВт,$$

отсюда $h_{вен} = 54,3 \eta \eta' = 54,3 \cdot 0,7 \cdot 0,8 = 29,9\ кг/м^2 = 293\ Н/м^2$.

Подставляя найденную полезную мощность в формулу, можно, например, $\eta \eta' = 0,6$ не вводя (т.е. получим $\frac{P_{вен}}{\eta \eta'} = 54,3$ кВт – соответствует максимальному) значение $P_{вен} = 32,6$ кВт.

Можно полезную мощность $P_{вен} = 117$ кВт или $P_{вен} = 120$ кВт.

Ответ в условии 6.6 предполагается задача для самостоятельной работы, чтобы проверить знания по расчету сложной трубопроводной сети.

6.6. Задачи для самостоятельной работы по теме "Расчёт кольцевых трубопроводных систем"

Задача 6.6.1

Водонапорная башня A с отметкой 33,0 м питает два потребителя – B и C – через кольцо двух параллельных стальных труб. Пьезометрический напор в конце первого участка $h_1 = 13,0$ м. Определить расход воды по первому участку (Q_1) и расход потребителя C (Q_2), а также отметку потребителя C. Принять расход потребителя B $Q_B = 19$ л/с. Диаметры и длины участков кольцевой системы соответственно: $d_1 = 150$ мм, $l_1 = 800$ м; $d_2 = 125$ мм, $l_2 = 500$ м. Трубы водопроводные старые. Местные потери напора принять равными 5 % от потерь по длине. Построить пьезометрическую линию (рис. 6.13).

Ответ: $Q_1 = 11$ л/с; $Q_2 = 8$ л/с; отметка потребителя C равна 11,2 м.



Рис. 6.13

Задача 6.6.2

Из водонапорной башни A обеспечиваются водой три потребителя в точках B, C и D. Пьезометрическая высота напора в точке A $H = 30$ м; расходы потребителей $Q_B = 12$ л/с; $Q_C = 10$ л/с. Определить расход потребителя D (Q_D, л/с), а также отметку свободной поверхности воды в водонапорной башне, если истинный напор у потребителя D ($h_{ист.D}$) должен быть не менее 15 м. Принять диаметры и длины участков труб: $d_1 = 300$ мм, $l = 800$ м; $d_2 = 150$ мм, $l_2 = 500$ м; $d_3 = 125$ мм, $l_3 = 600$ м. Трубы водопроводные старые, местные потери напора составляют 10 % от потерь по длине. Построить пьезометрическую линию (рис. 6.14).

Ответ: $Q_D = 9$ л/с; отметка свободной поверхности воды в башне 35 м.



Рис. 4.14

Задача 4.4.3

На водопроводе (рис. 4.15) с избыточным напором на поверхности $H_{изб} = 15{,}0$ м$\cdot$ст. труба чугунная новая с эквивалентной шероховатостью $\Delta_э = 0{,}5$ мм подает воду потребителям B, C и D в количествах, указанных на схеме: $Q_B = Q_C = Q_D = Q$. У потребителя D – высокий холм (возвышенность). Определить расход воды Q, если длины участков трубы, диаметры и длины участков соответственно: $d_1 = 200$ мм, $l_1 = 800$ м; $d_2 = 150$ мм, $l_2 = 500$ м; $d_3 = 125$ мм, $l_3 = 600$ м. Дополнительный напор $H = 12$ м столба воды. Местными потерями напора пренебречь. Трубы водопроводные нормальные. Местные потери принять равными 10 % от потерь по длине. Построить пьезометрическую линию (рис. 4.15).

Решение. $Q_1 = 12{,}6$ л/с; $Q_2 = 11{,}8$ л/с; $Q_3 = 10{,}8$ л/с.



Рис. 4.15

Задача 4.4.3

От насосной установки по трубопроводной системе с параллельным соединением труб вода подается двум потребителям – А и В – с расходами Q_A = 18 л/с, Q_B = 13 л/с. Длины и диаметры участков системы: d_1 = 150 мм, l_1 = 500 м; d_2 = 125 мм, l_2 = 700 м; d_3 = 175 мм, l_3 = 600 м. Высота подъема воды к потребителю В – H_B = 4 м. Определить распределение расходов в параллельных участках труб, а также полные характеристики установленного после насоса ($H_{нас}$). Местные сопротивления принять равными 5 % от потерь по длине. Считать, что трубы эксплуатируются длительный условный срок службы (рис. 4.34).

Ответ: q_1 = 0,099 м^3/с; q_2 = 0,013 м^3/с; $H_{нас}$ = 3,01 м.



Рис. 4.34

Задача 4.4.4

Тупиковая система, предназначенная в основном для снабжения водой четырёх потребителей – А, В, С и D. Расходы потребителей: Q_A = 10 л/с; Q_B = 14 л/с; Q_C = 12 л/с; Q_D = 8 л/с.

Рассчитать диаметр труб на каждом участке при условии, что средняя скорость в трубах не должна превышать $v_{ср}$ = 1,2 м/с. Определить высоту водонапорной башни ($H_б$) или установленный напор ($H_{нас}$) у потребителей должна быть не менее 10 м. Длины участков сети: l_1 = 750 м; l_2 = 400 м; l_3 = 900м; l_4 = 310м. Трубы водопроводные новые чугунные. Потери напора в местных сопротивлениях принять равными 10 % от потерь по длине. Построить в пьезометрах пьезометрическую линию (рис. 4.35).

Ответ: высота водонапорной башни $H_{баш}$ = 18,2 м.

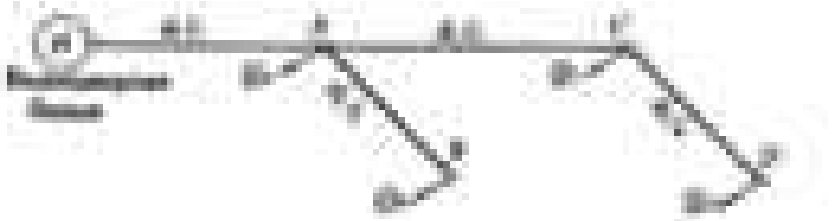


Рис. 6.11

Задача 6.6.6

Для зала обслуживания фабрики B и C с расходами $Q_B = 30$ л/с и $Q_C = 15$ л/с напорная от насосной установки (Задача 6.6.5) используется вода с потребителей: $h_B = 12,0$ м, $h_C = 10,0$ м, диаметры и длины трубопроводов: $d_1 = 150$ мм, $l_1 = 500$ м; $d_2 = 125$ мм, $l_2 = 400$ м. Определить диаметр воды на магистральном участке (2,1) достаточно диаметр трубы первого участка (от z_0) при условии, что эксплуатационная свободная напора $H_{св} = 1,2$ м/с, длина первого участка $l = 600$ м. Рассчитать основной материал (β_{max}) установленного выше насоса. Трубы асбестоцементные нормальные. Местные потери в местах отключения принять равными 10 % от потерь по длине (рис. 6.36).

Ответ: $Q_1 = 30$ л/с, $d_1 = 200$ мм; $\beta_{max} = 0,44$ м.



Рис. 6.36

Задача 6.6.7

Система водоснабжения, представленная в плане, имеет три потребителя – A, B и C. Определить расходы воды у потребителей (Q_A, Q_B, Q_C) и отм. свободных (или остаточных) напоров у потребителей: h_A = 18 м; h_B = 14 м; h_C = 16 м. Показания манометра, установленного после насоса, $p_{изб}$ = 3,7 ат. Потребители расположены на плоском горизонте. Диаметры и длины участков сети: d_1 = 200 мм, l_1 = 600 м; d_2 = 150 мм, l_2 = 800 м; d_3 = 125 мм, l_3 = 400 м. Трубы водопроводные чугунные. Потери напора в местных сопротивлениях принять равными 10 % от потерь по длине. Построить в изометрии пьезометрическую линию (рис. 6.26).

Ответ: расходы потребителей: Q_A = 9,8 л/с; Q_B = 19,6 л/с; Q_C = 7,3 л/с.



Рис. 6.26

Задача 6.6.8

Определить какое должно быть давление на поверхности воды в закрытом резервуаре ($p_{изб}$), из которого по системе труб с водоразборными отключателями вода поступает в другой открытый резервуар с заданным по поверхности $z_{рез}$ = 6,0 м. Общий расход воды в системе Q = 40,0 л/с.

Длины и диаметры водопроводной сети: d_1 = 150 мм, l_1 = 500 м; d_2 = 100 мм, l_2 = 500 м; d_3 = 100 мм, l_3 = 250 м; d_4 = 200 мм, l_4 = 600 м. Разность уровней воды в резервуарах H = 4 м. Трубы водопроводные чугунные. Местные сопротивления принять равными 10 % от потерь по длине.

Построить пьезометрическую линию (рис. 6.26).

Ответ: показание манометра, установленного на резервуаре $p_{изб}$ = 1,76 ат.

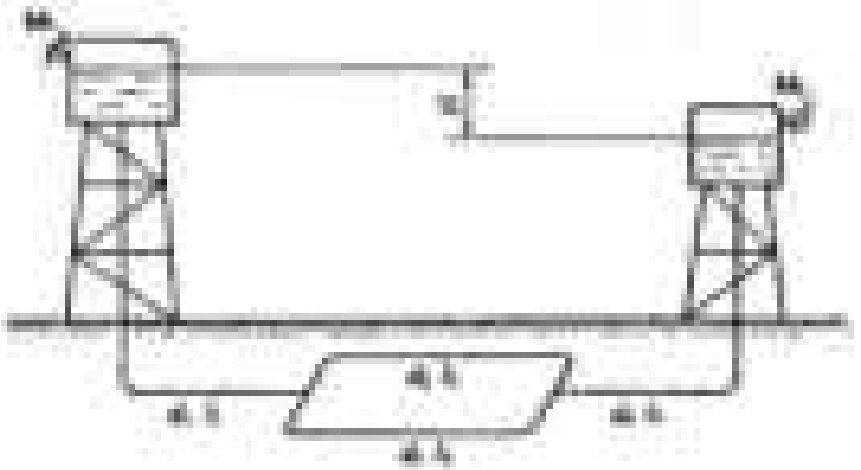


Рис. 6.40

Задача 6.6.9

От магистрали отходит ответвление из труб диаметром $d_1 = 219$ мм, $l_1 = 600$ м и $d_2 = 168$ мм, $l_2 = 400$ м, конец которого служит потребителем A с P = расходом $Q_A = 10$ л/с, $Z_A = 10$ м. На втором участке предусмотрена равномерная раздача воды с путевым расходом $Q_{пут} = 20$ л/с (рис. 6.41).

Определить истинные расходы у потребителей A и B, если пьезометрическая высота, необходимая в конце ответвления, $H_{пьез} = 2,0$ м.

Трубы водопроводные асбестовые. Местные сопротивления приняты равными 10 % от потерь по длине. Построить пьезометрическую линию.

Ответ: $h_{пьез.1} = 15,8$ м; $h_{пьез.2} = 13,7$ м.

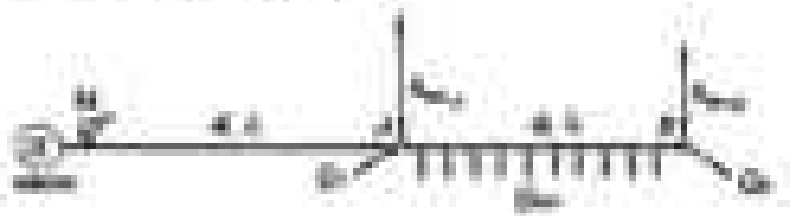


Рис. 6.41

Задача 6.4.10

По схеме кольцевых резервуаров – А и Б – вода подаётся насосами В с расходом Q_0 = 48 л/с. Определить расходы воды из резервуаров Q_1 и Q_2, которого сконструирована сеть, если длина и диаметр участков составляют: l_1 = 100 м, l_2 = 600 м; d_1 = 150 мм; l_3 = 200 м. Отметка резервуара А равна 17,8 м, резервуара Б – 12,8 м. Трубы водопроводные чугунные. Местные потери принять равными 5 % от потерь по длине (рис. 6.4).

Ответ: расходы из резервуаров Q_1 = 7,01 л/с; Q_2 = 3,49 л/с.



Рис. 6.11

Задача 6.4.11

Насос, развивая подачу Q = 30 л/с, перекачивает воду в резервуар по трубе переменного сечения под уровень H = 5,0 м. Определить показание манометра ($p_{изб}$), установленного на начале магистрали в начале расхода воды в конце трубы. Диаметр и длина переменных участков равны: d_1 = 150 мм; l_1 = 600 м; d_2 = 100 мм; l_2 = 400 м; d_3 = 125 мм; l_3 = 450 м. Трубы водопроводные чугунные. Местные потери составляют 10 % от потерь по длине (рис. 6.11).

Оценить, как изменится показание манометра, если конец или две переменных трубопровода будут плотными.

Ответ: p_1 = 10 м; p_2 = 5,7 м; p_3 = 6,2 м; $p_{изб}$ = 6,46 м.

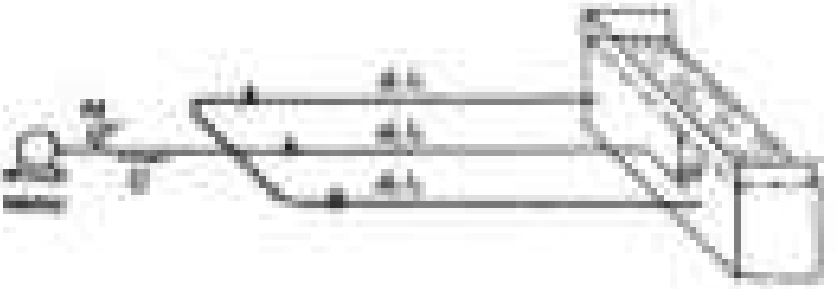


Рис. 6.43

Задача 6.6 (1)

На напорном баке *А* поля подачи воды потребителям – *B* и *C* (рис. 6.44) на отметке 3,0 м при необходимых расходах Q_B = 10 л/с; Q_C = 20 л/с по трубам d_1 = 250 мм; l_1 = 1500 м; d_2 = 200 мм; l_2 = 600 м. Как нужно произвести предложенное сокращение расхода воды и всю путевого расхода $Q_{пут}$ = 30 л/с.

Определить отметку уровня воды в напорном баке *A*. Трубы водопроводные чугунные, бывшие в местной эксплуатации (принять ранжирование 1,0 % от потерь напора по длине).

Обозначить отметку уровня воды в напорном баке равной 6,0 м.

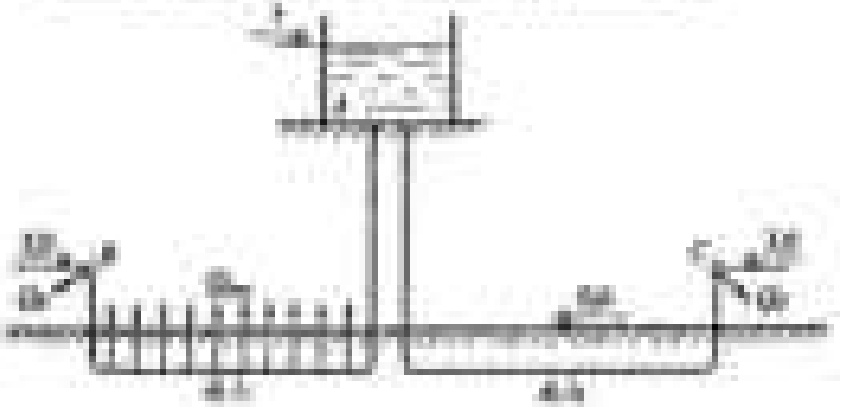


Рис. 6.44

Глава 7

ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТЕЙ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ И НАСАДКИ

В инженерной практике часто встречаются случаи истечения жидкости через отверстия и насадки, представляющие собой короткие патрубки различной конфигурации. Одной из задач истечения жидкости из отверстий и насадков является также определение расхода, или количества жидкости, протекающей через данное отверстие или насадок в единицу времени. Для решения этой задачи необходимо знать скорость движения жидкости в данном сечении потока, распределение скоростей по сечению потока и коэффициент сжатия струи.

Истечение может происходить при постоянном или переменном напоре. В первом случае движение жидкости считается установившимся.

Истечение жидкости может происходить в атмосферу и в пространство, заполненное жидкостью, а также в другой резервуар, частично заполненный жидкостью. Такие истечения называются затопленными или истечениями под уровень нижележащей жидкости.

Классификация отверстий

1. Малые отверстия в тонкой стенке (гидравлически и артистически).

2. Малые отверстия в толстой стенке. Толщина стенки меньше нескольких диаметров ($l = (1 \div 5)d_{отв}$, l – толщина отверстия), цилиндрической в месте отверстия.

3. Большие отверстия в тонкой стенке.

Малым отверстием считается такое, размеры которого не больше 1/4 высоты струи, поэтому отверстие не превышает 10 % вертикального размера отверстия. Дальнейший метод применяется для этих отверстий.

В противном случае, если размеры отверстия или высоты в тонкой стенке превышают 10 % отверстия считаются большими. При расчёте таких отверстий учитывается скорость под высотой и тонкой применяем отверстия.

Тонкой считается стенка, если толщина её (δ) не превышает трёх наименьших размеров отверстия. Например, для круглого отверстия $\delta \leq 3d_{отв}$, для квадратного отверстия $\delta \leq 3a$ (a – сторона квадрата).

Толстой считается стенка, толщина которой $\delta = (3 \div 10)d_{отв}$. Если толщина стенки больше, истечение только отличается сжатием, и тогда патрубок со такой толщиной называется цилиндрическим насадком.

Итак, цилиндрический насадок — это короткий патрубок длиной $l = (3 \div 10)d$, присоединённый к выходу отверстия в тонкой стенке.

Если длина патрубка $l > 10d$, то такие отверстия называют следует рассматривать как движение в открытой трубе.

Рассмотрим гидравлическую сторону расчёта истечения жидкости через отверстия и насадки.

7.4. Истечение жидкости из малого отверстия в атмосферу при постоянном напоре

При различных измерениях скорости истечения струйкой сжимающегося отверстия, как указано (2).

Рассмотрим малое отверстие в тонкой стенке закрытого резервуара, из поверхности которого в атмосферу действует абсолютное давление p_0, а сбоку струя из равно атмосферное (рис. 7.1, а). Отверстие малого (истинные отверстия не, отбрасывающий напор по оси отверстия H, сравнительно мало в результате постоянный).

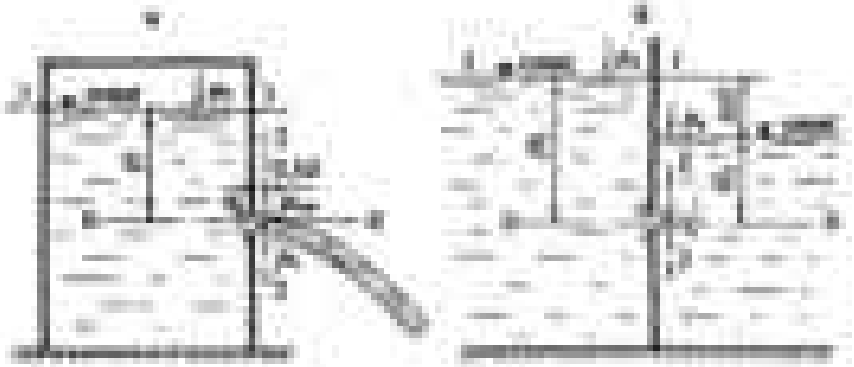


Рис. 7.1

При истечении жидкости через малое отверстие на расстоянии $0,5d$ струйкой наименьшее (сжатое) струи. Это можно объяснить инерцией частиц жидкости, перебегающей траекторий струи к центру, которая направляется, учитывая при этом отрыв. В сжатом сечении (скорость $v_{ск}$) давление жидкости можно считать атмосферным и принять для него уравнение Бернулли.

Для определения расхода жидкости через малое незатопленное отверстие, т. е. наиболее типичный в атмосферу, используем уравнение Бернулли, составленное сжатой методом (см. раздел 4.3.1):

1. Выберем две сечения: по свободной поверхности жидкости в резервуаре, проведем его горизонтально, сама жидкость $z = 0$, а на выходе струи в атмосферу со сжатому сечению, тот сечение проведем вертикально и совпадающим сжатым струи.

2. Сечения 1-1 и 0-0 ориентируем по направлению движения жидкости.

5. В выбранных начальных точках вычисляем значения f_1, f_2, $\frac{\partial f_1}{\partial x_1}$, $\frac{\partial f_1}{\partial x_2}$, $\frac{\partial f_2}{\partial x_1}$, $\frac{\partial f_2}{\partial x_2}$.

6. Проверяем выполнение неравенства $\max(|f_1|, |f_2|) < \varepsilon$. Если оно выполнено, то $x_1^{(k)}$ и $x_2^{(k)}$ являются искомыми корнями системы с точностью ε. Если нет, переходим к следующему пункту.

7. Решаем систему линейных уравнений (3.11) относительно $\Delta x_1^{(k)}$ и $\Delta x_2^{(k)}$ методом Гаусса с выбором главного элемента по столбцу.

8. Вычисляем $x_1^{(k+1)} = x_1^{(k)} + \Delta x_1^{(k)}$, $x_2^{(k+1)} = x_2^{(k)} + \Delta x_2^{(k)}$. Переходим к пункту 5.

Замечание. Если $\det J(x^{(k)}) = 0$, то итерационный процесс прерывается, так как в этом случае система уравнений (3.11) не имеет решения.

Пример выполнения задания

Найти с точностью $\varepsilon = 0{,}001$ положительный корень системы уравнений

$$\begin{cases} x_1^2 + x_2^2 - 4 = 0, \\ x_1 - x_2^2 = 0. \end{cases}$$

Решение. Построим графики функций $x_1^2 + x_2^2 - 4 = 0$ и $x_1 - x_2^2 = 0$ (рис. 3.1). Точки пересечения графиков являются решениями системы. Из рисунка видно, что положительный корень системы принадлежит отрезку $[1; 2]$.

Рис. 3.1

Выберем начальное приближение $x^{(0)} = (1{,}5;\ 1{,}5)$.

Вычислим $f_1(x^{(0)}) = 1{,}5^2 + 1{,}5^2 - 4 = -1{,}5$, $f_2(x^{(0)}) = 1{,}5 - 1{,}5^2 = -0{,}75$.

Вычислим $\frac{\partial f_1}{\partial x_1} = 2x_1$, $\frac{\partial f_1}{\partial x_2} = 2x_2$, $\frac{\partial f_2}{\partial x_1} = 1$, $\frac{\partial f_2}{\partial x_2} = -2x_2$.

Вычислим $\frac{\partial f_1}{\partial x_1}(x^{(0)}) = 3$, $\frac{\partial f_1}{\partial x_2}(x^{(0)}) = 3$, $\frac{\partial f_2}{\partial x_1}(x^{(0)}) = 1$, $\frac{\partial f_2}{\partial x_2}(x^{(0)}) = -3$.

Проверяем $\max(|-1{,}5|, |-0{,}75|) = 1{,}5 > \varepsilon$.

Решаем систему уравнений

$$\begin{cases} 3\Delta x_1^{(0)} + 3\Delta x_2^{(0)} = 1{,}5, \\ \Delta x_1^{(0)} - 3\Delta x_2^{(0)} = 0{,}75. \end{cases}$$

Получаем $\Delta x_1^{(0)} = 0{,}75$, $\Delta x_2^{(0)} = 0$.

Вычисляем $x_1^{(1)} = 1{,}5 + 0{,}75 = 2{,}25$, $x_2^{(1)} = 1{,}5 + 0 = 1{,}5$.

Проверяем $\max(|-0{,}9375|, |-0{,}5625|) = 0{,}9375 > \varepsilon$.

Решаем систему уравнений

$$\begin{cases} 4{,}5\Delta x_1^{(1)} + 3\Delta x_2^{(1)} = 0{,}9375, \\ \Delta x_1^{(1)} - 3\Delta x_2^{(1)} = 0{,}5625. \end{cases}$$

Получаем $\Delta x_1^{(1)} = 0{,}3125$, $\Delta x_2^{(1)} = -0{,}0833$.

Вычисляем $x_1^{(2)} = 2{,}25 + 0{,}3125 = 2{,}5625$, $x_2^{(2)} = 1{,}5 - 0{,}0833 = 1{,}4167$.

Проверяем $\max(|-0{,}0208|, |-0{,}0069|) = 0{,}0208 > \varepsilon$.

Решаем систему уравнений

$$\begin{cases} 5{,}125\Delta x_1^{(2)} + 2{,}8334\Delta x_2^{(2)} = 0{,}0208, \\ \Delta x_1^{(2)} - 2{,}8334\Delta x_2^{(2)} = 0{,}0069. \end{cases}$$

Получаем $\Delta x_1^{(2)} = 0{,}0069$, $\Delta x_2^{(2)} = 0$.

Вычисляем $x_1^{(3)} = 2{,}5625 + 0{,}0069 = 2{,}5694$, $x_2^{(3)} = 1{,}4167 + 0 = 1{,}4167$.

Проверяем $\max(|-0{,}0001|, |-0{,}0001|) = 0{,}0001 < \varepsilon$.

Ответ: $x_1 \approx 2{,}5694$, $x_2 \approx 1{,}4167$.

После интеграла будет отработана в течение 1 с разница $p_1 - p_{2к}$ по принудительной кривой $R_{max} = 0$.

Формулу (7.1) представим в виде

$$v_{2к} = \sqrt{\frac{2}{\rho(1 - \xi_{max})}(p_1 - p_{2к})}, \quad (7.2)$$

Введём коэффициент скорости φ:

$$\varphi = \sqrt{\frac{2}{\rho(1 - \xi_{max})}}, \quad (7.3)$$

Формула (7.2) принимает вид:

$$v_{2к} = \varphi\sqrt{(p_1 - p_{2к})}. \quad (7.4)$$

При расчёте расхода Q сжат через проточный коэффициент μ, площадь сужения которого в качестве основной расходной на площади самого отверстия:

$$Q = v_{2к} \cdot \omega_{2к}.$$

Произведение площади самого сечения (отверстия) на коэффициент сжатия ε и

$$\varepsilon = \frac{\omega_{2к}}{\omega}. \quad (7.5)$$

Расчётная формула для расхода с учётом формул (7.4) и (7.5):

$$Q = \varepsilon\varphi\omega\sqrt{(p_1 - p_{2к})}. \quad (7.6)$$

Произведение коэффициентов на обозначение через μ_{max}, который называется коэффициентом расхода отверстия:

$$\mu_{max} = \varepsilon\varphi.$$

Практическая расход жидкости через малое отверстие отверстие рассчитывается по формуле:

$$Q = \mu_{max}\omega\sqrt{(p_1 - p_{2к})}. \quad (7.7)$$

Рассмотрим малый симметричный отсек в плоской стенке, или оболочке из малого элемента вне границы (рис. 7.1, б).

Рассеяние энергии (работу) малого отсека в плоской стенке с оболочкой и атмосферу. Такой отсек является уравнение Эрмитова для отсеков 1-2 и 3-4, которые в которых соответственно $x_1 = R$; $x_2 = x_{max}$; связанных в выбранных сечениях $p_1 = p_{x_1}$; $p_2 = p_{x_2} = \rho g R_2$; плотность принимаем постоянной в пределах отсека $\rho_x = R$; $\rho_x = \delta$.

После преобразования уравнение Бернулли (скоростного напора) окончательно:

$$v_{ср} = \varphi_x \sqrt{2g(R_1 - R_2)}. \qquad (7.9)$$

Можно обозначить $R_1 - R_2 = \Delta R$, тогда обозначим, φx – действительный напор для истекающего отверстия. Расход жидкости через истекающее отверстие:

$$Q = \varphi_{сж} \omega_x \sqrt{2g\Delta R}. \qquad (7.9)$$

Формулы (7.7), (7.9), а равно как многие другие преобразованные частные формулы (5.1) можно обобщить. Такими обобщениями для всех видов истечений из отверстий и насадков формула расхода может быть представлена обобщенной формулой:

$$Q = \varphi \omega \sqrt{2g\Delta R}, \qquad (7.10)$$

где Φ – действительный (или приведенный) напор.

7.2. Физическая сущность теоремы Лагранжа Бернулли отверстия при истечении жидкости

Применение работ Лагранжа Бернулли отверстия прямоугольной формы, сторона которого b_0 напор над верхней кромкой отверстия H_0, под нижней H_1. Пусть напоры над верхней и нижней кромками отверстия отличаются более чем на 10 %, тогда в формуле расхода учитывают оба напора:

$$Q = \frac{2}{3} \varphi \omega_{сж} b_0 \sqrt{2g} \left[H_0^{3/2} - H_1^{3/2} \right]. \qquad (7.11)$$

Теоретический вывод формулы (7.11) следует искать не учебниках и других учебных пособиях.

7.2. Влияние вязкости на расход при истечении жидкости

По форме сосуда различают истечение из малого (рис. 7.2, а),
а) малого цилиндрического насадка (рис. 7.2, а);
б) внешнего цилиндрического насадка (рис. 7.2, б);
в) конического сходящегося насадка (рис. 7.2, в);
г) конического расходящегося насадка (рис. 7.2, г);
д) коноидального насадка (рис. 7.2, д)

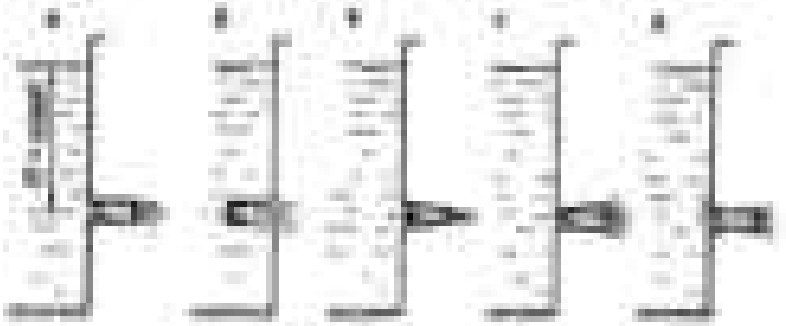


Рис. 7.2

Во всех этих насадках, кроме коноидального, струйка сжимается, как правило, на расстоянии 0,5d образуется сжатое сечение струи. В области сжатия возникают вихри, затем струя расширяется, заполняет весь насадок и выходит полным сечением.

Понятие вакуума внутри насадка основывается с помощью уравнения Бернулли, если расчёты ограничить в пределах сжатого сечения.

Вакуум внутри конических насадков расходящегося цилиндрического первому является и увеличивает пропускной способности насадка. Так, в цилиндрическом насадке вакуум $H_{вак} = 0{,}75$ м, тогда, согласно формуле (7.5)

$$Q = \varepsilon_{сж}\varphi\sqrt{2g(H + H_{вак})} = \varepsilon_{сж}\varphi\sqrt{2g \cdot 1{,}75H}.$$

Видно, что $\sqrt{1{,}75} = 1{,}32$, обозначим $1{,}32\varepsilon_{сж} = \varepsilon_{вак}$. Следовательно, пропускная способность внешнего цилиндрического насадка увеличится на 32%, коэффициент $\varepsilon_{вак} = 0{,}82 \cdot \varepsilon_{сж} = 1{,}32 \cdot 0{,}82 = 0{,}82$.

Такое обычно, несколько меньше — разрежение пропускной способности.

Внутренний двухфазный насадок используется, когда нужно увеличить производительность, но это позволяет условия высоты колонны ограничена высота.

Двухфазный трубчатый насадок дает возможность получить относительно струю с большой скоростью, используемой в гидроэлеваторах, брызгалках и на подобных устройствах. Коэффициент расхода насадка зависит от его конструкции. Он определяется значением угла конусности [7'24".

Внешний расширяющийся насадок дает увеличение пропускной способности на 60÷64 %, можно получить на выходе. Эти насадки применяются в некоторых установках, применяемых системах и др.

Оптимальный угол конусности 5° ÷ 7°. При увеличении угла конусности струя внутри насадка начинает отрываться от стенок насадка, вызывая его вытекание работа насадка, вследствие чего расход насадка уменьшается.

Коноидальный насадок выполнен по форме струи, вытекающей из малого отверстия, имеет малое сопротивление при обеспечении высокого обеспечивает сжимается на 40÷50 %. Такие насадки применяются в основе гидравлических турбин, применяемых оттяжками.

При гидравлических обследованиях истинные значения по опытной и основной. Были получены коэффициенты: α, ξ, φ, ε, μ. Значения этих коэффициентов зависят от многих факторов: формы отверстия, степени совершенства обработки кромок отверстия, скорости и интенсивности свистка струи, а также от числа Рейнольдса (Re). Эти коэффициенты определяются экспериментальным или расчетным аналитическим. Значения коэффициентов приведены в справочниках и учебниках. В данному учебному пособию значения коэффициентов α, ε и φ приведены в табл. 7.1.

Таблица 7.1

Значения коэффициентов истечения (α), сжатия (ε) и расхода (μ) для отверстий в тонкой

Вид отверстия, насадка	α	ε	μ
Малое отверстие	0,97	0,64	0,62
Большое прямоугольное отверстие	0,62	1,0	0,62
Внутренний цилиндрический насадок	0,71	1,0	0,71
Коноидальный сходящийся насадок	0,96	0,98	0,94
Коноидальный расширяющийся насадок	0,97	1,0	0,97
Коноидальный насадок	0,97	1,0	0,97

7.6. Пример решения задачи по теме "Истечение жидкости из отверстий и насадков"

Задача 7.6.1. На модернизацию системы регулируемого трубопроводного питания, в которой постоянно сжимается отверстие с площадью живого сечения $\omega_1 = 5\ дм^2$ на $\omega_2 = 2\ дм^2$, а причиной отверстия предполагается изменение (уменьшение) высоты плоского затвора на $\Delta a = 1,2\ дм$. Уровень воды в напорном водоёмке H (высота) постоянен $H = 3,0\ м$.

Определить расходные скорости v_1, v_2, v_3 и расход воды Q, вытекающей из под затвора. Сделать схему истечения (рис. 7.7).

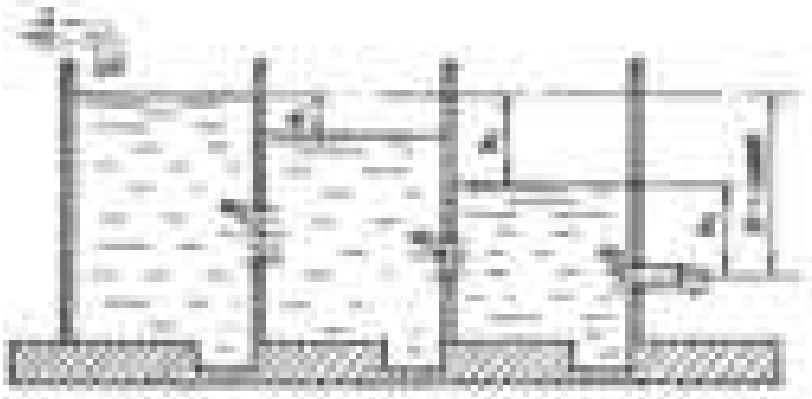


Рис. 7.7

Решение. По рис. 7.6 находим:

$$H = h_1 + h_2 \qquad (7.11)$$

Составим уравнение неразрывности потока, расходы воды через отверстия и насадок совпадают:

$$Q = Q_1 = Q_2 = const.$$

Расходы воды через каждое отверстие можно вычислить по формуле (7.10), а именно:

$$Q_1 = \varepsilon_{сж1} \omega_1 \sqrt{2gh_1},$$

$$Q_2 = \varepsilon_{сж2} \omega_2 \sqrt{2g(h_1 - h_2)},$$

$$Q_3 = \varepsilon_{сж3} \omega_3 \sqrt{2gh_2}.$$

Приравняем реакции в крайних опорах простой однопролетной (опорами не являются $\sqrt{2}g$), получим:

$$k_{1вар} k_{1\sqrt{2}} \sqrt{R_1} = k_{1вар} \alpha_{1\sqrt{2}} \sqrt{R_1 - R_2} + k_{2вар} \alpha_{2\sqrt{2}} \sqrt{R_2} \quad (3.15)$$

Подставим численные значения коэффициентов левой и правой частей (3.15) и коэффициентов разности (2) из табл. 7.1:

$$0{,}40 \cdot 3{,}0 \sqrt{R_1} = 0{,}40 \cdot 1{,}0 \sqrt{R_1 - R_2} + 0{,}80 \cdot 1{,}0 \sqrt{R_2}.$$

Приравняем опорные реакции, чтобы найти зависимость между моментами M_1, M_2, M_3 и затем решить это уравнение с применением (7.13):

$$M_1 = 4|q_1| \cdot M_2 / l_1^2, \text{ отсюда } M_2 = 0{,}33\, M_1;$$

$$1{,}46\, M_2 = 0{,}67\, M_3, \text{ отсюда } M_3 = 0{,}51\, M_2.$$

Подставим значения M_2 и M_3 первоначально через M_1 в уравнение (7.13):

$$0{,}33\, M_1 + 0{,}51 M_1 = 0{,}8 \cdot q_1, \text{ отсюда } M_1 = 0{,}49\, q_1; \text{ значит, } M_2 = 1{,}49\, q_1;\ M_3 = 1{,}27\, q_1.$$

Расход воды можно рассчитать через любую открытую расчетную черту горизонта:

$$Q = Q_1 = 0{,}40 \cdot 0{,}49 \cdot \sqrt{2 \cdot 9{,}8} \cdot 0{,}64 = 0{,}0566\ м^3/с = 56{,}6\ л/с.$$

Имеется полная вода в сооружении $h_1 = 0{,}49$ м; $h_2 = 1{,}49$ м; $h_3 = 1{,}27$ м; расход воды не изменяется $Q = 34{,}6$ л/с.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Представленное учебное пособие составлено на основании многолетнего преподавания курса гидравлики (гидравлики). Опыт методической работы показал, что основное внимание студентов по этому курсу вызывают только на первой решенной задаче. Решенная задача развивает самостоятельное планирование мышления.

На составленной для занятий каждой обучающей задачи в учебном пособии по гидравлике, мы не стали в этих пособиях подробно описывать методику решения задач по различным разделам и темам. Для студентов очень важно усвоить основу методику решения задач, чтобы сократить их решение простых и более сложных вопросов.

При разработке учебного пособия старались дать с небольшим приближением последовательности и порядка применения методики решения задач. Во многих задачах использованы графические методы решения, которые облегчают простое и наглядное планирование под решение задачи и конечный результат решения.

В учебном пособии дана только основа теории по изложению решения гидравлических, которые сами собой разумеются, студент должен обращаться к учебникам по этому курсу.

Кроме таблиц, приведенных в приложении, можно пользоваться многочисленными таблицами других учебников и учебных пособий, в этих случаях ссылки и данные могут незначительно отличаться.

Автор надеется, что учебное пособие предстанет интерес и принесет пользу в изучении курса гидравлики. Возможно, книга будет использована преподавателями вузов для организации практических занятий.

Авторы будут признательны за отзывы по книге, пожелания отправлять

Автор С. Н. Чиж

Алексеев А. Д., Жуковский Л. С., Яшков Л. Н. Сварочное и наплавочное дело. М.: Стройиздат, 1981. 464 с.

Арутюнов А. В., Кузнецов Н. Н., Ильин Ю. В. Задачник по сварочным ... М.: Энергия, 1978. 167 с.

Гайер В. Г., Дулин В. С., Лаун Н. И. Газовая сварка и наплавка. 4-е изд. М.: Недра, 1981. 311 с.

Лабораторный практикум по сварочным процессам: Учеб. пособие / Н. О. Окунев, В. М. Кушнарев, В. Е. Чигинцев, Ю. Д. Шестаков; Под ред. В. Е. Чигинцева. 2-е изд., перераб. М.: Высш. шк., 1983. 216 с.

Оборудование для сварки плавлением: Учеб. пособие/Под ред. А. Д. Алексеева. М.: Стройиздат, 1978. 256 с.

Сборник задач по технологии сварочного производства: Учеб. пособие/Под ред. В. В. Куликовского и Л. Т. Тумилко. 4-е изд. М.: Машиностроение, 1981. 264 с.

Чулков Р. Л. Газовая сварка (технология, техника, материалы). Л.: Энергоиздат, 1982. 432 с.

Таблица 1

Плотность, коэффициент изобарического теплового расширения, условная вязкость некоторых жидкостей

Жидкость	Плотность ρ, кг/м^3	Коэффициент изобарического теплового расширения α_p, 10^{-4} К$^{-1}$	Условная вязкость $^\circ$ВУ (ВУ)
Нефть тяжелая	900	5,64	16
Масляный гудрон	920	5,71	2 000
Керосин	770–830	8,28	–
Бензин	710–750	9,58	–
Мазут сорта I (+ 20 °С)	940–960	6,83–6,91	–
Глицерин	1260	5,3	12
Нефть	870–930	7,24–7,51	1,5–4,0
Масло трансформаторное	880	6,95–6,97	1,8–4,0
Масло компрессорное	900	6,9–7,0	3,0–4,0

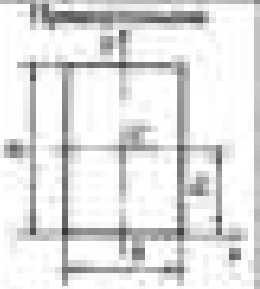
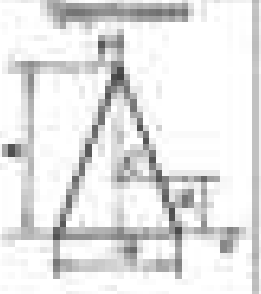
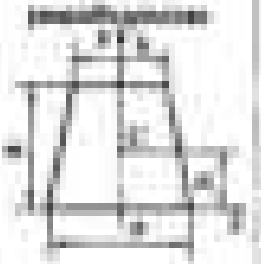
Таблица 2

Приближенная шкала электромагнитных излучений

Излучение	ν_0, (Гц)	$\lambda_0 = c/\nu_0$, (м)	$\lambda_0 = \lambda_0/2\pi$, (м)	$\omega_0 = 2\pi\nu_0$, (Гц)	$k_0 = \omega_0/c$, (1/м)	$\omega_0 = \omega_0/c$, (с/м)	$N_{ph} = \frac{4\pi}{3}\nu_0^3\frac{h}{c^3}$, (1/м^3)
1 Гц (Гц)	1	$3{,}0 \cdot 10^8$	$4{,}77$	$6{,}28$	$2{,}09 \cdot 10^{-8}$	$3{,}34 \cdot 10^{-9}$	10^{-7}
$3{,}0 \cdot 10^8$ (м/с)	$6{,}0 \cdot 10^7$	1	10^0	10^0	10	$7{,}5 \cdot 10$	$6{,}0 \cdot 10^{-1}$
1 м/с	$6{,}0 \cdot 10^7$	10^0	1	1	10^0	$7{,}5 \cdot 10^0$	$6{,}0 \cdot 10^{-1}$
1 рад/с (Гц)	$6{,}0 \cdot 10^7$	10^0	1	1	10^0	$7{,}5 \cdot 10^0$	$6{,}0 \cdot 10^{-1}$
1 м (Гц)	$6{,}0 \cdot 10^7$	$6{,}0$	10^0	10^0	1	$7{,}5 \cdot 10$	$6{,}0 \cdot 10^{-1}$
1 мм (Гц)	$7{,}5 \cdot 10$	$4{,}0 \cdot 10^{-7}$	$7{,}5 \cdot 10$	$7{,}5 \cdot 10$	$7{,}5 \cdot 10^{-7}$	1	$1{,}5 \cdot 10^{-7}$
1 Гц	10^0	$1{,}0 \cdot 10^{-8}$	$6{,}0 \cdot 10^{-1}$	$6{,}0 \cdot 10^{-1}$	$6{,}0 \cdot 10^{-1}$	$7{,}5 \cdot 10^{-9}$	1

Таблица 1

Координаты центров тяжести, площади и моменты инерции плоских фигур относительных горизонтальной центральной оси

Название фигуры	Координаты центра тяжести y_c	Площадь фигуры A	Момент инерции J_x
Прямоугольник 	$\frac{h}{2}$	bh	$\frac{bh^3}{12}$
Треугольник 	$\frac{h}{3}$	$\frac{bh}{2}$	$\frac{bh^3}{36}$
Трапеция равнобедренная 	$\frac{h(a+2b)}{3(a+b)}$	$\frac{h(a+b)}{2}$	$\frac{h^3(a^2+4ab+b^2)}{36(a+b)}$

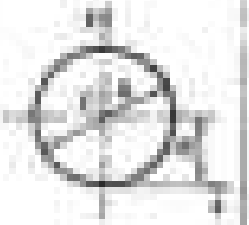
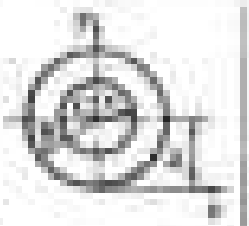
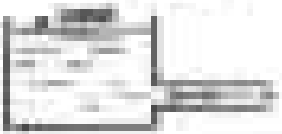
Круг 			
Полукруг 			
Кольцо 			
Кольцо 			

Таблица 9

Местные коэффициенты

Тип, схема местного сопротивления	Коэффициент местного сопротивления ζ
Вход в трубу $h_м = \zeta_м \frac{v^2}{2g}$ 	При острых кромках $\zeta_м = 0{,}5$; при закруглённых кромках и плавном входе $\zeta_м = 0{,}2$; при конусном плавном входе $\zeta_м = 0{,}05$
Внезапное расширение $h_м = \zeta_{вн.р} \frac{v_1^2}{2g}$ 	$\zeta_{вн.р} = \left[\frac{\omega_1}{\omega_2} - 1\right]^2$
Выход из трубы в резервуар большого размера (вентиляционная, аварийная или аналогичная) $h_м = \zeta_{вых} \frac{v_1^2}{2g}$ 	$\zeta_{вых} = 1{,}0$
Внезапное сужение $h_м = \zeta_{вн.с} \frac{v_2^2}{2g}$ 	$\zeta_{вн.с} = f\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)$

$\frac{\omega_2}{\omega_1}$	0,01	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8
$\zeta_{вн.с}$	0,50	0,45	0,40	0,30	0,20	0,10

Рабочие сопротивления

Поворот трубы (колена) на каждые 10° направления



Угол α	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°
$\zeta_{пов}$	0,25	0,40	0,55	0,70	0,80	0,90	0,95

Отвод с углом поворота $\alpha = 90°$

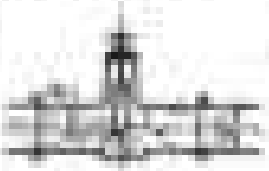
$$\zeta_{пов} = \zeta_{пов} \frac{\alpha}{90}$$



$\frac{R_{пов}}{d}$	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5
$\zeta_{пов}$	0,27	0,23	0,22	0,20	0,19
$\frac{R_{пов}}{d}$	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0
$\zeta_{пов}$	0,18	0,17	0,16	0,15	0,14

При угле в 90° значения $\zeta_{пов}$ умножить на 1,13

Колонка труб



α	Условия измерения	1,0	2,0
$\zeta_{пов}$	$\frac{R_{пов}}{d} = 1$	0,24	0,22
$\zeta_{пов}$	$\frac{R_{пов}}{d} = 2$	0,19	0,18
$\zeta_{пов}$	$\frac{R_{пов}}{d} = 3$	0,19	0,18

Крестовина труб Ø



α				
$\zeta_{пов}$	0,24	0,24	0,24	0,24
α	90	90	90	
$\zeta_{пов}$	0,24	0,24	0,24	

Окончание таблицы 4

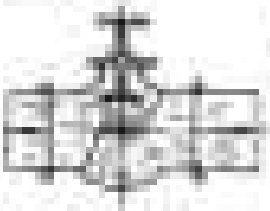
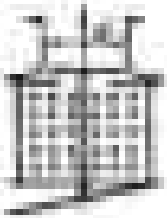
Фонарь	Местные сопротивления. Коэффициенты сопротивления, $\Delta\zeta \cdot 10^4$						
	$d_{вых}$	0,07	0,08	0,09	0,10	0,12	0,14	0,16
	$\Delta\zeta$	0,30	0,28	0,26	0,24	0,22	0,21	0,20
Диффузор с щелью	$\Delta\zeta \cdot 10^4$							
	$\frac{d_1}{d_2}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
	$\Delta\zeta$	0,07	0,062	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01
Пластинчатый отвод с сеткой, $\Delta\zeta \cdot 10^4$	$d_{вых}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
	$\Delta\zeta$	1,5	0,3	0,16	0,1	0,07	0,05	0,03
	Для других значений углов при коэффициенте гидравлического сопротивления $\zeta_{тр} = 0,25$; при отсутствии гидравлического сопротивления $\zeta_{тр} = 0$							

Таблица 5

Коэффициенты гидравлического трения неорганизованных труб при $\alpha = 90°$

$d_{вых}$, м	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
λ	0,036	0,034	0,032	0,031	0,030	0,029
$d_{вых}$, м	0,08	0,09	0,10	0,12	0,14	0,16
λ	0,41	0,33	0,28	0,24	0,21	0,19

Таблица 6

Значения коэффициентов абсолютной шероховатости $k_э$ и трубы

Материал и вид трубы	Состояние трубы	$k_э$, мм
Тянутые из стекла и цветных металлов, бесшовные стальные	Новые, тщательно склеены	0,001
	Новые и чистые, тщательно сделанные	0,014
	После использования для нефтепродуктов	0,2
Стальные сварные	Новые и чистые	0,06
	С незначительной коррозией после очистки	0,15
	Умеренно заржавленные	0,3
	Старые заржавленные	1
	Сильно заржавленные или с большими отложениями	3
Чугунные	Новые асфальтированные	0,12
	Новые без покрытия	0,3
	Бывшие в употреблении	1
	Очень старые	3
Бетонные	Новые, тщательно изготовленные, гладкие	0,03
	Новые шероховатые	0,3
	Бывшие в употреблении	0,3 ÷0,8
	Из необработанного бетона	1,5

Таблица 7

Анализ коэффициентов корреляции и их статистической значимости (Свиноматки, Агрокомплекс «Ивановский»)

Категория	Характеристика измерения	r	t-кр
I	Жизнеспособная сказала поверхность, опорный чистый	0,08	1,1
II	Весной поверхность встречаемый данный, хорошо приложим. Используется на высоте нужного	0,010	180
III	Дочерняя сложная штукатурка. Частые новые материалы, кусковой и мелкими трубы, хорошо установлен и закреплен	0,11	90,9
IV	Электрический диплом, хорошо приложим. Водопроводные трубы в нормальном условии, частые частые влагозащитные трубы, частые коррозия бетонирования	0,01	41,2
V	Тяжелая новая, хорошая хорошая новая. Металлические трубы в нормальном условии. Частичная загрязнённая водопроводные трубы	0,01	16,8
VI	Загрязнённая трубы (электрический и металлический), грузовая хорошая новая, бетонирована покрыта и средних условиях	0,014	11,3
VII	Средняя хорошая новая, обработана от плохих частей и сильных условиях. Значительно загрязнённая водопроводная. Время: по хорошим работам	0,01	10,7
VIII	Загрязнённый бульон новый, старая покрытие и новая, прокатанная трубы бетонирована. Тяжелая частые хорошо разработанный новый	0,017	10,4

Таблица 8

Значения величин C, k, A и $1/R^2 = A$ для определения коэффициента трения, вычисленные по формуле (4), (5), Пажимавшем при $n = 0{,}013$

d, мм	C	k	A, $м^{-4}$	$1/R^2$
50	44,79	0,2191	0,00687	0,0063
75	47,01	0,168	0,0167	0,0154
100	48,44	0,1511	0,0328	0,0301
125	49,47	0,1411	0,0551	0,0506
150	50,23	0,1346	0,0836	0,0768
200	51,42	0,1259	0,1545	0,142
250	52,33	0,1211	0,2472	0,227
300	53,08	0,1179	0,3621	0,333
350	53,71	0,1154	0,5	0,459
400	54,25	0,1134	0,6611	0,607
450	54,73	0,1118	0,8455	0,776
500	55,16	0,1104	1,053	0,967
600	55,91	0,1083	1,519	1,395
700	56,51	0,1067	2,068	1,899
800	57,01	0,1054	2,702	2,481
900	57,43	0,1044	3,421	3,142
1000	57,78	0,1035	4,225	3,879
1200	58,37	0,1021	6,105	5,607

Таблица 9

Значения коэффициента условного сопротивления A ($с^2/м^4$) для расчёта трубопроводов при квадратичном законе сопротивления и неравномерном распределении скоростей β

Диаметр d, мм	$n = 0{,}011$ мм	$n = 0{,}012$ мм	$n = 0{,}013$ мм
50	0,0763	0,0806	0,0852
75	0,0186	0,0197	0,0208
100	0,008	0,0085	0,009
125	0,0042	0,0044	0,0047
150	0,0025	0,0026	0,0028
200	0,0011	0,0012	0,0012
250	0,0006	0,0006	0,0006
300	0,0003	0,0003	0,0003
350	0,0002	0,0002	0,0002
400	0,0001	0,0001	0,0001
450	0,0001	0,0001	0,0001
500	0,0001	0,0001	0,0001

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ 3
ВВЕДЕНИЕ 4
ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЖИДКОСТЯХ 6
Раздел первый. ГИДРОСТАТИКА 8
Глава I. ГИДРОСТАТИЧЕСКОЕ ДАВЛЕНИЕ В ЖИДКОСТИ 8
1. Понятие гидростатического давления 8
1.1. Свойства гидростатического давления 9
1.2. Основное уравнение гидростатики. Абсолютное, манометрическое, вакуумметрическое давления 9
1.3. Основной закон. Понятие гидростатической высоты. Эпюры гидростатического давления 9
1.4. Единицы измерения давления 9
1.5. Примеры решения задач по теме "Гидростатическое давление в жидкости" 10
1.6. Задачи для самостоятельной работы по теме "Гидростатическое давление в жидкости" 11
Глава 2. СИЛА ДАВЛЕНИЯ ЖИДКОСТИ НА ПЛОСКУЮ ПОВЕРХНОСТЬ 11
2.1. Аналитический метод определения силы давления жидкости 12
2.2. Графо-аналитический метод расчёта силы давления и центра давления на прямоугольную поверхность 13
2.3. Примеры решения задач по теме "Расчёт силы давления жидкости на плоскую поверхность" 23
2.4. Задачи для самостоятельной работы по теме "Сила давления жидкости на плоскую поверхность" 40
Глава 3. СИЛА ДАВЛЕНИЯ ЖИДКОСТИ НА КРИВОЛИНЕЙНЫЕ ПОВЕРХНОСТИ 41
3.1. Основные понятия и определения 42
3.2. Примеры решения задач по теме "Расчёт силы давления жидкости на криволинейные поверхности" 43
3.3. Задачи для самостоятельной работы по теме "Сила давления жидкости на криволинейные поверхности" 52
Раздел второй. ГИДРОДИНАМИКА 55
Глава 4. ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ И ЗАКОНОМЕРНОСТИ РЕЖИМЫ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ 55
4.1. Основные понятия о параметрах движения жидкости 55
4.2. Понятие о расходе жидкости и потоке жидкости 56
4.3. Гидравлические элементы потока 61
4.4. Режимы жидкости. Опыты Осборна Рейнольдса. Уравнение неразрывности потока 62

4.5. Полиномы уравнений подразделения. Уравнения Деслиза-Дюбуссона ... 64
4.5.1. Уравнения Безу-Сильвестра для полиномиальной скобки полиномиальной кривой ... 65
4.5.2. Интерполяционные уравнения Безу-Сильвестра ... 80
4.5.3. Уравнения Безу-Сильвестра для полиномиальной скобки рациональной кривой ... 96
4.5.4. Уравнения Безу-Сильвестра для полиномиальной скобки рациональной кривой ... 100
4.5.5. Полиномиальные определители скалярного и векторного типов. Расчёт скобок и метод Гаусса ... 102
4.5.6. Дуальные уравнения Безу-Сильвестра для полиномиальной скобки и скобки скалярного умножения ... 104
4.5.7. Матричная постановка уравнения Безу-Сильвестра для решения геометрических и алгебраических задач ... 106
4.5.8. Приёмы для снижения порядков и степеней, возникающих при применении Безу-Сильвестра ... 108
4.6. Решение линейных алгебраических ... 111
Глава 5. РАЗРАБОТКА ПРОГРАММНОЙ ... 113
5.1. Потери энергии в полиномиальных ... 113
5.2. Потери энергии на длине при ламинарном режиме движения ... 113
5.3. Потери энергии на длине при турбулентном режиме ... 114
5.3.1. Понятие о гидравлически гладких и шероховатых трубах ... 116
5.3.2. Потери энергии по длине в трубах с неполной шероховатостью ... 119
5.3.3. Потери энергии по длине, вызываемые ... 120
Раздел третий. ПРИЛАДНАЯ ... 123
Глава 6. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ ... 123
6.1. Расчёт простых трубопроводных систем ... 123
6.1.1. Расчёт простой трубопроводной системы с изменением расхода и напора ... 124
6.1.2. Расчёт простой трубопроводной системы с изменением уровня ... 127
6.1.3. Методика расчёта простых трубопроводных систем ... 129
6.2. Примеры решения задач по теме "Расчёт простых трубопроводных систем" ... 132
6.3. Задачи для самостоятельной работы по теме "Расчёт простых трубопроводных систем" ... 148
6.4. Расчёт сложных трубопроводных систем ... 160

6.4.1. Системы с последовательным соединением труб 168
6.4.2. Системы с параллельным соединением труб 170
6.4.3. Разветвленные сети, или тупиковые системы 172
6.4.4. Системы с путевым расходом жидкости 176
6.5. Примеры решения задач по теме "Расчет сложных трубопроводных систем" 177
6.6. Задачи для самостоятельной работы по теме "Расчет сложных трубопроводных систем" 186
Глава 7. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТЕЙ ИЗ ОТВЕРСТИЙ И НАСАДКОВ 191
7.1. Истечение жидкости из малого незатопленного и затопленного отверстий в тонкой стенке 191
7.2. Истечение жидкости через большие боковые отверстие при постоянном напоре 198
7.3. Истечение жидкости из резервуара при постоянном напоре 199
7.4. Пример решения задачи по теме "Истечение жидкости из отверстий и насадков" 201
Заключение 203
Библиографический список 204
Приложения 207

Учебное издание

Чаус Светлана Ивановна

ГИДРОМЕХАНИКА
и аэродинамика в задачах

Учебное пособие

Редактор изд-ва О. В. Устьянцева

Компьютерная обработка авторская

Подписано в печать 28.12.98 г. Бумага офсетная. Формат 60x84 1/16.
Гарнитура Times New Roman. Печать на ризографе.
Усл. п. л. 13,02. Уч.-изд. л. 13,5. Тираж 400 экз. Заказ 218

Издание УГТУ
620144, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30
Полиграфическая производственная фирма УГТУ
620219, г. Екатеринбург, ул. К. Либкнехта, 42



МИНОБРНАУКИ РОССИИ

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

МЕТОДИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

Специальность
21.05.04 Горное дело

Специализация
Мехатроника и робототехника промышленных комплексов

Екатеринбург

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ 3
ВИДЫ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ СТУДЕНТА 4
МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПОДГОТОВКЕ КО ВСЕМ ВИДАМ ТЕКУЩЕГО КОНТРОЛЯ 4
Повторение материала лекций и самостоятельное изучение курса 4
Подготовка к практическим занятиям и лабораторным работам 5
Подготовка и написание контрольной работы 6
Подготовка к выполнению и написанию курсовой работы (проекта) 7
МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПОДГОТОВКЕ К ПРОМЕЖУТОЧНОЙ АТТЕСТАЦИИ 8
Подготовка к зачёту 8
Подготовка к экзамену 8

ВВЕДЕНИЕ

Самостоятельная работа студентов – это разнообразные виды деятельности студентов, осуществляемые под руководством, но без непосредственного участия преподавателя в аудиторное и/или внеаудиторное время.

Это особая форма обучения по заданиям преподавателя, выполнение которых требует активной мыслительной, поисково-исследовательской и аналитической деятельности.

Методологическую основу самостоятельной работы студентов составляет деятельностный подход, когда цели обучения ориентированы на формирование умений решать типовые и нетиповые задачи, то есть на реальные ситуации, где студентам надо проявить знание конкретной дисциплины, использовать внутрипредметные и межпредметные связи.

Цель самостоятельной работы – закрепление знаний, полученных на аудиторных занятиях, формирование способности принимать на себя ответственность, решать проблему, находить конструктивные выходы из сложных ситуаций, развивать творческие способности, приобретение навыка организовывать своё время

Кроме того самостоятельная работа направлена на обучение студента осмысленно и самостоятельно работать сначала с учебным материалом, затем с научной информацией, заложить основы самоорганизации и самовоспитания с тем, чтобы привить умение в дальнейшем непрерывно повышать свой профессиональный уровень.

Самостоятельная работа реализует следующие задачи:

- систематизация и закрепление полученных теоретических знаний и практических умений студентов;
- углубление и расширение теоретических знаний;
- формирование умений использовать нормативную, правовую, справочную документацию и специальную литературу;
- развитие познавательных способностей и активности студентов: творческой инициативы, самостоятельности, ответственности и организованности;
- формирование самостоятельности мышления, способностей к саморазвитию, самосовершенствованию и самореализации;
- формирование практических (общеучебных и профессиональных) умений и навыков;
- развитие исследовательских умений;
- получение навыков эффективной самостоятельной профессиональной (практической и научно-теоретической) деятельности.

В учебном процессе выделяют два вида самостоятельной работы:

- аудиторная;
- внеаудиторная.

Аудиторная самостоятельная работа по дисциплине выполняется на учебных занятиях под непосредственным руководством преподавателя и по его заданию.

Внеаудиторная самостоятельная работа – планируемая учебная, учебно-исследовательская, научно-исследовательская работа студентов, выполняемая во внеаудиторное время по заданию и при методическом руководстве преподавателя, но без его непосредственного участия.

Самостоятельная работа, не предусмотренная образовательной программой, учебным планом и учебно-методическими материалами, раскрывающими и конкретизирующими их содержание, осуществляется студентами инициативно, с целью реализации собственных учебных и научных интересов.

Для более эффективного выполнения самостоятельной работы по дисциплине преподаватель рекомендует студентам источники и учебно-методические пособия для работы, характеризует наиболее рациональную методику самостоятельной работы, демонстрирует ранее выполненные студентами работы и т. п.

ВИДЫ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ СТУДЕНТА

Основные формы организации самостоятельной работы студентов определяются следующими параметрами:

- содержание учебной дисциплины;
- уровень образования и степень подготовленности студентов;
- необходимость упорядочения нагрузки студентов при самостоятельной работе.

В соответствии с реализацией рабочей программы дисциплины в рамках самостоятельной работы студенту необходимо выполнить следующие виды работ:

для подготовки ко всем видам текущего контроля:

- повторение материала лекций;
- самостоятельное изучение курса;
- подготовка к практическим занятиям и лабораторным работам;
- подготовка к контрольной работе, написание контрольной работы;
- выполнение и написание курсовой работы (проекта);

для подготовки ко всем видам промежуточной аттестации:

- подготовка к зачёту;
- подготовка к экзамену.

Особенностью организации самостоятельной работы студентов является необходимость не только подготовиться к сдаче зачета /экзамена, но и собрать, обобщить, систематизировать, проанализировать информацию по темам дисциплины.

Технология организации самостоятельной работы студентов включает использование информационных и материально-технических ресурсов образовательного учреждения.

Самостоятельная работа может осуществляться индивидуально или группами студентов как online, так и на занятиях в зависимости от цели, объема, конкретной тематики самостоятельной работы, уровня сложности, уровня умений студентов.

В качестве форм и методов контроля внеаудиторной самостоятельной работы студентов могут быть использованы обмен информационными файлами, семинарские занятия, тестирование, опрос, доклад, реферат, самоотчеты, контрольные работы, защита контрольных и курсовых работ (проектов), защита зачётных работ в виде доклада с презентацией и др.

Текущий контроль результатов внеаудиторной самостоятельной работы студентов осуществляется в пределах времени, отведенного на обязательные учебные занятия по дисциплине.

Промежуточный контроль результатов внеаудиторной самостоятельной работы студентов осуществляется в пределах времени, отведенного для сдачи экзамена / зачёта.

В методических указаниях по каждому виду контроля представлены материалы для самостоятельной работы и рекомендации по организации отдельных её видов.

МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПОДГОТОВКЕ КО ВСЕМ ВИДАМ ТЕКУЩЕГО КОНТРОЛЯ

Повторение материала лекций и самостоятельное изучение курса

Лекционный материал по дисциплине излагается в виде устных лекций преподавателя во время аудиторных занятий. Самостоятельная работа студента во время лекционных аудиторных занятий заключается в ведении записей (конспекта лекций).

Конспект лекций, выполняемый во время аудиторных занятий, дополняется студентом при самостоятельном внеаудиторном изучении некоторых тем курса. Самостоятельное изучение тем курса осуществляется на основе списка основной и дополнительной литературы к дисциплине.

Перечень основной и дополнительной учебной литературы, необходимой для освоения дисциплины приведён в рабочей программе дисциплины.

Рекомендуемые задания для самостоятельной внеаудиторной работы студента, направленные на повторение материала лекций и самостоятельное изучение тем курса:

для овладения знаниями:

- конспектирование текста;
- чтение основной и дополнительной литературы;
- составление плана текста;
- работа со словарями, справочниками и нормативными документами;
- просмотр обучающих видеозаписей.

для закрепления и систематизации знаний:

- работа с конспектом лекций;
- повторная работа над учебным материалом;
- составление таблиц для систематизации учебного материала;
- изучение нормативных материалов;
- составление плана и тезисов ответа на вопросы для самопроверки;
- ответы на вопросы для самопроверки;
- составление библиографических списков по изучаемым темам.

для формирования навыков и умений:

- выполнение рисунков, схем, эскизов оборудования;
- рефлексивный анализ профессиональных умений.

Тематический план изучения дисциплины и содержание учебной дисциплины приведены в рабочей программе дисциплины.

Вопросы для самопроверки приведены учебной литературе по дисциплине или могут быть предложены преподавателем на лекционных аудиторных занятиях после изучения каждой темы.

Подготовка к практическим занятиям и лабораторным работам

Практические занятия по дисциплине выступают средством формирования у студентов системы интегрированных умений и навыков, необходимых для освоения профессиональных компетенций, а также умений определять, разрабатывать и применять оптимальные методы решения профессиональных задач.

На практических занятиях происходит закрепление теоретических знаний, полученных в ходе лекций, осваиваются методики и алгоритмы решения типовых задач по образцу и вариантных задач, разбираются примеры применения теоретических знаний для практического использования, выполняются доклады с презентацией по определенным учебно-практическим, учебно-исследовательским или научным темам с последующим их обсуждением.

Рекомендуемые задания для самостоятельной внеаудиторной работы студента, направленные на подготовку к практическим занятиям:

для овладения знаниями:

- чтение основной и дополнительной литературы;
- работа со словарями, справочниками и нормативными документами;
- просмотр обучающих видеозаписей.

для закрепления и систематизации знаний:

- работа с конспектом лекций;
- ответы на вопросы для самопроверки;
- подготовка публичных выступлений;
- составление библиографических списков по изучаемым темам.

для формирования навыков и умений:

- решение задач по образцу и вариативных задач;
- выполнение рисунков, схем, эскизов оборудования;

– рефлексивный анализ профессиональных умений.

Тематический план изучения дисциплины и содержание учебной дисциплины приведены в рабочей программе дисциплины.

Лабораторные занятия по дисциплине выступают средством формирования у студентов навыков работы с использованием лабораторного оборудования, планирования и выполнения экспериментов, оформления отчётной документации по выполнению лабораторных работ.

Рекомендуемые задания для самостоятельной внеаудиторной работы студента, направленные на подготовку к лабораторным занятиям:

для овладения знаниями:

– изучение методик работы с использованием различных видов и типов лабораторного оборудования;
– изучение правил безопасной эксплуатации лабораторного оборудования;
– работа со словарями, справочниками и нормативными документами.

для закрепления и систематизации знаний:

– составление плана проведения эксперимента;
– составление отчётной документации по результатам экспериментирования;
– аналитическая обработка результатов экспериментов.

для формирования навыков и умений:

– выполнение рисунков, схем, эскизов оборудования;
– оформление отчётной документации по выполнению лабораторных работ.

Подготовка и написание контрольной работы

Контрольная работа – индивидуальная деятельность обучающегося по концентрированному выражению накопленного знания, обеспечивает возможность одновременной работы всем обучающимся за фиксированное время по однотипным заданиям, что позволяет преподавателю оценить всех обучающихся. Контрольная работа является средством проверки умений применять полученные знания для решения задач определенного типа по теме или разделу.

Рекомендуемые задания для самостоятельной внеаудиторной работы студента, направленные на подготовку к контрольной работе:

для овладения знаниями:

– чтение основной и дополнительной литературы;
– работа со словарями, справочниками и нормативными документами.

для закрепления и систематизации знаний:

– работа с конспектом лекций;
– ответы на вопросы для самопроверки.

для формирования навыков и умений:

– решение задач по образцу и вариативных задач;
– выполнение рисунков, схем, эскизов оборудования;
– оформление отчётной документации по выполнению контрольной работы.

Контрольная работа может быть выполнена в виде доклада с презентацией.

Доклад с презентацией – это публичное выступление по представлению полученных результатов знаний по определенной учебно-практической, учебно-исследовательской или научной теме.

При подготовке доклада с презентацией обучающийся должен продемонстрировать умение самостоятельного изучения отдельных вопросов, структурирования основных положений рассматриваемых проблем, публичного выступления, позиционирования себя перед коллективом, навыки работы с библиографическими источниками и оформления научных текстов.

В ходе подготовки к докладу с презентацией обучающемуся необходимо:

- выбрать тему и определить цель выступления;
- осуществить сбор материала к выступлению;
- организовать работу с источниками;
- -во время изучения источников следует записывать вопросы, возникающие по мере ознакомления, ключевые слова, мысли, суждения; представлять наглядные примеры из практики;
- сформулировать возможные вопросы по теме доклада, подготовить тезисы ответов на них;
- обработать материал и представить его в виде законченного доклада и презентации.

При выполнении контрольной работы в виде доклада с презентацией самостоятельная работа студента включает в себя:

для овладения знаниями:

- чтение основное и дополнительной литературы по заданной теме доклада;
- составление плана доклада;
- работа со словарями, справочниками и нормативными документами;
- просмотр обучающих видеозаписей по теме доклада

для закрепления и систематизации знаний:

- составление плана и тезисов презентации по теме доклада;
- составление презентации;
- составление библиографического списка по теме доклада;
- подготовка к публичному выступлению;
- составление возможных вопросов по теме доклада и ответов на них.

для формирования навыков и умений:

- публичное выступление;
- выполнение рисунков, схем, эскизов оборудования;
- рефлексивный анализ профессиональных умений.

Варианты контрольных работ и темы докладов приведены в комплекте оценочных средств дисциплины.

Подготовка к выполнению и написанию курсовой работы (проекта)

Курсовая работа (проект) – форма контроля для демонстрации обучающимся умений работать с объектами изучения, критическими источниками, справочной и энциклопедической литературой, логично и грамотно излагать собственные умозаключения и выводы, обосновывать и строить априорную модель изучаемого объекта или процесса, создавать содержательную презентацию выполненной работы.

При выполнении и защите курсовой работы (проекта) оценивается умение самостоятельной работы с объектами изучения, справочной литературой, логично и грамотно излагать собственные умозаключения и выводы, обосновывать выбранную технологическую схему и принятый тип и количество оборудования, создавать содержательную презентацию выполненной работы (пояснительную записку и графический материал).

Рекомендуемые задания для самостоятельной внеаудиторной работы студента, направленные на подготовку к курсовой работе (проекту):

для овладения знаниями:

- чтение основной и дополнительной литературы;
- работа со словарями, справочниками и нормативными документами;
- составление плана выполнения курсовой работы (проекта);
- составление списка использованных источников.

для закрепления и систематизации знаний:

- работа учебно-методическими материалами по выполнению курсовой работы (проекта);
- изучение основных методик расчёта технологических схем, выбора и расчёта оборудования;
- подготовка тезисов ответов на вопросы по тематике курсовой работы (проекта).

для формирования навыков и умений:

- решение задач по образцу и вариативных задач;
- выполнение рисунков, схем, компоновочных чертежей;
- оформление текстовой и графической документации.

Тематика курсовых работ (проектов) приведены в комплекте оценочных средств дисциплины.

МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПОДГОТОВКЕ К ПРОМЕЖУТОЧНОЙ АТТЕСТАЦИИ

Подготовка к зачёту

Зачёт по дисциплине может быть проведён в виде теста или включать в себя защиту контрольной работы (доклад с презентацией).

Тест – это система стандартизированных заданий, позволяющая автоматизировать процедуру измерения уровня знаний и умений обучающегося.

При самостоятельной подготовке к зачёту, проводимому в виде теста, студенту необходимо:

- проработать информационный материал (конспект лекций, учебное пособие, учебник) по дисциплине; проконсультироваться с преподавателем по вопросу выбора дополнительной учебной литературы;
- выяснить условия проведения теста: количество вопросов в тесте, продолжительность выполнения теста, систему оценки результатов и т. д.;
- приступая к работе с тестом, нужно внимательно и до конца прочитать вопрос и предлагаемые варианты ответов, выбрать правильные (их может быть несколько), на отдельном листке ответов вписать цифру вопроса и буквы, соответствующие правильным ответам.

В процессе выполнения теста рекомендуется применять несколько подходов в решении заданий. Такая стратегия позволяет максимально гибко оперировать методами решения, находя каждый раз оптимальный вариант. Не нужно тратить слишком много времени на трудный вопрос, а сразу переходить к другим тестовым заданиям, к трудному вопросу можно обратиться в конце. Необходимо оставить время для проверки ответов, чтобы избежать механических ошибок.

Зачёт также может проходить в виде защиты контрольной работы (доклад с презентацией). Методические рекомендации по подготовке и выполнению доклада с презентацией приведены в п. «Подготовка и написание контрольной работы».

Подготовка к экзамену

Промежуточная аттестация по итогам освоения дисциплины проводится в форме экзамена.

Билет на экзамен включает в себя теоретические вопросы и практико-ориентированные задания.

Теоретический вопрос – индивидуальная деятельность обучающегося по концентрированному выражению накопленного знания, обеспечивает возможность

одновременной работы всем обучающимся за фиксированное время по однотипным заданиям, что позволяет преподавателю оценить всех обучающихся.

Практико-ориентированное задание – средство проверки умений применять полученные знания для решения задач определенного типа по определенной теме.

При самостоятельной подготовке к экзамену студенту необходимо:

- получить перечень теоретических вопросов к экзамену;
- проработать пройденный материал (конспект лекций, учебное пособие, учебник) по дисциплине, при необходимости изучить дополнительные источники;
- составить планы и тезисы ответов на вопросы;
- проработать все типы практико-ориентированных заданий;
- составить алгоритм решения основных типов задач;
- выяснить условия проведения экзамена: количество теоретических вопросов и практико-ориентированных заданий в экзаменационном билете, продолжительность и форму проведения экзамена (устный или письменный), систему оценки результатов и т. д.;
- приступая к работе с экзаменационным билетом, нужно внимательно прочитать теоретические вопросы и условия практико-ориентированного задания;
- при условии проведения устного экзамена составить план и тезисы ответов на теоретические вопросы, кратко изложить ход решения практико-ориентированного задания;
- при условии проведения письменного экзамена дать полные письменные ответы на теоретические вопросы; изложить ход решения практико-ориентированного задания с численным расчётом искомых величин.

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ И ЗАДАНИЯ К РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ РАБОТЕ

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

Специальность
21.05.04 Горное дело

Специализация
Мехатроника и робототехника промышленных комплексов

Екатеринбург

СОДЕРЖАНИЕ

ВВДЕНИЕ 3
Задача 1. РАСЧЕТ ЛИНЕЙНЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ ПОСТОЯННОГО ТОКА 4
Задача 2. РАСЧЕТ ОДНОФАЗНЫХ ЛИНЕЙНЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ СИНУСОИДАЛЬНОГО ТОКА 12
2.1. Последовательное соединение в цепи синусоидального тока. 12
2.2. Параллельное соединение в цепи синусоидального тока 14
2.3. Разветвленная цепь синусоидального тока 16
Задача 3. РАСЧЕТ ТРЕХФАЗНЫХ ЛИНЕЙНЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ 22
3.1. Расчет трехфазных линейных электрических цепей при соединении фаз приемника звездой 22
3.2. Расчет трехфазных линейных электрических цепей при соединении фаз приемника треугольником 25
Задача 4. РАСЧЕТ СЛОЖНЫХ ТРЕХФАЗНЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ. 27
Задача 5. РАСЧЕТ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В ЛИНЕЙНЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ЦЕПЯХ ПОСТОЯННОГО ТОКА 33
Задача 6. РАСЧЕТ НЕЛИНЕЙНЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ ПОСТОЯННОГО ТОКА В УСТАНОВИВШЕМСЯ РЕЖИМЕ 40
ЗАДАЧА 7. РАСЧЕТ МАГНИТНЫХ ЦЕПЕЙ ПОСТОЯННОГО ТОКА. 46
7.1. Неразветвленные магнитные цепи. 46
7.1.1. Прямая задача. Определить МДС цепи по заданному магнитному потоку. 49
7.1.2. Обратная задача. Определить магнитный поток в цепи по заданной МДС 51
2.2. Разветвленная цепь синусоидального тока 57
Задача 8. ТРАНСФОРМАТОРЫ 58
Задача 9. АСИНХРОННЫЙ ДВИГАТЕЛЬ С ФАЗНЫМ РОТОРОМ 60
Задача 10. ДВИГАТЕЛЬ ПОСТОЯННОГО ТОКА ПАРАЛЛЕЛЬНОГО ВОЗБУЖДЕНИЯ 63

ВВДЕНИЕ

Дисциплина «Электротехника» изучает процессы в электрических и магнитных цепях, выявляет общие закономерности электромагнитных явлений и их прикладное применение для создания, передачи и распределения электроэнергии.

Целью преподавания дисциплины является теоретическая и практическая подготовка будущего инженера-электрика, инженера-электромеханика, инженера по автоматизации производственных процессов, развитие его творческих способностей, умение формировать и решать на высоком научном уровне проблемы осваиваемой специальности, умение творчески применять и самостоятельно повышать свои знания. Эти цели достигаются на основе повышения творческой активности и самостоятельной работы студентов.

Высокий научный и инженерный уровень дисциплины обусловлен глубоким проникновением в ее разделы законов и положений, которые даются в курсах «Физика» и «Математика».

Выполнение контрольных заданий.

При выполнении контрольных задний необходимо выполнить следующие требования:

1. Контрольные задания выполняют по данному методическому указанию.

2. Варианты задач в контрольных заданиях определяют по двум последним цифрам номера студенческого билета. Если две последние цифры превышают число 24 (общее количество вариантов), то номер варианта определяется по остатку от целочисленного деления этих цифр на число 24. • Например, двум последним цифрам 49-го номера студенческого билета соответствует первый вариант контрольного задания.

3. Контрольные задания выполняют в отдельной тетради, на обложке которой приводят сведения по следующей форме: фамилия, имя, отчество, номер студенческого билета, номер контрольного задания.

4. Графическую часть (схемы, графики) в контрольных заданиях выполняют карандашом, в масштабе, с указанием последнего.

5. Решение каждой задачи контрольного задания следует начинать с новой страницы.

6. Электрические схемы вычерчивают согласно стандарту.

7. Условие задачи выписывают полностью без сокращений.

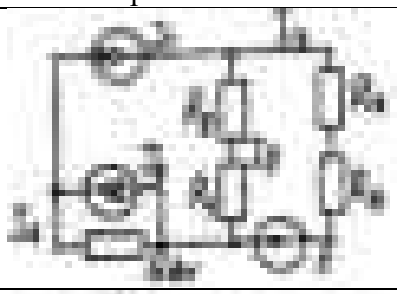
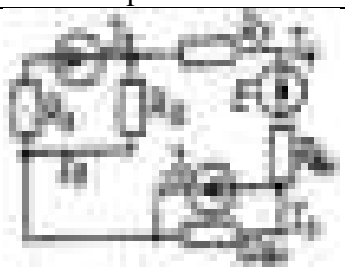
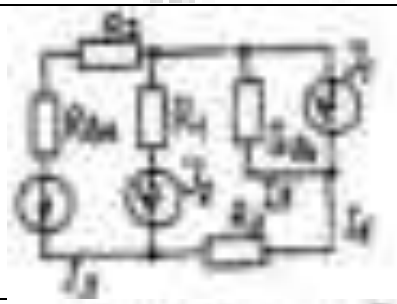
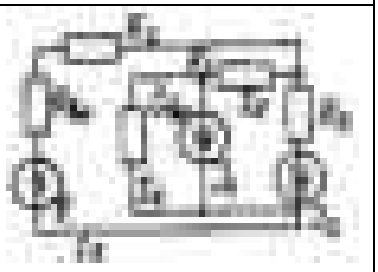
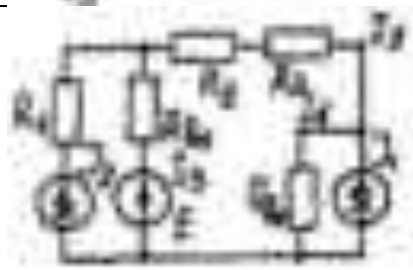
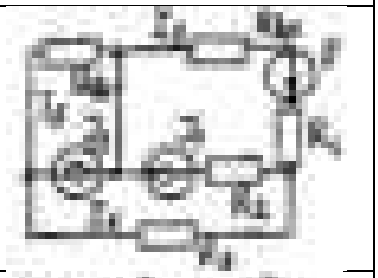
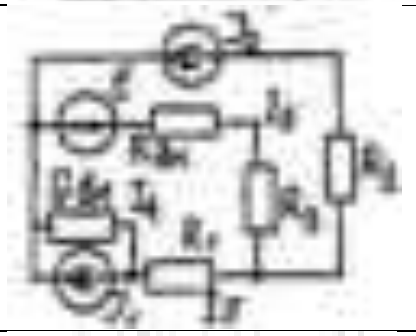
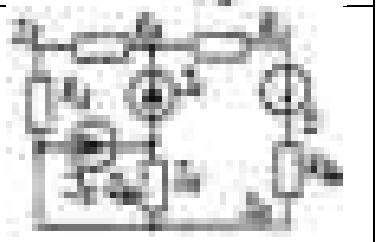
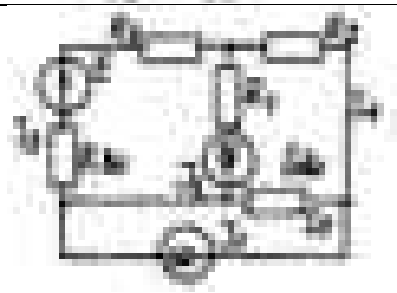
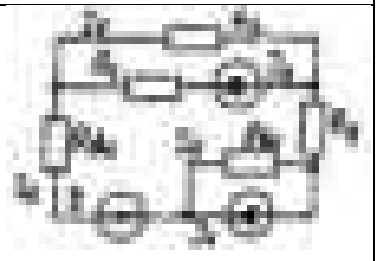
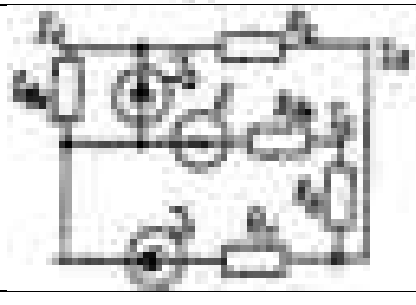
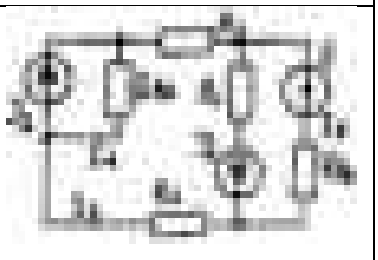
8. Решения задач сопровождают краткими пояснениями.

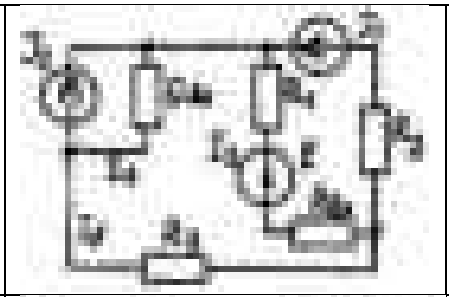
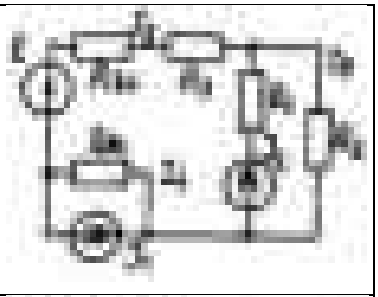
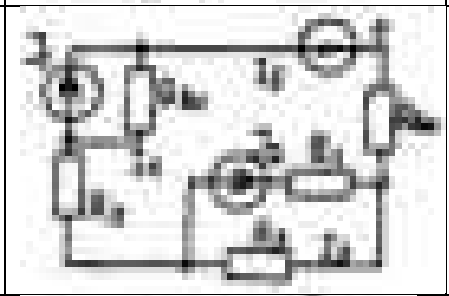
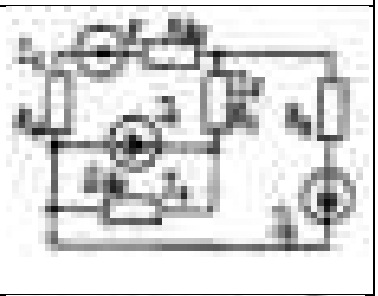
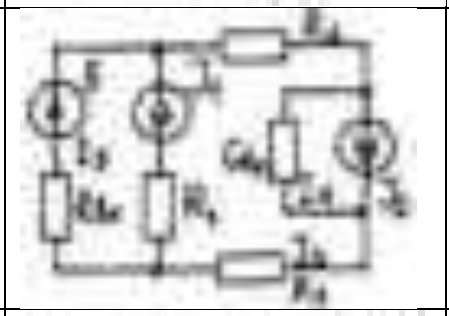
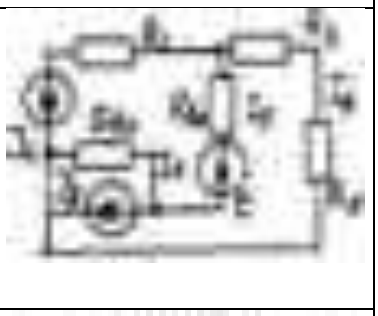
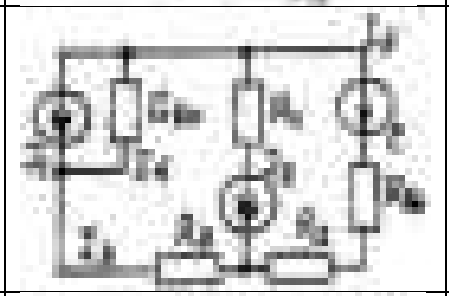
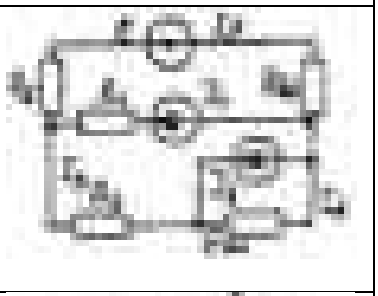
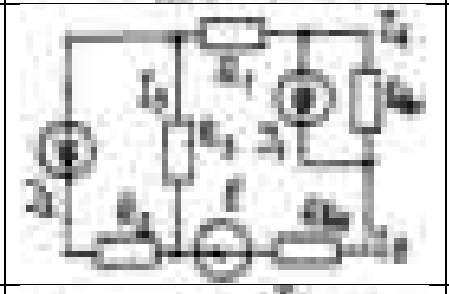
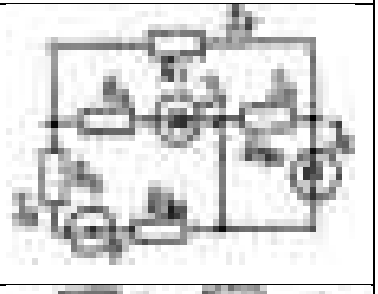
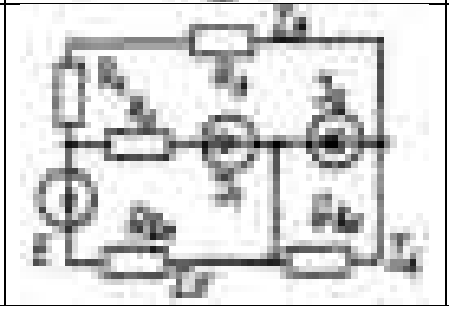
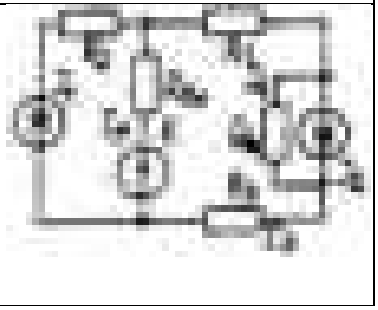
9. Контрольные задания представляются для проверки до начала соответствующей лабораторно-экзаменационной сессии.

10. Если контрольное задание не зачтено, студент обязан, исправив ошибки указанные преподавателем, представить задание на повторную рецензию.

11. Студенты, не сдавшие на проверку соответствующих решенных контрольных заданий, к сдаче экзамена не допускаются.

Задача 1. РАСЧЕТ ЛИНЕЙНЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ ПОСТОЯННОГО ТОКА

№	Схема варианта	№	Схема варианта
1		2	
3		4	
5		6	
7		8	
9		10	
11		12	

13		14	
15		16	
17		18	
19		20	
21		22	
23		24	

Условие задачи.

Для заданной электрической схемы (табл. 1.1) с известными параметрами (табл. 1.2) определить токи в ветвях цепи следующими методами:

- составления уравнений электрического равновесия по законам Кирхгофа;
- контурных токов;

- наложения;
- узловых потенциалов;
- эквивалентного генератора.

Номер вариа-нта	Значение параметров							
	E, В	J_1, А	J_2, А	R_1, Ом	R_2, Ом	R_3, Ом	$R_{ВН}$, Ом	$G_{ВН}$, См
1	42	35	17	10	20	5	7	0,5
2	126	6	8	1	3	2	5	0,25
3	21	5	2	5	9	3	3	0,2
4	29	3	6	2	3	4	4	0,2
5	200	25	25	8	3	1	4	0,5
6	40	10	3	5	8	5	2	0,5
7	50	3	25	3	5	2	3	0,2
8	20	10	8	4	8	2	6	1
9	50	22	6	4	5	2	3	0,1
10	140	20	7	5	1	4	6	0,2
11	104	28	13	5	2	3	2	0,1
12	150	4	6	3	4	6	5	0,2
13	43	4	28	2	5	1	3	0,2
14	82	2	3	6	4	5	6	0,2
15	52	2	1	3	1	2	2	0,2
16	204	1	5	2	3	1	3	0,4
17	110	11	9	2	3	3	2	0,5
18	72	2	1	4	1	3	6	0,2
19	42	2	5	3	3	4	5	0,1
20	8	6	2	6	1	2	2	0,05
21	187	10	6	2	6	7	4	0,5
22	144	5	15	4	3	2	4	0.5
23	84	6	5	3	3	6	3	0,5
24	103	12	6	4	3	1	3	0,5

Метод составления уравнений электрического равновесия по законам Кирхгофа

Методические указания.

Этот метод основан на составлении и совместном решении системы уравнений электрического равновесия, составленных по первому и второму законам Кирхгофа. Общее число независимых уравнений (и) должно быть равно числу неизвестных токов, то есть числу ветвей электрической схемы *(p)* за исключением ветвей, содержащих источник тока.

Последовательность решения.

Выбрать условное положительное направление токов в ветвях. По первому закону Кирхгофа для схемы, содержащей *(q)* узлов, составить *(q* -1) уравнений электрического равновесия. По второму закону Кирхгофа составить [*p* - *(q* - 1)] уравнений электрического равновесия для независимых контуров. При составлении уравнений электрического равновесия следует обратить внимание на знаки. Если заданное или произвольно выбранное направление токов и э. д. с. совпадают с выбранным обходом контуров, то перед ними в уравнениях электрического равновесия ставят знак плюс, знак у падений напряжений берется в соответствии со знаком тока.

Решить полученную систему уравнений электрического равновесия относительно неизвестных токов в ветвях.

Выполнить проверку полученного решения по первому закону Кирхгофа для узлов заданной электрической схемы.

Метод контурных токов

Методические указания.

Этот метод заключается в представлении действительных токов в ветвях, являющихся общими для двух или большего числа смежных контуров, алгебраической суммой составляющих, каждая из которых является током, замыкающимся в одном из выбранных контуров. Эти составляющие называются контурными токами. При решении задачи этим методом в расчет вводят контурные токи, составляют уравнения электрического равновесия только на основании второго закона Кирхгофа. Вычислив контурные токи, определяют действительные токи в ветвях.

Последовательность решения.

Выбрать для рассматриваемой схемы независимые контуры, не содержащие источники тока *(J).*

Задавшись положительными направлениями обхода контуров, составить для выбранных независимых контуров уравнения электрического равновесия по второму закону Кирхгофа, принимая направления контурных токов, совпадающими с выбранным обходом контуров. В уравнениях электрического равновесия учитывать и падения напряжений, обусловленные источниками тока (J) на соответствующих сопротивлениях рассматриваемого контура. Определить контурные токи.

Вычислить действительные токи ветвей как алгебраические суммы токов как контурных, так и источников тока, протекающих через рассматриваемую ветвь.

Метод наложения

Методические указания.

Этот метод основан на том, что действительный ток в рассматриваемой ветви равен алгебраической сумме составляющих токов в этой ветви, вызванных каждой из э. д. с. и источника тока в отдельности при исключении действия остальных источников э. д. с. и тока.

Последовательность решения.

Составить (нарисовать) электрические цепи с одним источником э. д. с. или тока, при этом зажимы остальных источников тока размыкать, а источники э. д. с. замыкать накоротко.

Задаться положительными направлениями токов в ветвях.

Определить составляющие - токов в ветвях, вызванных рассматриваемым источником.

Определить действительные токи ветвей как алгебраическую сумму составляющих.

Метод узловых потенциалов

Методические указания.

Этот метод заключается в определении потенциалов узлов, на основании чего вычисляются токи в ветвях по закону Ома. Потенциалы узлов определяются на основании системы уравнений электрического равновесия (1.1), составленных по первому закону Кирхгофа. При этом токи в уравнениях электрического равновесия выражают через потенциалы согласно закону Ома для участка цепи. Потенциал одного из узлов принимается равным нулю.

 (1.1)

Где , , - потенциалы узлов; ... - собственная (узловая) проводимость, равная сумме проводимостей всех ветвей, сходящихся в этом узле, без учета проводимостей ветвей с источниками тока; - взаимная проводимость, равная сумме проводимостей ветвей между двумя узлами, без учета проводимостей ветвей с источниками тока; I_{11}, I_{22}, I_{33}, ... - узловой ток, равный алгебраической сумме токов (J) источников тока и произведений *(G-E)* (э. д. с. ветвей, сходящихся в рассматриваемом узле, на их проводимости); эти величины входят в выражения узловых токов со знаком плюс, если токи *(J)* и э. д. с. (Е) направлены к рассматриваемому узлу.

Последовательность решения.

Пронумеровать узлы. Потенциал одного из узлов принять равным нулю.

Составить систему *(q* - 1) уравнений электрического равновесия (1.1) Вычислить собственные и взаимные проводимости, узловые токи и подставить в систему уравнений электрического равновесия (1.1).

Определить потенциалы узлов, решив систему уравнений электрического равновесия (1.1). Определить токи ветвей по закону Ома.

Ток ветви равняется разности потенциалов двух узлов, деленной на сопротивление ветви,

$$I_{\text{ветви}} = [\ (\ -\ )\ ] / \quad (1.2)$$

Метод эквивалентного генератора

Методические указания.

Этот метод основан на применении теоремы об активном двухполюснике. Согласно теоремы любой активный двухполюсник, содержащий один или несколько источников энергии, можно заменить эквивалентным генератором, э. д. с. которого равна напряжению холостого хода на зажимах выделенной ветви, а внутреннее сопротивление равно входному сопротивлению двухполюсника (рис. 1.1).

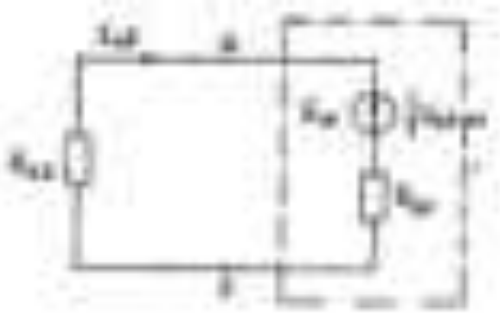


Рис. 1.1. К методу эквивалентного генератора

При определении тока, например, в ветви *ab* любой электрической схемы, эту схему представляют в виде двух частей: рассматриваемой ветви *ab* и остальной части схемы - эквивалентного генератора *($E_{эг}$).* Ток в ветви *ab* определяют по формуле:

$$I_{ab} = U_{ab\,xx} / (R_{ab}+R_{вх}) \quad (1.3)$$

где *Uab xx* - напряжение холостого хода активного двухполюсника (эквивалентного генератора) относительно зажимов рассматриваемой ветви; $R_{вх}$ - входное сопротивление пассивного двухполюсника относительно зажимов *ab;* R_{ab} - сопротивление рассматриваемой ветви *ab.*

Последовательность решения.

Определить напряжение U_{abxx} с помощью одного из известных методов расчета электрических цепей, согласно исходной схеме без рассматриваемой ветви *ab.*

Вычислить входное сопротивление $R_{вх}$ пассивного двухполюсника, т. е. сопротивление исходной электрической цепи относительно точек *ab* без ветви *ab,* при замкнутых источниках токов э. д. с. и разомкнутых источников токов.

Вычислить ток в рассматриваемой ветви *ab* (см. рис. 1.1) по формуле (1.3).

Пример решения задачи

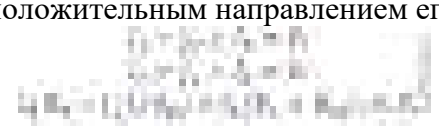
Для заданной электрической цепи (рис. 1.2) с параметрами: E=65,5 В; J_1=3,5 А; J_2 = 8 А; R_1 = 9 Ом; R_2 = 7 Ом; R_3 = 5 Ом; $R_{вн}$ = 3 Ом; $G_{вн}$ = 0,5 См, определить токи в ветвях.



Рис. 1.2. Схема заданной электрической цепи

Метод составления уравнений электрического равновесия по законам Кирхгофа

В рассматриваемой электрической цепи неизвестными являются три тока *(I_3, I_4, I_5),* для определения этих токов необходимо иметь систему из трех уравнений электрического равновесия, которые составляем по законам Кирхгофа: два уравнения электрического равновесия по первому закону Кирхгофа, предварительно задавшись положительными направлениями токов в ветвях (для узлов 1 и 2); третье уравнение электрического равновесия по второму закону Кирхгофа. Принимаем контур *(R_3 – $G_{вн}$ – R_1 – $R_{вн}$ - E),* минуя ветви с источниками тока, и задаемся положительным направлением его обхода (см. рис. 1.2.)



(1.4)



(1.5)

В результате решения системы уравнений (1.5) получим: I_3 = 3 А; I_4 = 1,5 А; I_5 = 6,5 А.

Метод контурных токов

Для определения трех неизвестных токов выбираем три независимых контура (рис 1.3) и задаемся положительными направлениями их обхода, совмещая положительные направления контурных токов I_{11}, I_{22}, I_{33} с направлениями их обхода I_{11}= J_1= 3,5 А ; I_{22} = J_2 = 8 А.

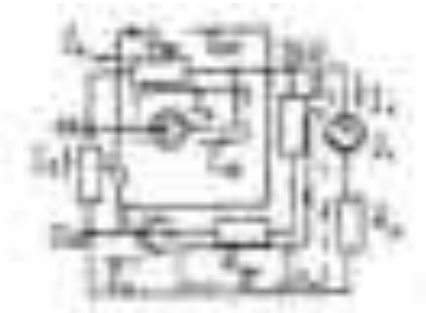


Рис. 1.3. Схема электрической цепи для метода контурных токов

Таким образом, неизвестным является лишь контурный ток I_{33}. Для третьего контура (R_3 - $G_{ВН}$ – R_3 – $R_{вн}$- E) составляем уравнение электрического равновесия по второму закону Кирхгофа и определяем контурный ток I_{33}

$$-I_{11}(R_1+R_{вн})-I_{22}*1/G_{вн}+I_{33}(R_1+R_{вн}+R_3+1/G_{вн})= E;\ (1.6)$$

$$-3,5(9 + 3) - 8 * 1/0,5 + I_{33}\ (9 + 3 + 5 + 1/0,5) = 65,5;$$

отсюда I_{33} = 6,5 А.

Действительные токи в ветвях:

I_3=I_{33}-I_{11}=6,5-3,5 = 3А;

$I_4 = I_{22}$-I_{33} = 8-6,5 = l,5A,

$I_5 = I_{33}$=6,5A.

Метод узловых потенциалов

Заземляем один из узлов (например 3, рис. 1.4), потенциал этого узла ( ) теперь равен нулю. Для определения потенциалов двух других узлов составляем систему из двух уравнений электрического равновесия по первому закону Кирхгофа:

(1.7)

$G_{11} = G_{вн}$+ 1/R_3= 0,5 + 1/5 = 0,7 См ; $G_{12} = G_{21} = 1/R_3$ = 1/5 = 0,2 См ; $G_{22} = 1/R_3$ + l/(R_1 + $R_{вн}$) = 1/5 + 1/(9 + 3) = 0,28 См.

$I_{11} = -J_2$ = - 8 А; $I_{22} = J_1 + E/(R_1 + R_{вн})$ = 3,5 + 65/(9 + 3) -=9 А.

откуда = -3 В ; = 29,5 В.

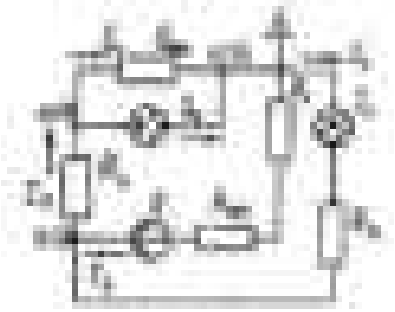


Рис. 1.4. Схема электрической цепи для метода узловых потенциалов

Токи в ветвях:

I_3 = [(-) + E] * 1/ (R_1 + $R_{вн}$) = [(0 - 29,5) + 65,5] * 1/(9 + 3) - 3 А;

I_4 = (-)-$G_{ВН}$ = (0 + 3)*0,5 = 1,5 А;

I_5 = (-) • $1/R_3$ = (-3 - 29,5)*1/5 = -6,5 А.

Знак "-" у тока I_5 указывает на то, что действительное направление тока противоположно выбранному.

Метод наложения

Определяем составляющие токов в ветвях ( ), вызванные источником э. д. с. (Е) при исключении источников тока (J_1) и (J_2) (рис. 1.5, а). Направление токов в цепи определяется согласно направлению источника э. д. с. (Е)

= = = $E/(R_1 + R_{вн} + R_3 + 1/G_{ВН})$ = 65,5/(9 + 3 + 5 + 1/0,5) = 3,45 А.

Определяем составляющие токов в ветвях (I_3'', I_4'', I_5''), вызванные источником тока (J_1) (рис. 1.5, *б*) при исключении источника тока (J_2) и источника, э. д. с. (E) которого закорачивается. Направление токов в ветвях определяется согласно направлению (J_1).

$I_3 = J_1(R_3 + 1/G_{ВН})/(R_1 + R_{вн} + R_3 + 1/G_{ВН}) = 3,5(5 + 2)/(9 + 3 + 5 + 2) = 1,3$ А;

$I_4'' = I_5'' = J_1 - I_3''$ = 3,5 -1,3 = 2,2 А.

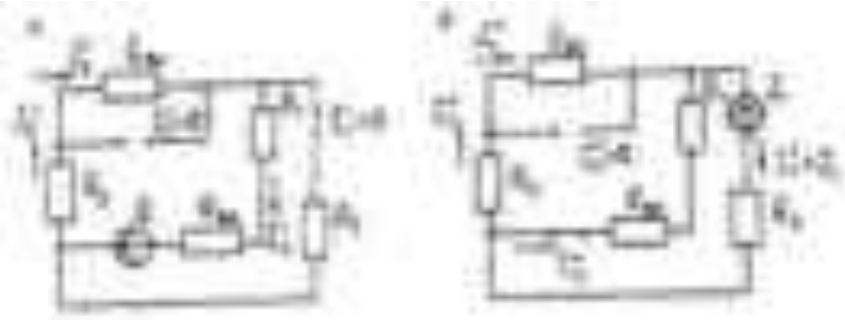


Рис. 1.5. Схема электрической цепи для метода наложения при исключении источника тока (а) и вызванные источником тока ($б$)

Определяем составляющие токов в ветвях (I_3''', I_4''', I_5'''), вызванные источником тока (J_2) (рис. 1.6, а) при исключении источника тока (J_1) и источника, э. д. с. (Е) которого закорачивается. Направление токов в ветвях определяется согласно направлению (J_2).

$I_3''' = I_5''' = J_2 (1/G_{вн})/(R_1 + R_{вн} + R_3 + 1/G_{вн}) = 8*2/(9 + 3 + 5 + 2) = 0{,}85$ А;

$I_4''' = J_2 - I_3''' = 8 - 0{,}85 = 7{,}15$ А

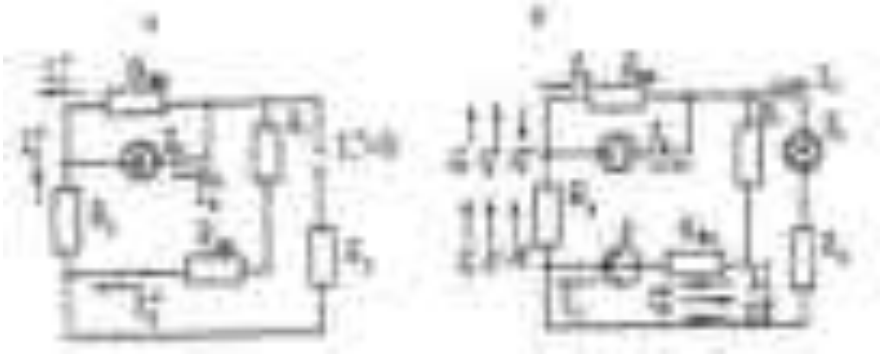


Рис. 1.6. Схема электрической цепи для определения составляющих токов в ветвях, вызванных источником тока (а) и при исключении (б)

Действительные токи в ветвях определяем как алгебраическую сумму составляющих, вызванных каждым из источников энергии (см. рис. 1.6, б):

$I_3 = I_3' - I_3'' + I_3''' = 3$А; $I_4 = -I_4' - I_4'' + I_4''' = 1{,}5$ А;

$I_5 = I_5' + I_5'' + I_5''' = 6{,}5$ А

Проверку решений выполняем, применяя первый закон Кирхгофа для трех узлов.

Метод эквивалентного генератора

Определить ток ветви *ab.*

Определяем напряжение $U_{ab\,xx}$. При размыкании ветви *ab* исходная схема (см. рис. 1.2) преобразуется в схему, изображенную на рис. *1.7, а.*

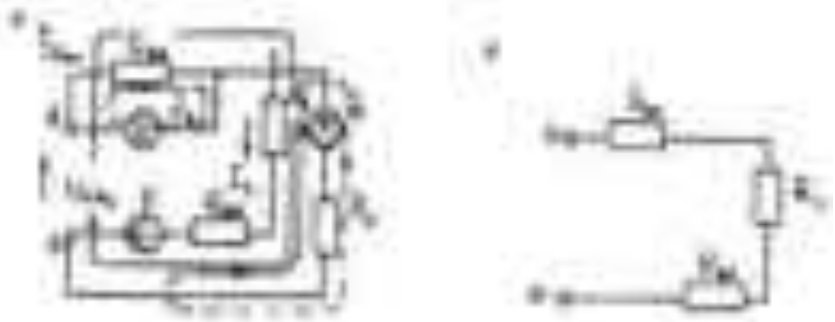


Рис. 1.7. Схема электрической цепи для метода эквивалентного генератора: *а* - исходная; *б* – преобразованная

По второму закону Кирхгофа составляем уравнение электрического равновесия для контура *a-b-c-a,* не содержащего источников тока, обходя контур по часовой стрелке,

$$U_{ab\,xx} - J_2 * 1/G_{вн} - J_1 * (R_{вн} - R_1) = E \quad (1.8)$$

$U_{ab\,xx} - 8 - 1/0{,}5 - 3{,}5 * (9 + 3) = 65{,}5$; $U_{ab\,xx} = 123{,}5$ В.

Определяем входное сопротивление относительно зажимов выделенной ветви $U_{ab\,xx}$, при этом зажимы источника э. д. с. закорачиваем, а зажимы источников тока размыкаем. В результате получается электрическая цепь (рис. 1.7,6)

$U_{ab\,xx} = 1/G_{вн} + R_1 + R_{вн} = 17$ Ом;

$I_{ab} = U_{ab\,xx}(R_{вх\,ab} + R_3) = 123{,}5/(14 + 5) = 6{,}5$ А.

Задача 2. РАСЧЕТ ОДНОФАЗНЫХ ЛИНЕЙНЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ СИНУСОИДАЛЬНОГО ТОКА

2.1. Последовательное соединение в цепи синусоидального тока.

На рис.2.1 представлена неразветвленная электрическая цепь.

Исходные данные к задаче 2.1 приведены в табл. 2.1,

Необходимо:

1. Составить комплексное уравнение сопротивлений, построить диаграмму сопротивлений.

2. Составить комплексное уравнение напряжений, построить векторную диаграмму напряжений. Записать полное напряжение цепи в алгебраической и показательной формах.

3. Составить комплексное уравнение мощности, построить диаграмму мощности. Рассчитать: P, Q, S, cosφ.

4. Записать уравнение для напряжения и тока всей цели в функции времени. На одном рисунке построить графики напряжения и тока $i = \int(\omega t), u = \int(\omega t), f = 50 Гц, \psi_1 = 0$



Рис. 2.1. Неразветвленная электрическая цепь

Методические указания

Рекомендуемая последовательность решения и расчетные формулы:

Вычисляют индуктивное и емкостное сопротивления в цепи, Ом

$$X_L = \omega \cdot L$$
$$X_C = 1/\omega \cdot c \quad (2.1)$$

где ω — угловая частота переменного тока, ω = 314 $с^{-1}$. (При вычислении X_C размерность емкости С — Ф, 1Ф = 10^6 мкФ).

Вычисляют полное сопротивление цели в комплексной форме, Ом

$$\underline{Z} = R_1 + R_2 + jX_L - jX_C + R_3 \quad (2.2)$$

Вычисляют действующее значение тока в цепи по закону Ома, А

$$I = \frac{U_{R1}}{R_1} \quad \left(или \frac{U_{R3}}{R_3} \right) \quad (2.3)$$

Записывают комплекс тока в цепи при начальной фазе ψ_i=0 как İ = I, А.

Исходные данные к задаче

Таблица 2.1

Вари-ант	R_1, Ом	R_2, Ом	L, Гн	C, мкФ	R_3, Ом	U_{R1}, В	U_{R3}, В
1	8	10	0,478	636	10	80	-
2	8	15	0,0318	159	10	80	-
3	10	20	0,0636	318	12	100	-
4	10	25	0,0478	127	12	100	-

5	12	10	0,0318	159	6	120	-
6	12	15	0,0636	636	6	-	60
7	6	25	0,0478	106	8	-	80
8	6	10	0,0636	212	8	-	80
9	8	15	0,0636	79,6	10	-	100
10	8	20	0,0478	318	10	-	100
11	10	20	0,096	79,6	12	100	-
12	10	10	0,636	318	12	100	-
13	12	15	0,636	127	6	120	-
14	6	20	0,096	159	6	120	-
15	6	25	0,0478	159	8	60	-
16	8	10	0,0318	636	8	-	80
17	8	15	0,0636	106	10	-	100
18	10	20	0,0318	636	10	-	100
19	10	25	0,0478	79,6	12	-	120
20	12	10	0,096	212	12	-	120
21	8	10	0,096	212	6	80	-
22	8	15	0,048	636	6	80	-
23	10	20	0,0636	159	8	100	-
24	10	25	0,0478	318	8	100	-

Вычисляют напряжения на отдельных элементах цепи и всей цепи в комплексной форме, В

$$\dot{U} = \underline{Z}\dot{I} = R_1\dot{I} + R_2\dot{I} + jX_L\dot{I} - jX_C\dot{I} + R_3\dot{I} = \\ = U_{R1} + U_{R2} + jU_L - jU_C + U_{R3} \quad (2.4)$$

Вычисляют полную мощность цепи и мощность на элементах цепи в комплексной форме

$$S = \dot{U}\cdot\dot{I} = \underline{Z}I^2 = R_1I^2 + R_2I^2 + jX_LI^2 - jX_CI^2 + \\ + R_3I^2 = P_1 + P_2 + jQ_L - jQ_C + P_3 \quad (2.5)$$

Строят (раздельно) векторную топографическую диаграмму напряжений, диаграмму сопротивлений и мощностей на комплексной плоскости в соответствии с данными вычислений по формулам (2.4), (2.2), (2.5).

Комплексной плоскостью называется плоскость, проходящая через две взаимно-перпендикулярные оси, ось вещественных и ось мнимых чисел.

При построении диаграммы (например, напряжений) первоначально откладывают в масштабе (m_1) комплекс тока $\dot{I} = I(\psi_1)$ в положительном направлении оси вещественных чисел, затем откладывают в масштабе (m_u) напряжения U_{R1}, U_{R2}, $+jU_L$, U_{R3}, $-jU_C$. Замыкающий вектор U является вектором напряжения, приложенного к цепи. Он опережает по фазе ток при $X_L > X_C$ ($\varphi>0$) и отстает по фазе от тока при $X_L < X_C$ ($\varphi<0$).

На рис.2.1,а, рис.2.1,в, рис.2.1,с построены, соответственно диаграмма сопротивлений, векторная топографическая диаграмма напряжений и диаграмма мощностей для произвольно принятый значений сопротивлений цепи.

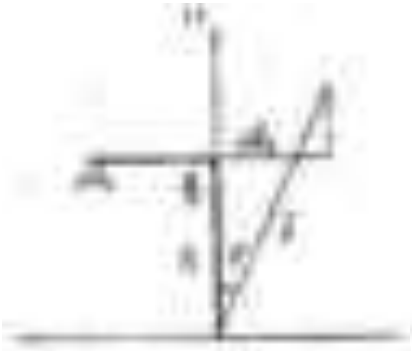


Рис. 2.1,с



Рис. 2.1,в

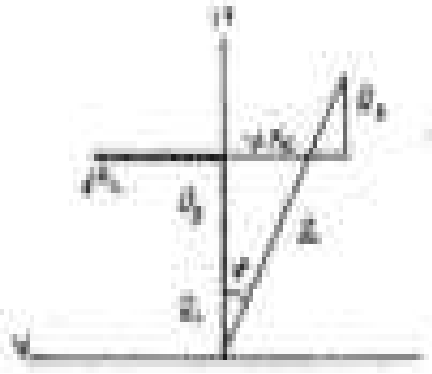


Рис. 2.1,а

2.2. Параллельное соединение в цепи синусоидального тока

На рис. 2.2 представлена разветвленная электрическая цепь.

Исходные данные к задаче 2.2 приведены в табл. 2.2.

Необходимо:

1. Составить комплексное уравнение проводимостей. Построить диаграмму проводимостей.

2. Составить комплексное уравнение токов, построить векторную лиаграмму токов. Записать ток на входе цепи а алгебраической и показательной формах.

3. Составить комплексное уравнение мощности, построить диаграмму мощности. Рассчитать: P, Q, S, cosφ.

4. Записать уравнение для напряжения и тока всей цели в функции времени. На одном рисунке построить графики напряжения и тока $i = \int(\omega t), u = \int(\omega t), f = 50Гц, \psi_1 = 0$

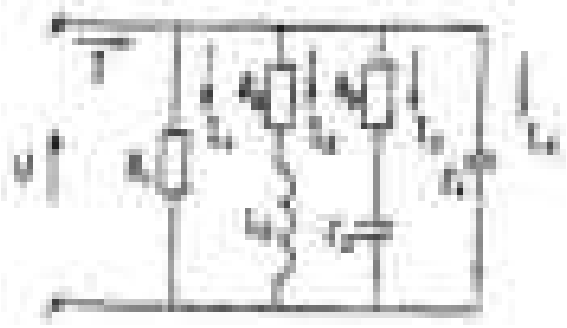


Рис. 2.2. Разветвленная
электрическая цепь

Методические указания

Рекомендуемая последовательность решения и расчетные формулы:

Вычисляют комплексы проводимостей параллельных ветвей

$$\underline{Y}_1 = 1/\underline{Z}_1 = 1/R_1 = g_1$$

$$\underline{Y}_2 = 1/\underline{Z}_2 = 1/(R_2 + jX_{L2}) = R_2/Z_2^2 - jX_{L2}/Z_2^2 = g_2 - jb_{L2} \quad (2.6)$$

$$\underline{Y}_3 = 1/\underline{Z}_3 = 1/(R_3 - jX_{C3}) = R_3/Z_3^2 - jX_{C3}/Z_3^2 = g_3 - jb_{C3}$$

$$\underline{Y}_4 = 1/\underline{Z}_4 = 1/(-jX_{C4}) = jb_{C4}$$

где g_1, g_2, g_3, b_{L2}, b_{C3}, b_{C4} — активная, активная, индуктивная, активная, емкостная, емкостная проводимости ветвей рассматриваемой цепи, См.

Вычисляют полную проводимость цепи в комплексной форме

$$\underline{Y} = g_1 + (g_2 - jb_{L2}) + (g_3 + jb_{C3}) + jb_{C4} \quad (2.7)$$

Записывают комплекс напряжения, приложенного к цепи при начальной фазе $\psi_u = 0$ как $\dot{U} = U$

Вычисляют полный ток цепи в комплексной форме (по первому закону Кирхгофа), А

$$I = I_1 + I_2 + I_3 + I_4 = U\underline{Y} = U\begin{bmatrix} g_1 + (g_2 - jb_{L2}) + \\ + (g_3 + jb_{C3}) + jb_{C4} \end{bmatrix} = \quad (2.8)$$

$$= I_{a1} + (I_{a2} - jI_{L2}) + (I_{a3} + jI_{C3}) + jI_{C4}$$

Исходные данные к задаче

Таблица 2.2

Вари-ант	R_1, Ом	R_2, Ом	L, Гн	C, мкФ	R_3, Ом	U_{R1}, В	U_{R3}, В
1	5	3	4	16	12	25	100
2	10	8	6	16	12	20	100
3	16,7	6	8	12	16	16,7	100
4	20	16	12	4	3	10	100
5	25	12	16	3	4	25	100
6	5	12	16	4	3	20	100
7	10	16	12	3	4	16,7	100
8	16,7	6	8	16	12	10	100
9	20	8	6	6	8	5	100
10	25	3	4	6	8	5	100
11	5	4	3	16	12	10	100
12	10	4	3	12	16	16,7	100
13	16,7	3	4	8	6	20	100
14	20	8	6	4	3	25	100
15	25	6	8	12	16	25	100
16	5	16	12	8	6	20	100
17	10	16	12	6	8	16,7	100
18	16,7	12	16	3	4	10	100
19	20	12	16	6	8	10	100
20	25	6	8	3	4	5	100
21	10	6	8	12	16	10	100
22	16,7	16	12	16	3	5	100
23	20	12	6	4	8	15	100
24	25	8	6	3	4	20	100

Вычисляют полную мощность цели в комплексной форме

$$S = \dot{U} \cdot \dot{I} = U\left[I_{a1} + \left(I_{a2} + jI_{L2}\right) + \left(I_{a3} - jI_{C3}\right) + jI_{C4}\right] = \quad (2.9)$$
$$= P_1 + \left(P_2 + jQ_{L2}\right) + \left(P_3 - jQ_{C3}\right) - jQ_{C4}$$

где İ - сопряженный комплекс тока. Сопряженный комплекс — это исходный комплекс у которого знак мнимой составляющей меняется на противоположный.

В соответствии с данными вычислений по формулам (2.7), (2.8), (2.9) строят на комплексных плоскостях раздельно диаграммы проводимостей, токов и мощностей.

Первоначально откладывают в масштабе (m_u) комплекс напряжений $\mathring{U} = U$ ($\psi_u=0$) в положительном направлении оси вещественных чисел, затем (например для векторной диаграммы токов), откладывают в масштабе (m_i) токи I_{a1}, I_{a2}, $-jI_{L2}$, I_{a3}, $+jI_{C4}$. Полный ток цепи (замыкающий вектор) отстает по фазе от напряжения при $b_{L2} > (b_{C3}+b_{C4})$ ($\varphi>0$) и опережает по фазе напряжение при $b_{L2} < (b_{C3}+b_{C4})$ ($\varphi<0$)

На рис.2.2,а, рис.2.2,в, рис.2.2,с построенных, соответственно, диаграмма проводимостей, векторная диаграмма токов и диаграмма мощностей для произвольно принятых значений проводимостей цепи.

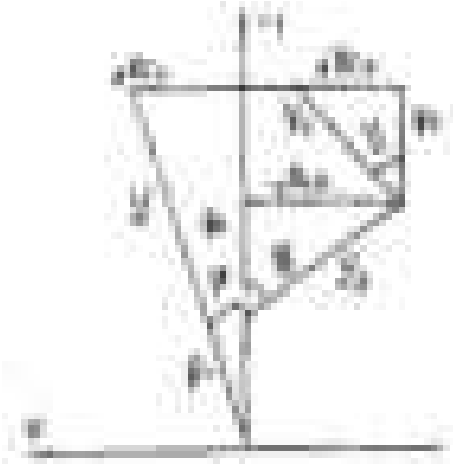


Рис. 2.2.а

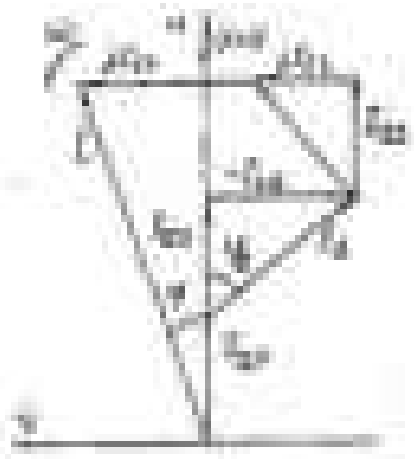


Рис. 2.2.в

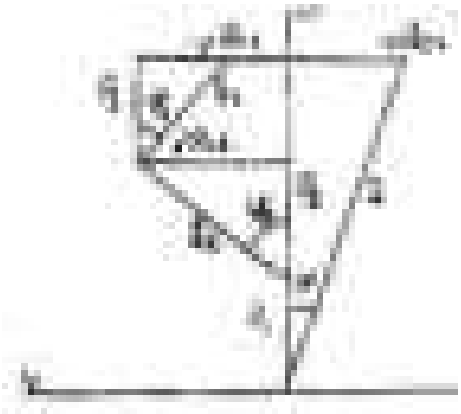


Рис. 2.2.с

2.3. Разветвленная цепь синусоидального тока

Условие задачи.

Для заданной электрической схемы (табл. 2.3) с известными параметрами (табл. 2.4) определить токи в ветвях и полный ток, напряжение на участках цепи, мощности активные, реактивные и полные отдельных ветвей и всей цепи. Построить векторную диаграмму токов и векторную топографическую диаграмму напряжений цепи.

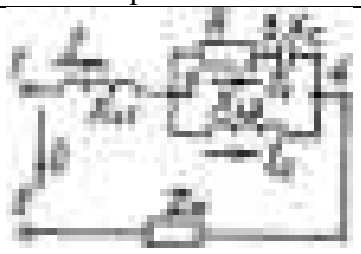
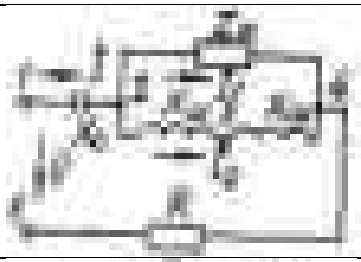
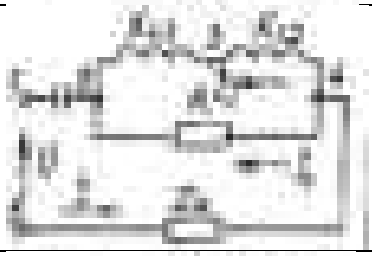
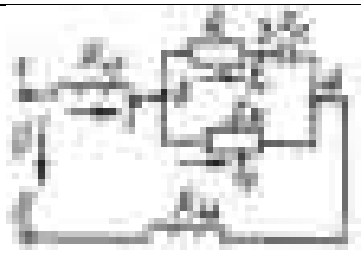
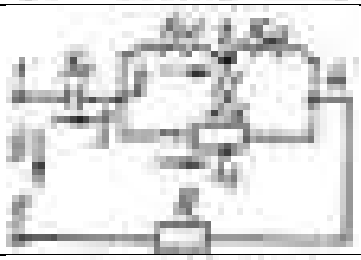
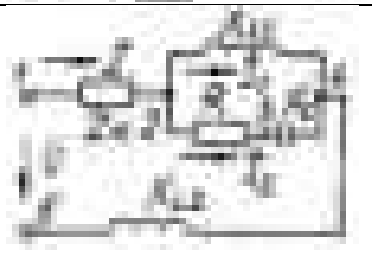
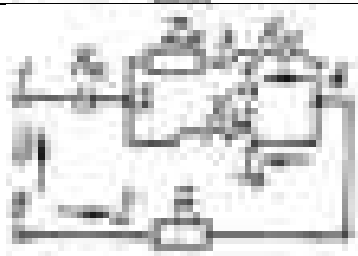
Методические указания.

Решить задачу, используя символический метод расчета для действующих значений напряжений и токов.

Вектор приложенного к цепи напряжения рекомендуется совместить с положительным направлением оси вещественных чисел, т. е. $U=U$.

Заданную задачу, можно решить, используя метод составления уравнений электрического равновесия по законам Кирхгофа, метод преобразования электрической схемы или другие известные методы.

Таблица 2.3.

№	Схема варианта	№	Схема варианта
1		13	
2		14	
3		15	
4		16	
5		17	
6		18	
7		19	

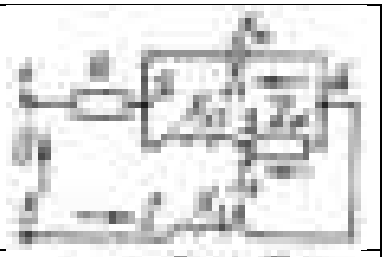
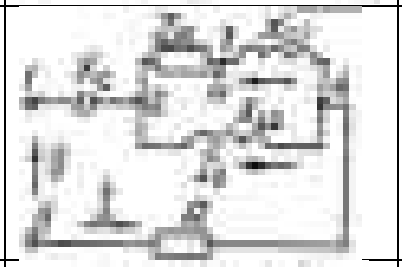
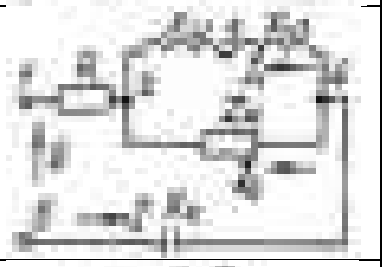
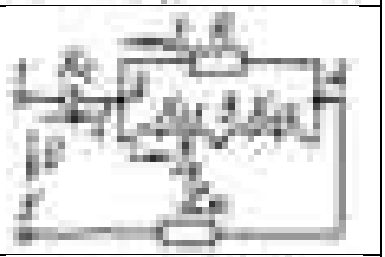
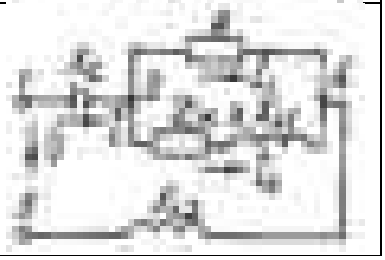
8		20	
9		21	
10		22	
11		23	
12		24	

Таблица 2.4

Номер вариа-нта	Значение параметров						
	U, В	R, Ом	X_{L1}, Ом	X_{L2}, Ом	X_C, Ом	R_K, Ом	X_{LK}, Ом
1	160	18	23	10	8	15	7
2	180	30	23	18	43	13	12
3	200	12	46	31	18	10	20
4	260	2	14	27	13	9	12
5	100	14	12	15	31	21	14
6	380	19	16	27	15	15	16
7	140	13	62	3	35	12	22
8	120	8	25	3	14	10	11
9	220	3	8	26	4	6	33
10	20	16	40	25	44	6	7
11	400	16	2	35	55	11	16
12	240	31	7	23	14	2	7
13	320	19	22	10	17	9	12
14	380	20	19	20	23	9	42
15	60	21	63	7	29	8	37
16	40	44	32	12	54	16	10
17	300	35	36	27	33	71	27
18	280	11	51	14	7	21	34
19	80	13	64	82	25	12	46
20	240	16	42	11	91	46	9
21	100	16	18	23	13	10	24
22	200	7	5	18	38	14	20
23	180	21	22	14	25	6	11
24	160	24	92	46	85	27	10

Пример решения задачи

Для заданной электрической цепи (рис. 2.3) с параметрами: U=100 В; $R_к$ =6 Ом; X_{L1}= 6 Ом; R_1 = 8 Ом; X_C=*6* Ом; X_C=*10* Ом; X_{L2} =11 Ом определить токи в ветвях, напряжения на участках цепи, активные, реактивные и полные мощности. Построить векторную диаграмму токов и векторную топографическую диаграмму напряжений цепи.

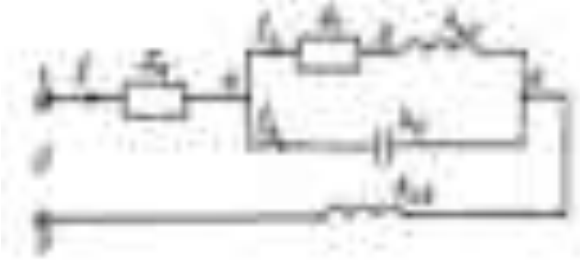


Рис. 2.3. Схема электрической цепи

Задаемся условным положительным направлением токов в ветвях. Выбираем два независимых контура (1-2-3-4-5-1, 2-3-4-2). Для определения трех неизвестных токов *(İ, $İ_1$, $İ_2$)*, составляем систему (2.1) из трех уравнений электрического равновесия по законам Кирхгофа (одно по первому и два по второму законам) в комплексной форме:



(2.10)



(2.11)

Определяем токи в ветвях, решая систему уравнений(2.11), А

$İ_1=(-1-j5,5)=5,59e^{-j100°}$,

$İ_2=(5-j2,5)=5,59e^{j27°}$,

$İ=(4-j3)=5e^{-j37°}$ А.

Определяем падения напряжения на отдельных участках цепи, В:

$\mathring{U}_{12}=İ*\underline{Z}_K=(4-j3)(6+j6)=(42+j6)=42,4e^{j8°}$;

$\mathring{U}_{23}=İ_1*R_1=(-1-j5,5)8=(8-j44)=42^{-j100°}$;

$\mathring{U}_{34}=İ_1*jX_{L1}=(-1-j5,5)j6=(33-j6)=33,54e^{-j10°}$;

$\mathring{U}_{24}=(25-j50)=55,9e^{-j63°}$;

$\mathring{U}_{45}=İ*jX_{L2}=(4-j3)j11=(33+j44)=55e^{53°}$.

Проверка решений, В:

$\mathring{U}=\mathring{U}_{12}+\mathring{U}_{23}+\mathring{U}_{34}+\mathring{U}_{45}=100$.

Определяем мощности, ВА:

$\underline{S}_{12}=\mathring{U}_{12}\cdot Ï=42,4\ e^{j8°}\cdot 5e^{j37°}=212e^{j45°}=150+j150$;

$\underline{S}_{24}=\mathring{U}_{24}Ï_1+\mathring{U}_{24}\cdot Ï_2=55,9e^{-j63°}\cdot 5,59e^{j100°}+55,9e^{-j63°}\cdot 5,59e^{-j27°}=313e^{j37°}+313e^{-j90°}=250+j188-j313;$

$\underline{S}_{45}=\mathring{U}_{45}\cdot Ï=55\ e^{j53°}\cdot 5e^{j37°}=275e^{j90°}=j275$;

$\underline{S}=\underline{S}_{12}+\underline{S}_{24}+\underline{S}_{45}=150+j150+250+j188-j313+j275=400+j613-j313=P+jQ_L-jQ_C.$

$\underline{S}=\mathring{U}\cdot Ï=100\ 5e^{j37°}=500e^{j37°}=(400+j300).$

где *Ï*- сопряженные комплексы токов.

Строим векторные диаграммы токов и напряжений (рис. 2.4).

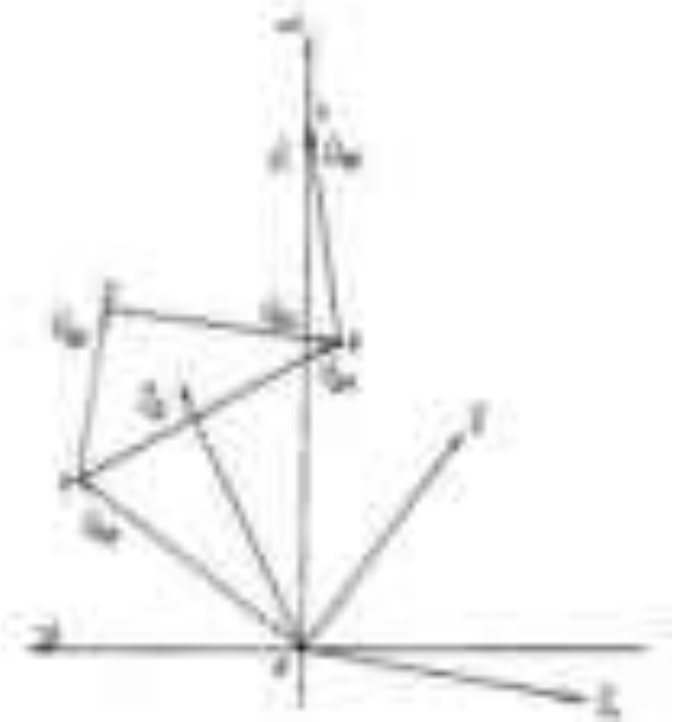


Рис. 2.4. Векторная диаграмма токов и напряжений

Задача 3. РАСЧЕТ ТРЕХФАЗНЫХ ЛИНЕЙНЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ

3.1. Расчет трехфазных линейных электрических цепей при соединении фаз приемника звездой

Номер вариа-нта	Значения параметров									
	U_A, В	Сопротивление фазы «a», Ом			Сопротивлени е фазы «b», Ом			Сопротивление фазы «c», Ом		
		R	X_L	X_C	R	X_L	X_C	R	X_L	X_C
1	127	10	-	-	-	-	127	3	4	-
2	127	3	-	4	10	-	-	-	12,7	-
3	127	-	-	10	4	3	-	12,7	-	-
4	127	3	4	-	-	-	10	12,7	-	-
5	220	20	-	-	6	8	-	12	-	16
6	220	-	-	22	20	-	-	16	12	-
7	220	20	-	-	6	8	.	8	-	6
8	220	20	-	-	16	-	12	12	16	-
9	380	50	-	-	-	-	30	-	-	190
10	380	-	-	50	16	12	-	-	-	38
11	380	12	16	-	38	-	-	16	12	-
12	380	38	-	-	15	-	20	20	20	-
13	127	-	-	12,7	10	-	-	4	3	.
14	127	12,7	-	-	4	3	-	б	-	8
15	127	3	4	-	-	-	10	-	-	12,7
16	127	8	6	-	3	-	4	12,7	-	-
17	220	20	-	-	-	-	22	8	б	-
18	220	6	-	8	22	-	-	-	-	22
19	220	16	12	-	-	-	20	22	-	-
20	220	-	-	22	-	-	22	22	-	-
21	380	38	-	-	-	-	38	-	38	-
22	380	-	10	-	16	12	-	38	-	-
23	380	20	-	-	-	-	20	-	20	-
24	380	38	-	-	20	15	-	15	-	20

Условие задачи.

Для заданной электрической схемы (рис. 3.1) с известными параметрами (табл. 3.1) определить токи и напряжения в четырехпроводной цепи. Вычислить активную, реактивную и полную мощности цепи. Построить в масштабе векторную диаграмму линейных и фазных напряжений и токов генератора и приемника.

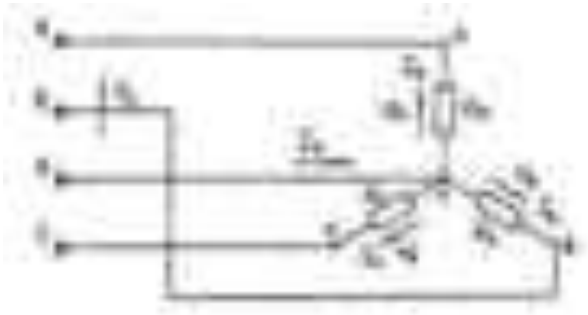


Рис. 3.1. Соединение фаз приемника звездой

Определить фазные напряжения и токи после обрыва нейтрального провода. Построить векторную диаграмму линейных и фазных напряжений и токов генератора и приемника.

Методические указания.

Задачу решить, используя символический метод расчета.

Для четырехпроводной звезды напряжения фаз генератора (источника) и приемника принять равными (т. е. пренебречь потерями в соединительных проводах).

Вектор напряжения фазы "А" генератора рекомендуется совместить с положительным направлением оси вещественных чисел *($\mathring{U}_A = U$).*

Трехфазную систему фазных и линейных напряжений генератора принять симметричной (т. е. напряжения равны по модулю и сдвинуты друг относительно друга на 120°).

Пример решения задачи

Трехфазная нагрузка включена четырехпроводной звездой. Фазное напряжение генератора $\mathring{U}_A$ = 220 В; $\underline{Z}_a$= 22 Ом; $\underline{Z}_b$ = (16 +j12) =20e$^{j37^\circ}$ Ом; $\underline{Z}_c=(12-j16)=20e^{-j53^\circ}$ *Ом.*

Определить токи в фазах и нейтральном проводе, мощность цепи. Построить векторную диаграмму напряжений и токов. Решение произвести для двух режимов:

а) нейтральный провод исправен; б) нейтральный провод оборван.

а). Нейтральный провод исправен.

$\mathring{U}_a = \mathring{U}_A$=220В;

$\mathring{U}_b = \mathring{U}_B = 220e^{-j120^\circ} = (-110-j190)$ *В;*

$\mathring{U}_c = \mathring{U}_C = 220e^{j120}(-110+j190)$ *В.*

$\dot{I}_a = \mathring{U}_a/\underline{Z}_a = 220/22 = 10$ *А;*

$\dot{I}_b = \mathring{U}_b/\underline{Z}_b = 220e^{-j120^\circ}/20e^{j37^\circ} = 11e^{-j157^\circ} = (-10,13-j4,3)$ *А;*

$\dot{I}_c = \mathring{U}_c/\underline{Z}_c = 220e^{j120^\circ}/20e^{-53^\circ} = 11e^{j173^\circ} = (-10,92+j1,34)$ *А.*

$\dot{I}_N = \dot{I}_a + \dot{I}_b + \dot{I}_c = 10+(-10,13-j4,3)+(-10,92+j1,34) = (-11,05-j2,96) = 11,44e^{-j165^\circ}$ *А.* (3.1)

$\underline{S}^{(3)} = \underline{S}_a + \underline{S}_b + \underline{S}_c = \mathring{U}_a\dot{I}_a + \mathring{U}_b\dot{I}_b + \mathring{U}_c\dot{I}_c = 220*10+220e^{-120^\circ}11e^{j157^\circ}+220e^{j120^\circ}11e^{j173^\circ} = 2200+2420e^{j37^\circ}+2420e^{-j53^\circ} = 2200+(1933+j1456)+(1456-j1933) = (5589-j477) = 5610e^{-j5^\circ}$ *ВА.*

Векторная диаграмма напряжений и токов представлена на рис. 3.2.

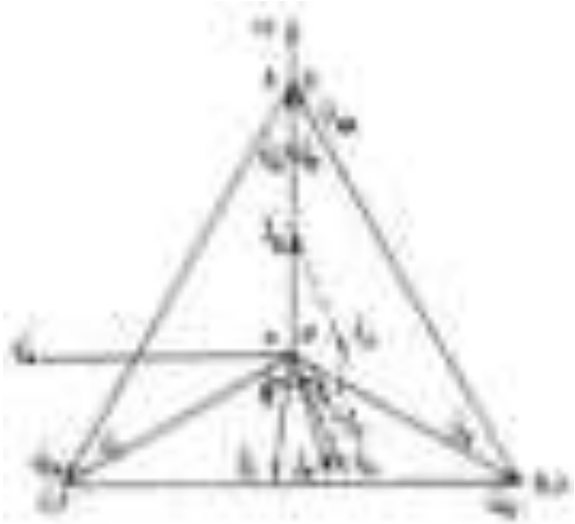


Рис. 3.2. Векторная диаграмма напряжений и токов

б). Нейтральный провод оборван.

Четырехпроводная звезда преобразуется в трехпроводную звезду, поэтому между нейтральными точками генератора и несимметричной нагрузки появляется напряжение смещения U_{nN}, вычисляемое по формуле:

$U_{nN}=(U_A\underline{Y}_a+ U_B\underline{Y}_b + U_C\underline{Y}_c)/(\underline{Y}_a+ \underline{Y}_b + \underline{Y}_c)$. (3.2)

Проводимости фаз нагрузки, См

$\underline{Y}_a$ =1/Z_a= 1/22 =0,045;

$\underline{Y}_b = 1/ Z_b = 1/ 20e^{j37^\circ} = 0,05e^{-j37^\circ}=(0,04 –j0,03)$;

$\underline{Y}_c = 1/ Z_c = 1/20e^{-j53^\circ} = 0,05e^{j53^\circ} = (0,03 +j0,04)$.

Вычисления упрощаются, если в числителе формулы (3.2) использовать значение I_N из предыдущего расчета при исправном нейтральном проводе

$\mathring{U}_{nN}$ = (-11,05 -j2,96) / [0,045 + (0,04 -j0,03) + (0,03 +j0,04)] = $11,44e^{-j165^\circ}/0,1154e^{j5^\circ}=99e^{-j170^\circ}$ = (-97,5 -j17,2) В.

Вычисляем напряжения фаз нагрузки, В

$\mathring{U}_a = \mathring{U}_A - \mathring{U}_{nN}= 220-(-97,5 -j17,2) = (317,5 +j17,2)=318\ e^{j3^\circ}$;

$\mathring{U}_b = \mathring{U}_B - \mathring{U}_{nN}=(-110 -j190)-(-97,5 -j17,2)=(-12,5 -j172,8)=173,3e^{-j94^\circ}$;

$\mathring{U}_c=\mathring{U}_C - \mathring{U}_{nN}= (-110+j190) - (-97,5 -j17,2)=(-12,5+j207,2)=207,4e^{j94^\circ}$.

Векторная диаграмма напряжений генератора и нагрузки представлена на рис. 3.3.

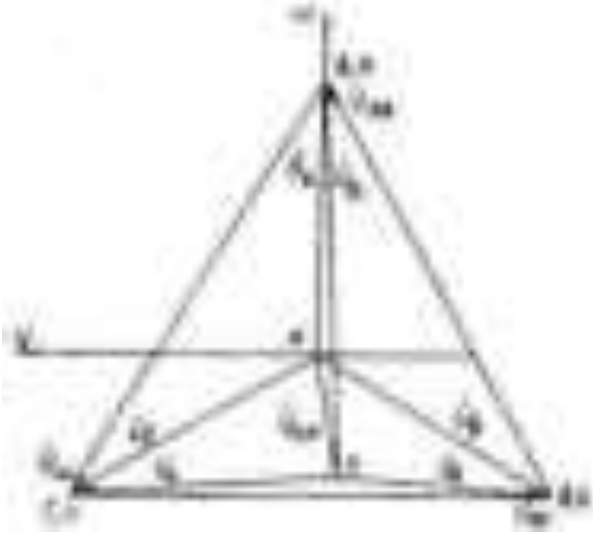


Рис. 3.3. Векторная диаграмма напряжений генератора и нагрузки

3.2. Расчет трехфазных линейных электрических цепей при соединении фаз приемника треугольником

Номер вариа-нта	Значения параметров									
	U_A, В	Сопротивление фазы «a», Ом			Сопротивление фазы «b», Ом			Сопротивление фазы «c», Ом		
		R	X_L	X_C	R	X_L	X_C	R	X_L	X_C
1	220	6	8	-	-	-	20	22	-	-
2	220	20	-	-	12	16	-	16	-	12
3	220	-	-	10	3	-	4	8	6	-
4	220	-	22	-	-	-	22	22	-	-
5	380	19	-	.	12	-	16	20	15	-
б	380	-	-	38	15	-	20	20	-	-
7	380	20	15	-	38	-	-	24	-	32
8	380	-	38	-	-	-	38	38	-	-
9	220	-	-	22	-	22	-	22	-	-
10	220	20	-	-	20	-	-	-	-	20
11	220	-	-	10	6	8	.	8	-	б
12	220	3	4	-	-	-	5	4	3	-
13	380	12	16	-	16	-	12	20	-	-
14	380	-	-	19	19	-	-	-	19	-
15	380	-	38	-	-	-	38	38	-	-
16	380	20	15	-	15	-	20	20	-	-
17	220	-	-	20	20	-	.	-	20	-
18	220	12	-	16	16	12	-	20	-	-
19	220	-	-	5	6	8	-	8	-	б
20	220	6	8	-	8	-	6	10	-	-
21	380	24	32	-	19	.	-	32	-	24
22	380	-	-	38	32	24	-	24	.	32
23	380	38	-	-	-	38	-	-	-	38
24	380	-	38	-	24	-	32	19	-	-

Условие задачи.

Для заданной электрической схемы (рис. 3.4) с известными параметрами (табл. 3.2) определить линейные и фазные токи.

Вычислить активную, реактивную и полную мощности трехфазной цепи. Построить векторную диаграмму линейных и фазных напряжений и токов генератора и приемника.

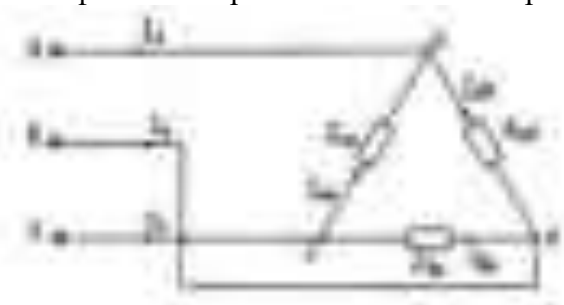


Рис. 3.4. Соединение фаз приемника треугольником

Методические указания.

Задачу решить, используя символический метод расчета.

Фазные напряжения приемника принять равными линейным напряжениям генератора (т. е. сопротивлениями соединенных проводов пренебречь).

Вектор линейного напряжения $\mathring{U}_{AB}$ рекомендуется совместить с положительным направлением оси вещественных чисел, т. е. $\mathring{U}_{ab}= \mathring{U}_{AB}$

Трехфазную систему линейных и фазных напряжений генератора и приемника принять как симметричную трехфазную систему напряжений (т. е. напряжения равны по модулю и сдвинуты друг относительно друга по фазе на 120°).

Последовательность решения.

Начертить схему, конкретизируя нагрузку фаз приемника в соответствии с заданием.

Записать комплексы фазных напряжений приемника

$$\mathring{U}_{ab}=\mathring{U}_{AB}=U$$
$$\mathring{U}_{bc}=\mathring{U}_{BC}=Ue^{-j120°}$$
$$\mathring{U}_{ca}=\mathring{U}_{CA}=Ue^{j120°}$$

Вычислить фазные токи приемника по формулам:

$$\dot{I}_{ab}=\mathring{U}_{ab}/\underline{Z}_{ab};$$
$$\dot{I}_{bc}=\mathring{U}_{bc}/\underline{Z}_{bc};$$
$$\dot{I}_{ca}=\mathring{U}_{ca}/\underline{Z}_{ca}.$$

Вычислить линейные токи по формулам:

$$\dot{I}_A= \dot{I}_{ab}- \dot{I}_{ca;}$$
$$\dot{I}_B= \dot{I}_{bc}- \dot{I}_{ab;}$$
$$\dot{I}_C= \dot{I}_{ca}- \dot{I}_{bc}.$$

Вычислить активную мощность цепи по формуле

$$P^{(3)} = P_{ab} + P_{bc} + P_{ca} = Re(\mathring{U}_{ab}\ddot{I}_{ab})+Re(\mathring{U}_{bc}\ddot{I}_{bc})+Re(\mathring{U}_{ca}\ddot{I}_{ca})$$

Построить векторную диаграмму напряжений и токов.

Пример решения задачи

Трехфазная нагрузка соединена треугольником. Задано линейное напряжение генератора $\mathring{U}_{AB}$ = 380В, $\underline{Z}_{ab}$ = *22 Ом,* $\underline{Z}_{bc}$=(16 +j12) Ом, Z_{CA} = (16 *–j12)* Ом. Определить фазные и линейные токи, активную мощность цепи. Построить векторную диаграмму напряжений и токов.

Записываем комплексы фазных напряжений приемника, В

$$\mathring{U}_{ab}= \mathring{U}_{AB}=380;$$
$$\mathring{U}_{bc}= \mathring{U}_{BC}=380e^{-j120°};$$
$$\mathring{U}_{ca}= \mathring{U}_{CA}=380e^{j120°}.$$

Вычисляем фазные токи приемника по формулам, А:

$$\dot{I}_{ab}= \mathring{U}_{ab}/ \underline{Z}_{ab}=380/22=17,3;$$
$$\dot{I}_{bc}= \mathring{U}_{bc}/ \underline{Z}_{bc}=380e^{-j120°}/(16+j12)=(-17,5-j7,5)=19e^{-j157°};$$
$$\dot{I}_{ca}= \mathring{U}_{ca}/\underline{Z}_{ca}=380e^{j120°}/(16-j12)=(-17,5+j7,5)=19e^{j157°.}$$

Вычисляем линейные токи по формулам, А:

$$\dot{I}_A= \dot{I}_{ab}- \dot{I}_{ca}17,3-(-17,5+j7,5)=(34,8-j7,5)=35,6e^{-j12°};$$
$$\dot{I}_B= \dot{I}_{bc}- \dot{I}_{ab}=(-17,5+j7,5)-17,3=(34,8-j7,5)=35,6e^{-j168°};$$
$$\dot{I}_C= \dot{I}_{ca}- \dot{I}_{bc}=(-17,5+j7,5)- (-17,5+j7,5)=j15.$$

Вычисляем активную мощность цепи по формуле , Вт:

$P^{(3)} = P_{ab} + P_{bc} + P_{ca} = Re(\mathring{U}_{ab}\ddot{I}_{ab})+Re(\mathring{U}_{bc}\ddot{I}_{bc})+Re(\mathring{U}_{ca}\ddot{I}_{ca})=Re(380\cdot17,3)+Re(380e^{-j120°}\cdot19e^{j157°})+Re(380e^{j120°}\cdot19e^{-j157°})=6600+5776+5776=18152.$

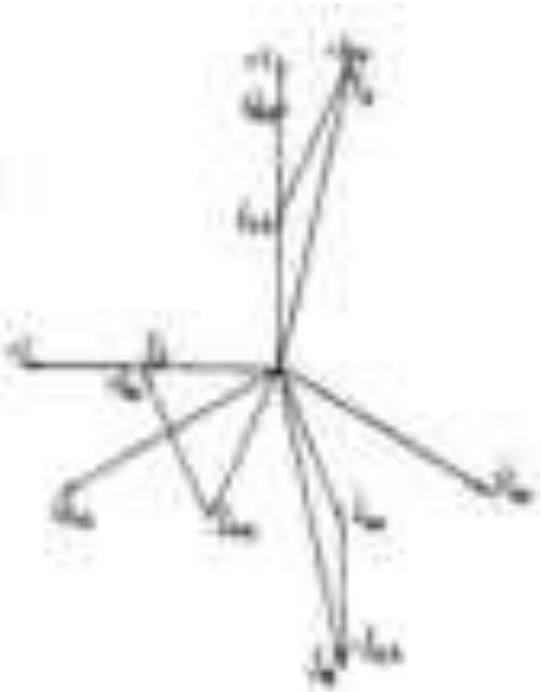


Рис. 3.5. Векторная диаграмма напряжений и токов

Задача 4. РАСЧЕТ СЛОЖНЫХ ТРЕХФАЗНЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ

Номер вариан-та	Исходные данные					
	$U_Л$, В	$Z_{Л1}$, Ом	$Z_{Л2}$, Ом	Z_2, Ом	P_1, кВт	$\cos\varphi_1$
1	127	0,8	1,4+ j1,0	4+ j6	3	0,7
2	220	0,9	1,2+j1,4	6+j8	5	0,5
3	380	0,7	1,6+j1,4	9+j12	6	0,8
4	660	0,2	1,8+j2,0	16+j16	18	0,9
5	127	1,2	1,0+j1,4	4+ j3	4	0,5
б	220	1,1	1,4+j1,2	6+j10	б	0,6
7	380	0,9	1,6+j1,2	10+j14	8	0,7
8	660	0,7	1,8+j1,6	18+j16	16	0,8
9	127	1,0	1,2+j1,0	2+ j3	3	0,5
10	220	1,3	1,4+j1,8	7+ j6	б	О,5
11	380	0,8	1,0+j1,8	12+j16	10	0,5
12	660	0,3	1,8+j1,4	16+j20	14	0,7
13	127	1,4	1,4+j2,0	5+ j3	4	0,6
14	220	1,5	1,6+j1,0	8+j6	5	0,6
15	380	0,6	1,2+j1,6	16+j8	8	0,6
16	660	0,4	1,8+j1,2	20+j20	12	0,6
17	127	0,6	1,0+j1,6	5+j4	2	0,5
18	220	1,6	1,2+j2,0	9+ j6	8	0,5
19	380	0,5	1,8+j1,0	12+j10	14	0,8
20	660	0,5	1,6+j2,0	20+j24	10	0,6
21	127	0,4	1,2+j1,8	6+j4	2	0,7
22	220	1,8	1,2+j1,6	9+j7	7	0,8
23	380	0,7	1,0+j1,2	14+j10	12	0,8
24	660	0,6	1,6+j1,8	18+j24	16	0,7

Условие задачи.

К зажимам симметричного трехфазного источника энергии присоединены два симметричных приемника (рис. 4.1). Первый из них соединен по схеме «звезда», потребляет активную мощность P_1 при коэффициенте мощности $\cos\varphi$ ($\varphi_1 > 0$) и подключен непосредственно к зажимам источника. Второй приемник соединен по схеме "треугольник", имеет нагрузку в каждой фазе Z_2 и подключен к источнику энергии через линию электропередачи с сопротивлением $Z_{Л2}$.

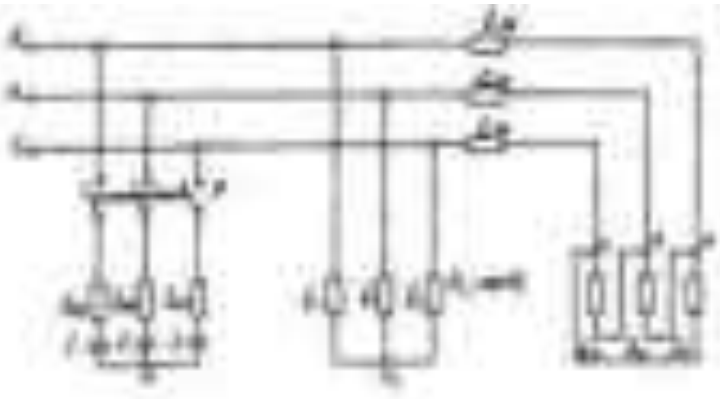


Рис. 4.1. Электрическая схема трехфазных потребителей

Для повышения коэффициента мощности приемников до единицы к тому же источнику через линию электропередачи с сопротивлением $Z_{Л1}$ в каждой фазе подключается батарея конденсаторов С, соединенная по схеме "звезда".

Определить линейные и фазные токи и напряжения приемников при отключенной батарее конденсаторов и при включении ее; реактивную мощность в фазе батареи конденсаторов, необходимую для повышения коэффициента мощности приемников до единицы; емкость и ток в фазе батареи конденсаторов. Построить векторную топографическую диаграмму напряжений и векторную диаграмму токов источника и приемников электрической энергии. Исходные данные приведены в табл. 4.1.

Методические указания.

Задачу решить комплексным методом, совместив один из векторов фазного или линейного напряжений источника энергии с положительным направлением оси вещественных чисел. Для определения линейных и фазных токов и напряжений второго приемника рекомендуется провести эквивалентные преобразования треугольника в звезду.

Последовательность решения.

Записать линейные и фазные напряжения источника энергии в комплексной форме. Провести соответствующие эквивалентные преобразования второго приемника. Определить линейные токи приемников при отключенной батарее конденсаторов. Определить падение напряжений в проводах линии электропередачи $Z_{Л2}$. Определить фазные токи второго приемника. Определить реактивную мощность в фазе батареи конденсаторов, необходимую для повышения коэффициента мощности приемников до единицы. Определить емкость и ток в фазе батареи конденсаторов. Определить линейные токи источника энергии при включении батареи конденсаторов. Построить векторную топографическую диаграмму напряжений и векторную диаграмму токов источника энергии и приемников.

Пример решения задачи

Для заданной электрической схемы трехфазных потребителей (рис. 4.1) по известным параметрам: $U_Л$= 220 В; $\underline{Z}_{Л1}$= 1,7 Ом; $\underline{Z}_{Л2}$= (1,4+j1,6) Ом; $\underline{Z}_2$= (9+j7) Ом; P_1= 4 Вт; cos φ_1=0,7; определить линейные и фазные токи и напряжения приемников при отключенной батарее конденсаторов и при включении ее; реактивную мощность в фазе батареи конденсаторов, необходимую для повышения коэффициента мощности приемников до единицы; емкость и ток в фазе батареи конденсаторов. Построить векторную топографическую диаграмму напряжений и векторную диаграмму токов источника и приемников электрической энергии.

1. Выразим линейные и фазные напряжения источника энергии в комплексной форме, В

$$U_ф = \quad = \quad = 127.$$

Вектор фазного напряжения источника венных чисел, тогда, В

$\mathring{U}_A$ направим по оси вещественных чисел, тогда, В

$$\mathring{U}_A = \mathring{U}_Ф = 127;$$
$$\mathring{U}_B = \mathring{U}_A \cdot e^{-j120°} = 127 \cdot e^{-j120°};$$
$$\mathring{U}_C = \mathring{U}_A \cdot e^{-j120°} = 127 \cdot e^{j120°};$$
$$\mathring{U}_{AB} = \mathring{U}_A - \mathring{U}_B = 127 \cdot 127 \cdot e^{-j120°} = 220e^{j30°};$$
$$\mathring{U}_{CA} = \mathring{U}_C - \mathring{U}_A = 127 \cdot e^{j120°} - 127 = 220e^{j150}.$$

2. Преобразуем треугольник сопротивлений *a,b, c* второго приемника (рис. 4.2) в эквивалентную звезду, Ом

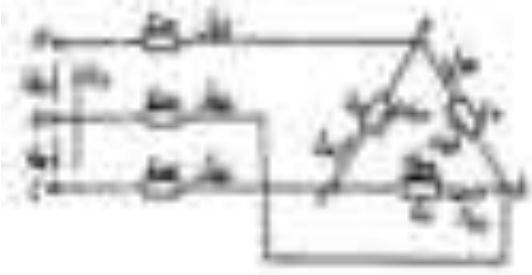


Рис. 4.2. Треугольник сопротивлений второго приемника

Поскольку приемник симметричный, то сопротивление фазы эквивалентной звезды в три раза меньше сопротивления фазы треугольника.

Для симметричных приемников, соединенных в звезду, потенциалы нулевых точек должны быть одинаковыми. В связи с этим дальнейший расчет выполним для одной фазы (фазы А) (рис. 4.3).

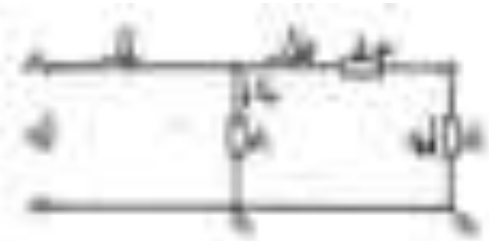


Рис. 4.3. Расчетная схема токов в фазе А

Полное сопротивление фазы эквивалентной звезды с учетом сопротивления линия $Z_{Л2}$ равно, Ом.

3. Определить линейные и фазные токи и напряжения второго приемника, а также полную мощность одной его фазы при отключенной батарее конденсаторов.

Фазные токи эквивалентной звезды, А:

$$\dot{I}_{A2}= 21{,}52e^{-j41°48'};$$

$$\dot{I}_{B2}=21{,}52e^{-j161°48'};$$

$$\dot{I}_{C2}=21{,}52e^{-j78°12'}.$$

Фазные токи эквивалентной звезды (рис. 4.4) равны линейным токам треугольника второго приемника (см. рис. 4.2).

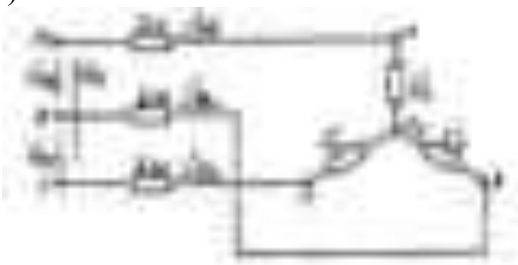


Рис. 4.4. Эквивалентная звезда второго приемника

Фазные напряжения эквивалентной звезды, В:

$=127\text{-}21{,}52e^{-j41°48'}\cdot 2{,}13e^{j48°49'}=81{,}59-j5{,}58=81{,}78e^{-j3°55'};$

$=81{,}78e^{-j123°55'};$

$=81{,}78e^{j116°05'}.$

Линейные напряжения эквивалентной звезды, В:

$=81{,}78e^{-j3°55'}- 81{,}78e^{-j123°55'}=141{,}65e^{j26°05'};$

$=81{,}78e^{-j123°55'}- 81{,}78e^{-j116°05'}=141{,}65e^{-j93°55'};$

$=81{,}78e^{j116°05'}- 81{,}78e^{-j3°55'}=141{,}65e^{j146°05'}.$

Линейные напряжения эквивалентной звезды равны фазным напряжениям треугольника сопротивлений второго приемника (см. рис. 4.2). Фазные токи второго приемника, А:

$\dot{I}_{ab}= =12{,}42e^{-j11°47'};$

$\dot{I}_{bc}=12{,}42e^{-j131°47'};$

$\dot{I}_{ca}=12{,}42e^{-j108°13'}.$

Полная мощность одной фазы второго приемника с учетом сопротивления линии электропередачи $\underline{Z}_{Л2}$ равна, ВА:

$$S_2 = U_A\cdot I_{A2}= 127\cdot 21{,}52e^{j41°48'} = 2733e^{j41°48'} = (2037 + j1822);$$

$$P_г = 2037 \text{ Вт}; Q_2 = 1822 \text{ ВА}.$$

4. Определим линейные и фазные напряжения и токи первого приемника, а также полную мощность одной его фазы при отключенной батарее конденсаторов.

Так как первый приемник подключен напрямую к источнику электрической энергии ($Z_Л = 0$), то фазные и линейные напряжения приемника равны фазным и линейным напряжениям генератора, В:

$$\mathring{U}_{a1}=\mathring{U}_1=127;$$
$$\mathring{U}_{b1}=\mathring{U}_B=127e^{-j120°};$$
$$\mathring{U}_{c1}=\mathring{U}_C=127e^{j120°};$$
$$\mathring{U}_{ab}=\mathring{U}_{AB}=220e^{j30°};$$
$$\mathring{U}_{bc}=\mathring{U}_{BC}=220e^{-j90°};$$
$$\mathring{U}_{ca1}=\mathring{U}_{CA}=220e^{j150°};$$

Для приемника, соединенного в звезду, фазные токи равны линейным $I_Ф=I_Л$. Определяем модуль фазного тока первого приемника, А:

$$I_Ф=\quad=\quad=15$$

Определяем угол сдвига фаз между напряжением и током первого приемника:

$$\cos\varphi_1=0,7;\ \varphi_1=45°34',\ (\varphi_1>0).$$

Записываем выражения фазных токов первого приемника в комплексной форме. Так как угол сдвига фаз между напряжением и током первого приемника известен, то начальная фаза тока, например фазы А, равна

$$\Psi_{IA}=\Psi_{UA}-\ \square_1=0-45°34'=-45°34'$$

Следовательно,

$$\dot{I}_{A1}=15\cdot e^{-j45°34'};$$
$$\dot{I}_{B1}=15\cdot e^{-j165°34'};$$
$$\dot{I}_{C1}=15\cdot e^{-j74°26'};$$

Полная мощность одной фазы первого приемника:

$$_1=\ \cdot I_{A1}=127\cdot 15\cdot e^{j45°34'}=1905\ e^{j45°34'}=(1333+j360)\ BA;$$
$$P_1=1333\text{кВт};\ Q_1=1360\ \text{В}\cdot\text{А}.$$

5. Определяем фазные (линейные) токи источника энергии при отключенной батарее конденсаторов (см. рис. 4.3), А:

$$\dot{I}'_A=\dot{I}'_{A1}+\dot{I}'_{A2}=15\cdot e^{-j45°34'}+21,52e^{-j41°48'}=$$
$$=10,5-j10,7+16-j14,3=26,5-j25=36,5e^{-j43°21'};$$
$$\dot{I}'_B=36,5e^{-j163°21'};$$
$$\dot{I}'_C=36,5e^{-j79°39'}.$$

6. Определяем реактивную мощность в фазе батареи конденсаторов, необходимую для повышения коэффициента мощности приемников до единицы, ВА:

$$Q_c = Q_1+Q_2 = 1360+1822 = 3182.$$

7. Определяем емкостное сопротивление в фазе батареи конденсаторов, Ом:

$$Q_c=I^2X_c=\quad\cdot X_c=\quad=$$

где Z = - модуль полного сопротивления в фазе батарея конденсаторов с учетом сопротивления линии $\underline{Z}_{Л1}=R_{Л1}$.

;

$$X_{c1}=4,41;\ X_{c2}=0,65.$$

Следовательно, режиму полной компенсации реактивной мощности удовлетворяют два значения емкостного сопротивления. Принимаем большее, так как, во-первых, большему сопротивлению соответствует меньший ток в фазе батареи конденсаторов и, соответственно, меньшие потери активной мощности на сопротивлении $\underline{Z}_{Л1}=R_{Л1}$. Во-вторых, большее значе-

ние емкостного сопротивления определяет меньшую емкость батареи конденсаторов, необходимую для компенсации реактивной мощности приемников.

8. Определяем емкость в фазе батареи конденсаторов, Ф



При этом полное сопротивление в фазе батареи конденсаторов с учетом сопротивления линии $Z_{л1}$ (рис. 4.5) равно, Ом:

$\underline{Z}=\underline{Z}_{л1}-jX_C = 1{,}7 - j4{,}41 = 4{,}73e^{-j68°55'}$.

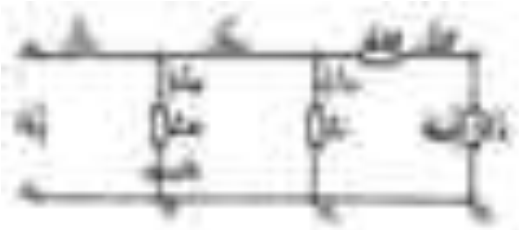


Рис. 4.5. Расчетная схема токов в фазе А с учетом батареи конденсаторов

9. Определяем фазные токи батареи конденсаторов, А:



$\dot{I}_{Bб}=26{,}85e^{j51°05'}$ А; $\dot{I}_{Cб}=26{,}85e^{j188°55'}$.

10. Определяем фазные (линейные) токи источника энергии при включенной батарее конденсаторов (см. рис. 4.5), А;

$$\dot{I}_A=\dot{I}_{Aб}+I'_A=9{,}66+j25+26{,}5-j25=36{,}16;$$
$$\dot{I}_B=36{,}16e^{-j120°};\ \dot{I}_C=36{,}16e^{j120°}.$$

Данные расчета показывают, что фазные токи и напряжения источника совпадают по фазе. Следовательно, параметр емкости С в фазе батареи конденсаторов, необходимый для повышения коэффициента мощности приемников до единицы, выбран верно.

11. Строим векторную диаграмму токов и топографическую диаграмму напряжений для источника и приемников электрической энергии (рис. 4.6).

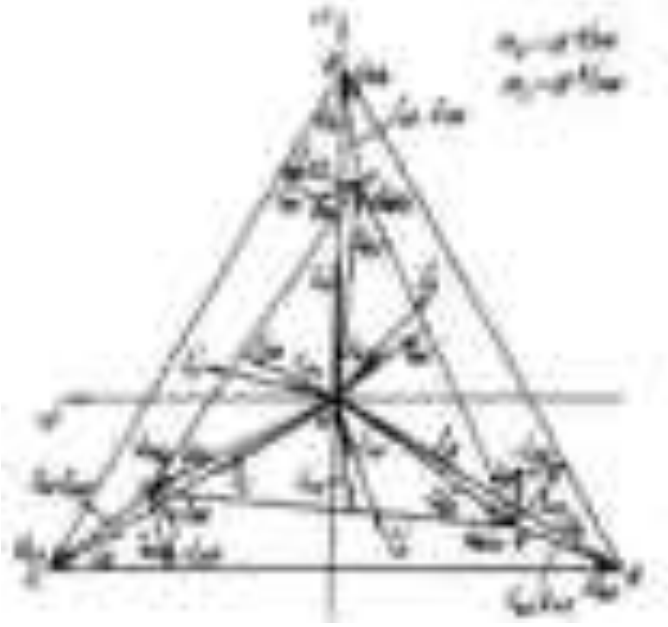


Рис. 4.6. Векторная диаграмма

На комплексной плоскости откладываем комплексные значения токов (векторы токов) и напряжений (векторы напряжений) в выбранных предварительно масштабах. Наиболее удобными в рассматриваемом расчете являются: масштаб напряжений m_U = 15 В/см и масштаб тока m_I = 10 А/см. Векторы токов второго приемника направляем из вершин треугольника напряжений *a, b, c* . Все остальные векторы токов - из начала координат.

Задача 5. РАСЧЕТ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В ЛИНЕЙНЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ЦЕПЯХ ПОСТОЯННОГО ТОКА

Номер вариа-нта	Значение параметров						
	R_1, Ом	R_2, Ом	R_3, Ом	R_4, Ом	C, мкФ	L, мГн	U, В
1	50	-	50	-	170	-	100
2	25	25	25	-	.	125	100
3	25	25	25	-	40	-	100
4	50	50	50	-	-	250	100
5	50	50	50	50	60	-	100
6	50	50	50	-	-	250	100
7	25	25	25	-	180	-	100
8	50	50	50	-	-	125	100
9	25	25	25	25	100	-	100
10	25	25	25	-	-	250	100
11	50	50	50	-	90	-	100
12	25	25	25	-	-	250	100
13	25	25	-	-	110	-	100
14	25	25	-	-	-	125	100
15	20	50	10	50	-	125	100
16	50	10	50	15	260	-	100
17	50	25	50	-	-	125	100
18	50	50	50	-	120	-	100
19	50	50	50	-	-	125	100
20	25	-	25	-	190	-	100
21	25	50	25	-	-	125	100
22	50	50	50	-	-	125	100
23	50	50	50	-	60	-	100
24	50	50	50	-	180	-	100

Условие задачи.

Для заданной электрической схемы из табл. 5.1 с известными параметрами (табл. 5.2) рассчитать переходный процесс классическим и операторным методами, определить законы изменений токов и напряжений во времени. Построить эти зависимости.

Последовательность решения классическим методом расчета.

Составить систему дифференциальных уравнений по законам Кирхгофа для электрической цепи, получающейся после коммутации, при этом использовать соотношения $u_L = L\,di/dt$, $i = Cdu_c/dt$.

Подставить числовые значения заданных параметров в систему уравнений.

Решить систему уравнений относительно тока через индуктивность (напряжения на емкости), в результате получается неоднородное дифференциальное уравнение первого порядка.

Решением неоднородного дифференциального уравнения является сумма частного (принужденная составляющая) и общего (свободная составляющая) решения однородного дифференциального уравнения.

Принужденная составляющая определяется расчетом в послекоммутационной электрической цепи в установившемся режиме.

Свободная составляющая при решении однородных дифференциальных уравнений первого порядка определяется как

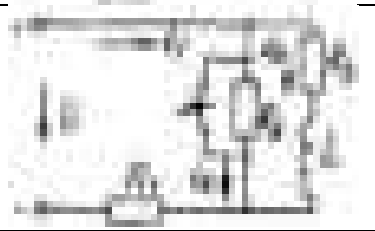
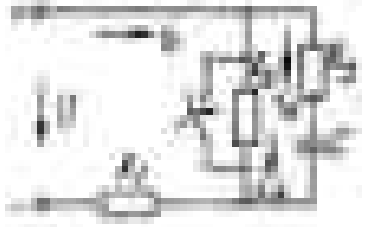
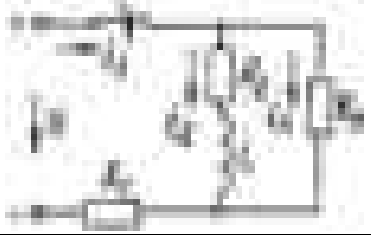
$$Ae^{pt}$$

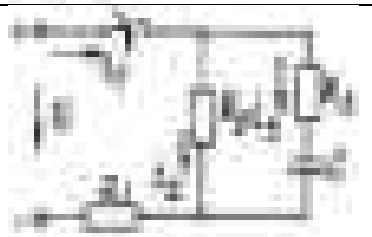
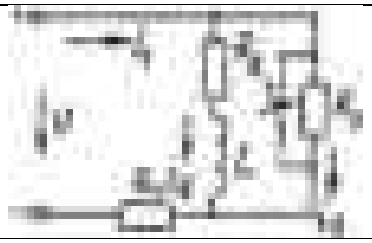
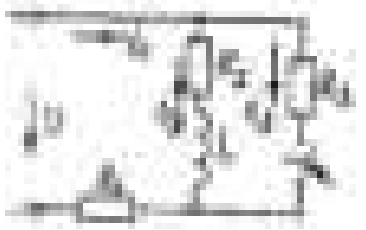
где A - постоянная интегрирования; p - корень характеристического уравнения.

Характеристическое уравнение составляется по однородному дифференциальному уравнению.

Последовательность решения операторным методом расчета.

Расчетные формулы и последовательность решения этим методом приведены в примерах расчета цепей, содержащих индуктивность и емкость.

№	Схема варианта	№	Схема варианта
1		13	
2		14	
3		15	
4		16	
5		17	
6		18	
7		19	
8		20	

9		21	
10		22	
11		23	
12		24	

Пример расчета цепи, содержащей индуктивность (рис. 5.1).

Исходные данные: U = 100 В; $R_1 = R_2 = R_3 = R_4$ = 25 Ом; L = 0,25 Гн.

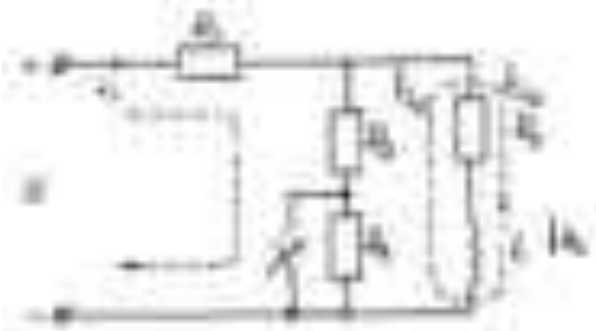


Рис. 5.1. Схема электрической цепи

Определить законы изменения токов, напряжения u_L при переходе цепи от одного установившегося состояния к другому классическим и операторными методами. Построить эти зависимости.

Решение классическим методом.

Составляем систему дифференциальных уравнений по законам Кирхгофа (три уравнения для определения трех неизвестных токов) для цепи, получающейся после коммутации:

 (5.1)

Решаем систему уравнений относительно тока через индуктивность i_3 (избавляемся от токов и)

$$(R_1+R_2)\,u_L + [R_1R_2 + R_1(R_1 + R_2)]i_3 = R_2U$$

Решение упрощается, если в систему уравнений (5.1) подставить заданные числовые значения;

 (5.2)

Решая систему уравнений (5,2), получаем

$$2u_L+75i_3=100. \quad (5.3)$$

Подставив соотношение $u_L = Ldi_3/dt$ в уравнение (5.3), получим

$$2Ldi_3/dt + 75i_3= 100,$$

и окончательно получаем неоднородное дифференциальное уравнение первого порядка

$$di_3/dt + 150i_3=200. \quad (5.4)$$

Решением уравнения (5.4) является сумма принужденной и свободной составляющих тока $i_3(t)$

$$i_3(t)= i_3(t)_{пр}+ i_3(t)_{св}. \quad (5.5)$$

Принужденная составляющая тока определяется из уравнения (5.4) как новое установившееся значение по окончании переходного процесса

$$i_3(t)_{пр} = 200/150 =1,33 \text{ А}. \quad (5.6)$$

Запишем однородное дифференциальное уравнение первого порядка

$$di_3/dt+150\, i_3= 0 \quad (5.7)$$

и характеристическое уравнение

$$p+150=0. \quad (5.8)$$

Свободная составляющая тока определяется как

$$i_3\,(t)_{св}=Ae^{pt}, \quad (5.9)$$

где A - постоянная интегрирования; p - корень характеристического уравнения (5.8), $p = -150$; τ - постоянная времени электрической цепи, $\tau = 1/150$.

Постоянная интегрирования определяется из начальных условий, исходя из первого закона коммутации (ток через индуктивность при коммутациях не меняется скачком).

С учетом уравнений (5.6) и (5.9) уравнение (5.5) запишем как

$$i_3\,(t) = 1,33+A\, e^{-150t}.$$

Значение тока $i_3(0)$ определяем, рассчитывая цепь до коммутации

$$i_3(0)=1,6\text{А}.$$

По первому закону коммутации $i_3\,(0) = i_3\,(0)_{пр} + i_3\,(0)_{св} = 1,6$ А, $i_3(0) = 1,33 + A\, e^{-150t} = 1,6$, откуда $A = 1,6 - 1,33 = 0,27$.

Окончательно

$$i_3\,(t)= 1,33 + 0,27\, e^{-150t};$$
$$u_L(t)=Ldi_3/dt= 0,25\text{-}0,27(\text{-}150)\, e^{-150t} =\text{-}10\, e^{-150t};$$
$$u_2(t) = [u_3(t)R_3+ u_L(t)]/R_2 = 1,33 - 0,13\, e^{-150t};$$
$$i_1(t) = i_2(t) + i_3(t) = 2,66 + 0,14\, e^{-150t}.$$

Решение операторным методом.

На рис. 5.2 представлена операторная схема замещения цепи (см. рис. 5.1).

Составляется система уравнений в изображениях (в операторной форме)

 (5.10)

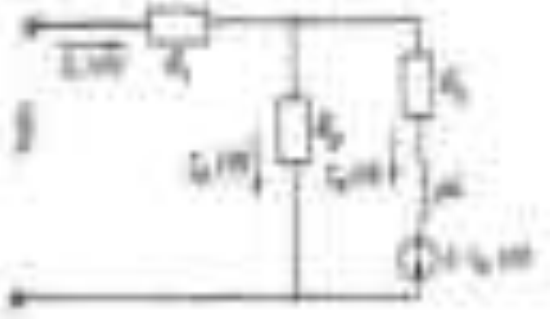


Рис. 5.2. Операторная схема замещения электрической цепи

Система уравнений решается относительно любого тока. Достаточно просто получаем уравнение в изображениях для тока через индуктивность, если использовать дифференциальное уравнение (5.4), из которого следует:

$$[pI_3(p) - i_3(0)]+150I_3(p)=200/p;$$

$$pI_3(p)+ 150I_3(p)= 200/p+ i_3(0)= 200/p+1,6$$

и окончательно

$$I_3(p)=(200+1,6p)/p(p+150)=F_1(p)/F_2(p), \quad (5.11)$$

где $F_1(p)$ - полином числителя; $F_2(p)$ - полином знаменателя.

Переход от изображения тока $I_3(p)$ к оригиналу $i_3(t)$ осуществляем по формуле разложения

$$i_3(t)=\Sigma\ ([F_1(p)/F_2(p)]\cdot \quad) \quad (5.12)$$

где $p_к$ - корни характеристического уравнения.

Характеристическим уравнением является полином знаменателя, равный нулю, т. е. $F_2(p) = 0$.

В рассматриваемом примере

$$P(p+150)=0,$$

откуда $p_1 =0$; $p_2= -150$.

Производная полинома знаменателя

$$F_2'(p)=(2p+150),$$

откуда $F_2'(p_1)=150$; $F_2'(p_2)= -150$.

Оригинал тока $i_3(t)$

$$i_3(t)= ([F_1(p_1)/F_2'(p_1)] \quad)+ ([F_1(p_2)/F_2'(p_2)] \quad)=$$

$$= [(200 +1,6\ 0) / 150]e^{150t}+ [(200 +1,6\ (-150) / (-150)]\cdot e^{-150\cdot t} =$$

$$= 1,33 + 0,27\ e^{-150t}.$$

На рис. 5.3 представлены переходные характеристики токов и напряжения на индуктивности.

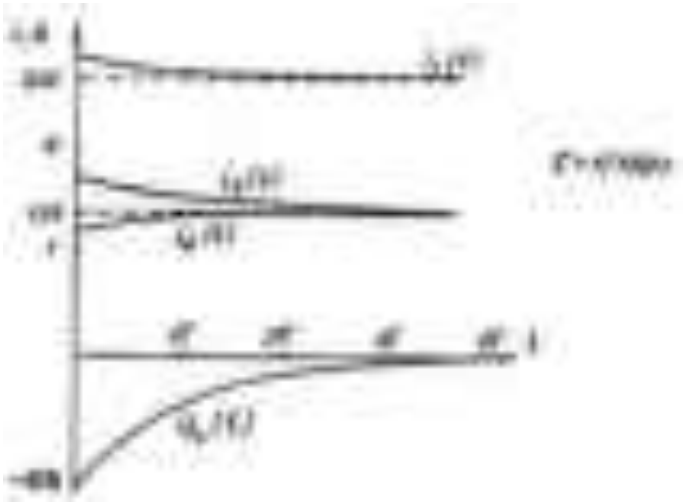


Рис. 5.3. Временные диаграммы токов и напряжения иа индуктивности

Пример расчета цепи содержащей емкость (рис. 5.4).

Исходные данные: U = 100 В; $R_1 = R_2 = R_3$ = 50 Ом; С = 100 мкФ.

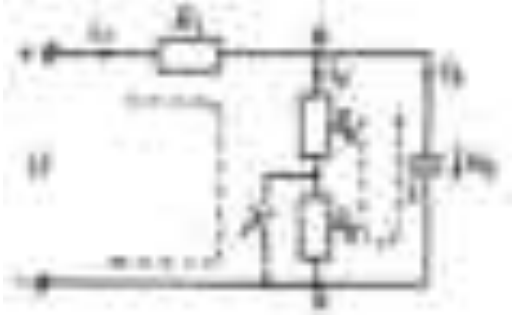


Рис. 5.4. Схема электрической цепи

Определить и построить следующие зависимости: $u_C(t)$, $u_1(t)$, $u_2(t)$, $u_3(t)$.

Решение классическим методом.

Составляем систему дифференциальных уравнений по законам Кирхгофа (три уравнения для определения трех неизвестных токов) для цепи, получающейся после коммутации



(5.13)

Между током и напряжением на емкости существует соотношение



(5.14)

Решаем систему уравнений (5.14) относительно напряжения на емкости

$$du_c / dt + 300u_c = 20000. \quad (5.15)$$

Уравнение (5.15) - неоднородное дифференциальное уравнение первого порядка.

Решением уравнения (5.15) является сумма принужденной и свободной составляющих напряжения $u_C(t)$. Решение неоднородного дифференциального уравнения первого порядка рассмотрено выше для цепи с индуктивностью. По аналогии имеем

$$u_C(t) = u_C(t)_{\text{пр}} + u_C(t)_{\text{св}}. \quad (5.16)$$

Принужденная составляющая напряжения равна

$$u_C(t)_{\text{пр}} = 20000/300 = 66{,}7 \text{ В}.$$

Свободную составляющую напряжения находим из уравнения

$$u_C(t)_{\text{СВ}} = A\, e^{pt},$$

где $(p + 300) = 0$ - характеристическое уравнение; $p = -300$ - корень характеристического уравнения; τ - постоянная времени электрической цепи, $\tau = 1/300$; $u_C(0) = 50$ В, напряжение u_C в момент коммутации (определяется расчетом рассматриваемой цепи до коммутации):

$$u_C(t) = 66{,}7 + Ae^{-300t};$$

$u_C(0) = 66{,}7 + Ae^{p \cdot 0} = 50$В, откуда $A = -16{,}7$.

Окончательно имеем:

$$u_C(t) = 66{,}7 - 16{,}7 \cdot e^{-300t};$$

$$i_3(t) = C \cdot du_C/dt = 100 \cdot 10^{-6}(-16{,}7)(-300) \cdot e^{-300t} = 0{,}5 \cdot e^{-300t};$$

$$i_2(t) = u_{ав}(t)/(R_2 + R_3) = u_C(t)/(R_2 + R_3) = 0{,}667 - 0{,}167 \cdot e^{-300t};$$

$$i_1(t) = i_2(t) + i_3(t) = 0{,}667 + 0{,}333 \cdot e^{-300t}.$$

На рис. 5.5 представлены переходные характеристики токов и напряжения на емкости.



Рис. 5.5. Временные диаграммы токов и напряжения на емкости

Решение операторным методом.

Система уравнений в изображениях (в операторной форме) может быть составлена по операторной схеме замещения (рис. 5.6) или по системе дифференциальных уравнений (5.14)

(5.17)

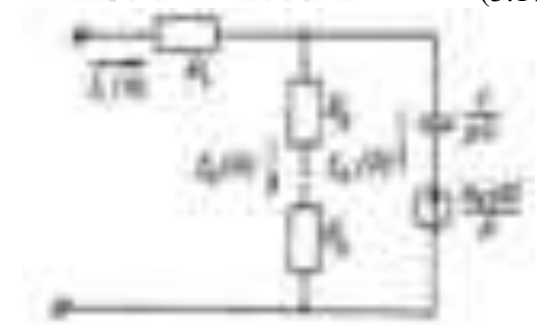


Рис. 5.6. Операторная схема замещения электрической цепи

Решаем систему алгебраических уравнений (5.17) относительно токов или напряжения на емкости $U_C(p)$.

Решение относительно напряжения $U_C(p)$ упрощается, если воспользуемся уравнением (5.15). Уравнение (5.15) преобразуем в уравнение в изображениях:

$$[pU_C(p)-u_C(0)]+300\cdot U_C(p)=20000/p;$$

$$Uc\ (p)(p + 300) = 20000/p + 50;$$

$$U_c\ (p) = [20000 + 50p]\ /p(p + 300) = F_1(p)/\ F_2(p),$$

где $F_1(p)$ - полином числителя; $F_2(p)$ - полином знаменателя.

Переход от изображения напряжения $U_C(p)$ к оригиналу $u_C(t)$ осуществляем по формуле разложения

$$U_C(t)=\Sigma([F_1(p)/F_2'(p)]\cdot \quad), \quad (5.18)$$

где $p_к$ - корни характеристического уравнения.

Характеристическим уравнением является полином знаменателя равный нулю, т. е. $F_2(p) = 0$.

В рассматриваемом примере

$$p(p+300)=0,$$

откуда $p_1 = 0$; $p_2 = -300$.

Производная полинома знаменателя

$$F_2'(p)=(2p+300),$$

откуда $F_2'(p_1)=300;\ F_2'(p_2)=-300.$

Оригинал напряжения $u_C(t)$

$$u_C(t) = ([F_1(p_1)/\ F_2'(p_1)]\cdot \quad) +([F_1(p_2)/F_2'(p_2)]\cdot \quad)=$$

$$=[(20000 + 50\ 0) / 300]\cdot e^{300\cdot 0} + [(20000+50\ (-300) / (-300)]\cdot e^{-300t}$$

$$= 66{,}7 - 16{,}7\cdot e^{-300\cdot t}.$$

Задача 6. РАСЧЕТ НЕЛИНЕЙНЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ ПОСТОЯННОГО ТОКА В УСТАНОВИВШЕМСЯ РЕЖИМЕ

Условие задачи.

Для заданной электрической схемы (табл. 6.1) с известными параметрами (табл. 6.2) определить токи в ветвях и напряжение на нелинейных элементах (НЭ).

Вольт-амперные характеристики НЭ, симметричные относительно начала координат, приведены на рис. 6.1.

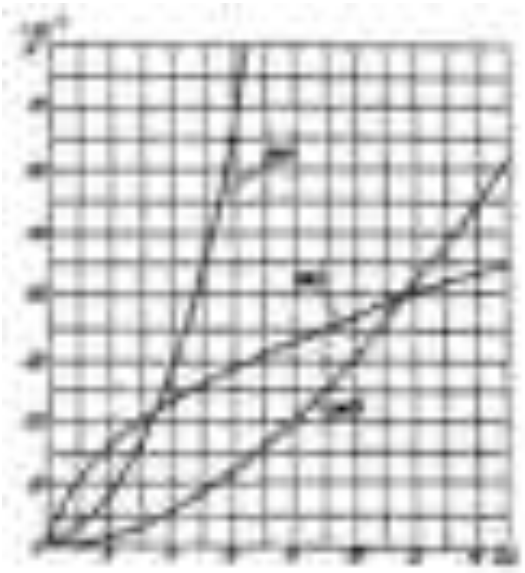


Рис. 6.1. Вольт-амперные характеристики нелинейных элементов

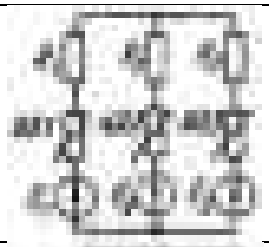
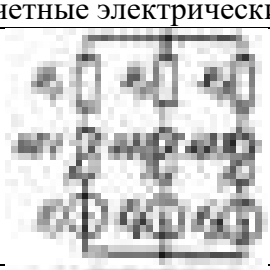
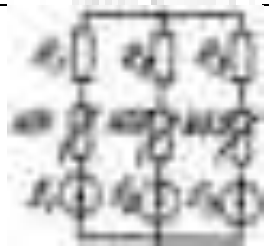
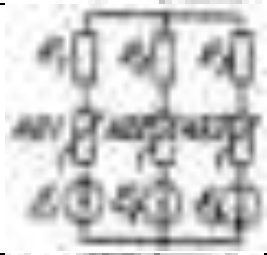
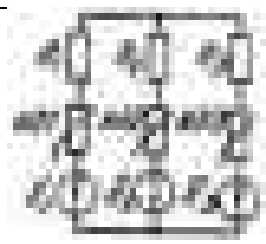
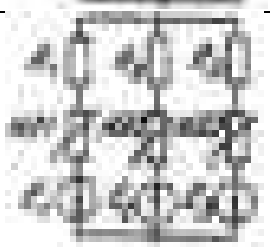
Методические указания.

Для нелинейных электрических цепей (НЭЦ) постоянного тока справедливы оба закона Кирхгофа



Затруднения при рассмотрении НЭЦ с помощью законов Кирхгофа заключаются в том, что в НЭЦ напряжение и токи связаны между собой нелинейными соотношениями. По этой причине для решения задач теории НЭЦ приходится использовать различные приближенные методы решения, к которым относится метод двух узлов.

Расчетные электрические схемы

1		5	
2		6	
3		7	

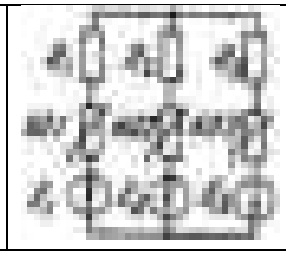
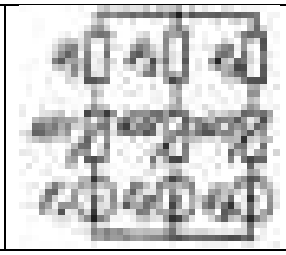
4		8	

Таблица 6.2

Исходные данные к задаче 6

Вариант	Номер схемы	Значения параметров								
		R_1, Ом	R_2, Ом	R_3, Ом	НЭ1	НЭ2	НЭ3	E_1, В	E_2, В	E_3, В
1	1	600	300	400	ВАХ1	ВАХ3	ВАХ2	24	9	10
2	2	100	200	500	-	ВАХ2	ВАХ3	-	24	12
3	3	-	800	400	ВАХ2	ВАХ2	ВАХ3	-	15	20
4	4	400	300	600	-	ВАХ3	ВАХ1	10	8	14
5	5	-	800	600	ВАХ3	ВАХ2	ВАХ1	15	9	24
6	6	100	700	500	ВАХ1	-	ВАХ3	8	-	10
7	7	200	-	500	ВАХ2	ВАХ3	ВАХ1	6	-	12
8	8	1000	400	700	ВАХ2	-	ВАХ3	16	9	18
9	1	800	-	100	ВАХ1	ВАХ2	ВАХ3	10	15	20
10	3	400	700	200	ВАХ3	ВАХ2	ВАХ1	8	16	-
11	5	100	200		ВАХ2	ВАХ3	ВАХ1	24	12	-
12	7	600	200	400	ВАХ3	ВАХ1	-	15	10	20
13	2	500	700	-	ВАХ1	ВАХ2	ВАХ3	16	12	9
14	4	-	-	-	ВАХ3	ВАХ1	ВАХ2	14	20	8
15	6	200	100	-	-	ВАХ2	ВАХ3	10	8	15
16	8	-	500	-	ВАХ1	-	ВАХ3	12	6	18
17	1	-	-	600	ВАХ1	ВАХ3	-	20	-	4
18	2	800	-	-	-	ВАХ2	ВАХ3	15	10	5
19	3	-	900	-	ВАХ1	-	ВАХ3	6	12	8
20	4	-	-	100	ВАХ3	ВАХ1	-	16	18	9
21	5	400	-	200	-	ВАХ2	ВАХ3	9	4	10
22	6	-	-	-	ВАХ1	ВАХ2	ВАХ3	-		18
23	7	-	-	500	ВАХ2	ВАХ3	-	14	12	6
24	8	-	300	-	ВАХ1	-	ВАХ3	-	20	10

Расчет сложной НЭЦ, состоящей из нескольких параллельных ветвей, которые наряду с нелинейными элементами могут содержать и источники постоянной э. д. с, включенные последовательно с нелинейными элементами, сводится к нахождению токов и напряжений на участках цепи с помощью вольт-амперных характеристик.

Для этого предварительно строится вольтамперная характеристика каждой ветви, которая получается смещением соответствующей характеристики НЭ на величину заданной э. д. с. влево или вправо от начала координат, в зависимости от направления э. д. с. Затем, на основании первого закона Кирхгофа, строится результирующая характеристика. Она получается смещенной относительно начала координат на величину э. д. с. *(E),* которую можно рассматривать как э. д. с. эквивалентной цепи.

Так как сумма токов в узле равна нулю, то в эквивалентной цепи ток отсутствует. Следовательно, значение э. д. с. *(E)* равно разности потенциалов верхнего узла относительно нижнего узла исходной схемы.

Отсюда находят напряжение в каждом НЭ

$$U_{Нэк}=E_к-E$$

Ток в каждом НЭ определяется по соответствующей вольт-амперной характеристике.

Последовательность решения задачи.

1. Задаться положительным направлением токов в ветвях схемы.

2. На основании второго закона Кирхгофа построить эквивалентные вольт-амперные характеристики для ветвей.

3. На основании первого закона Кирхгофа построить результирующую вольт-амперную характеристику всей электрической цепи.

4. По результирующей вольт-амперной характеристике определить напряжения на каждом НЭ и токи в каждой ветви по соответствующим вольт-амперным характеристикам.

Пример решения задачи.

Для заданной электрической схемы (рис. 6.2, *а)* с известными параметрами E_1 =12 В, E_2 = 10 В, E_3 = 3 В,

R_1 =200 Ом, НЭ1, НЭ2 и НЭ3 (вольт-амперные характеристики которых приведены на рис. 6.3) определить токи в ветвях и напряжения на НЭ.

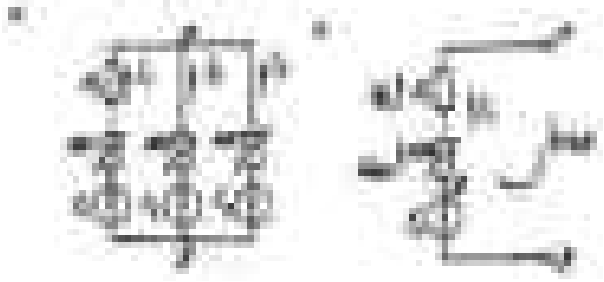


Рис. 6.2. Заданная *(а)* и расчетная (б) электрические схемы

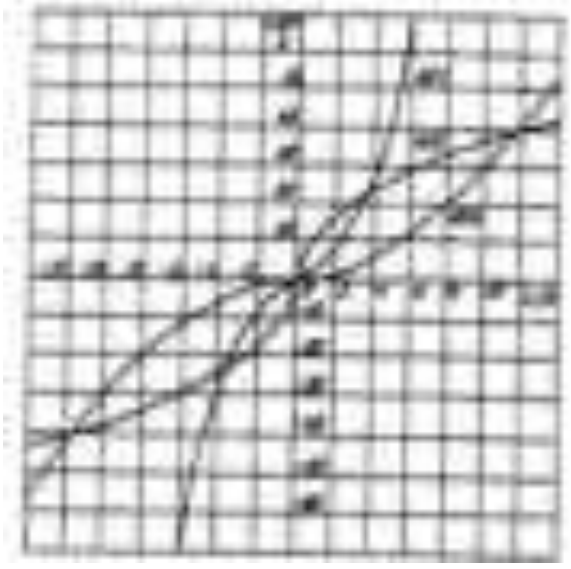


Рис. 6.3. Вольт-амперные характеристики нелинейных элементов

1. Задаемся положительным направлением токов во всех ветвях цепи.

2. Так как каждый из токов является нелинейной функцией падения напряжения на своем НЭ, необходимо выразить его в функции одного переменного напряжения $U_{аб}$ между узлами *а* и *б.*

Рассмотрим первую ветвь, содержащую последовательно соединенные резистор R_1, НЭ1 и источник постоянной э. д. с. E_1 (рис. 6,2, *б).*

На основании второго закона Кирхгофа для контура, указанного на рис. 6.2, *б* круговой стрелкой, запишем

$$E_1=U_{аб}+U_{R1}+U_{НЭ1} \text{ или } U_{аб}=E_1-(U_{R1}+U_{НЭ1}).$$

Если э. д. с. (E_1) действует в направлении выбранного положительного тока, т. е. $E_1 > 0$, то при положительном токе она способствует прохождению тока и при $E_1 < U_{аб}$ уменьшает значение.

На рис. 6.4 изображены характеристики первого нелинейного элемента $I_1 = f(U_{НЭ1})$, резистора $I_1=f(U_{R1})$, суммарная

$I_1 = f(U_{аб})$ и прямая, соответствующая $E_1 > 0$. Здесь же нанесена результирующая характеристика $I_1 = f(U_{аб})$.

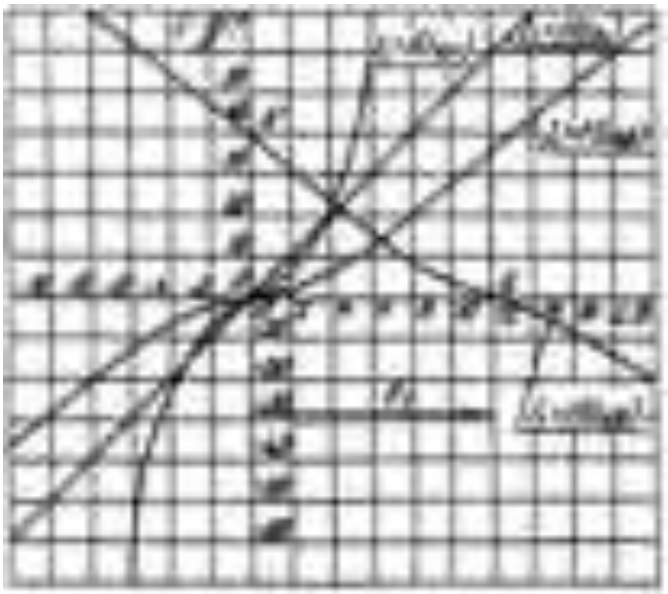


Рис. 6.4. Вольт-амперные характеристики первого нелинейного элемента

Для т. *А* кривой $I_1=f(U_{НЭ1})$ напряжение на первом нелинейном элементе будет равно нулю $(U_{НЭ1}= 0)$ при $I_1=0$. При этом $U_{аб} = E_1$ т. е. начало) кривой $I_1=f(U_{аб})$ сдвинуто в точку *Б*, в которой $U_{аб} = E_1$. Росту $U_{аб}$, при $U_{аб} >0$ соответствует уменьшение $U_{аб}$. Для точки *А'* при $U_{аб} = E_1$, $U_{аб} = 0$. Росту $U_{аб}$ при $U_{аб} < 0$ отвечает увеличение $U_{аб}$, причем $U_{аб} > E_1$.

Аналогичным образом перестраивают кривые $I_2=f(U_{НЭ2})$ и $I_3 =f(U_{нэз})$ для других ветвей схемы (рис. 6.5 и 6.6).

3. Нанесем кривые $I_1= f(U_{аб})$, $I_2=f(U_{аб})$ и $I_3 =f(U_{аб})$ на одном рисунке и построим результирующую вольт-амперную характеристику $I= f(U_{аб})$ просуммировав ординаты кривых (рис. 6.7).

4. Точка *А* пересечения кривой $I= f(U_{аб})$ с осью абсцисс дает значение Саб, при котором удовлетворяется уравнение

$$I_1 + I_2 + I_3 = 0.$$

Восстанавливаем в этой точке перпендикуляр к оси абсцисс до пересечения с кривыми $I_1= f(U_{аб})$, $I_2=f(U_{аб})$ и $I_3 =f(U_{аб})$ и находим токи I_1, I_2 и I_3 как по величине, так и по знаку.

Для рассматриваемого примера имеем (см. рис. 6.7), А

$$I_1=15\cdot10^{-3};$$
$$I_2=5\cdot10^{-3};$$
$$I_3=-20\cdot10^{-3}.w$$

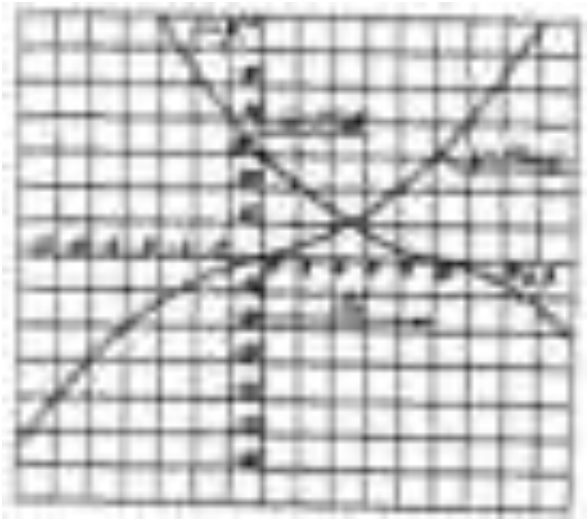


Рис. 6.5. Вольт-амперные характеристики второго нелинейного элемента

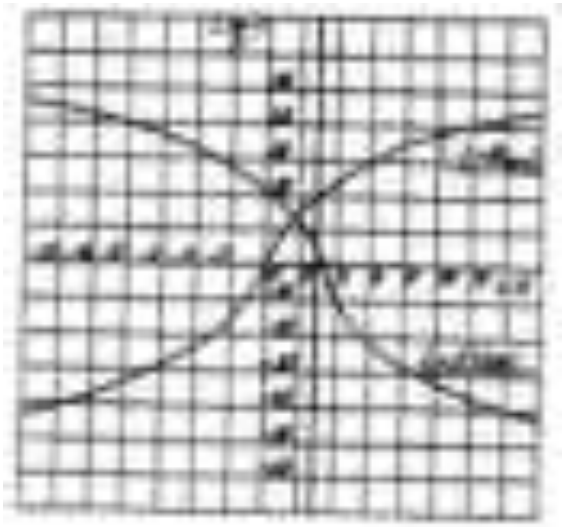


Рис 6.6. Вольт-амперные характеристики третьего нелинейного элемента

Сделаем проверку

$$I_1 + I_2 + I_3 = 15 \cdot 10^{-3} + 5 \cdot 10^{-3} - 20 \cdot 10^{-3} = 0 \text{ A}.$$

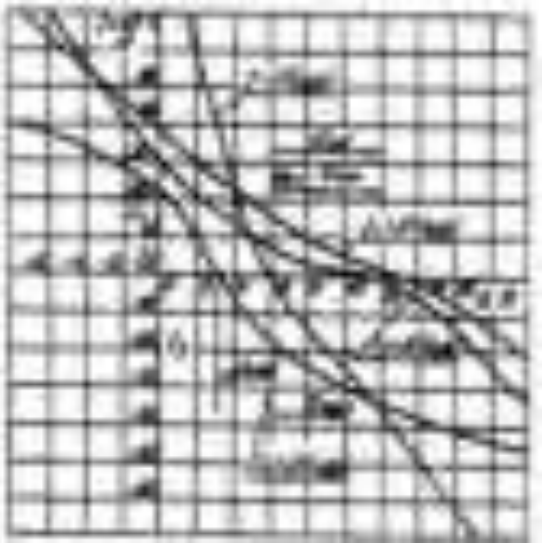


Рис. 6.7. Результирующие вольт-амперные характеристики

Располагая построенными характеристиками, легко находим напряжения на всех нелинейных элементах цепи (см. рис. 6.7):

$U_{НЭ1} = 3$; $U_{НЭ1} = 2$; $U_{НЭ1} = 3$.

ЗАДАЧА 7. РАСЧЕТ МАГНИТНЫХ ЦЕПЕЙ ПОСТОЯННОГО ТОКА.

7.1. Неразветвленные магнитные цепи.

Методические указания.

Магнитной цепью называют совокупность магнитодвижущих сил (МДС),ферромагнитных тел или каких-либо иных тел или сред, по которым замыкается магнитный поток.

Магнитные цепи могут быть подразделены на неразветвленные (рис. 1) и разветвленные (рис. 2).

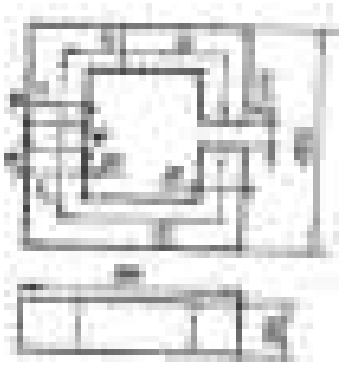


Рис. 7.1. Неразветвленная магнитная цепь

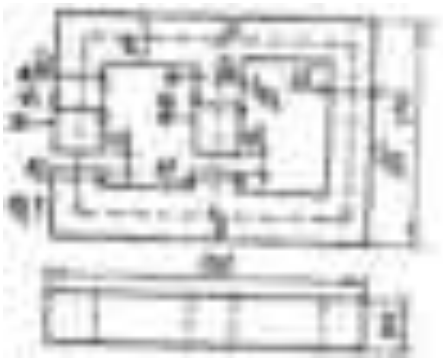


Рис. 7.2. Разветвленная магнитная цепь

Основными величинами, характеризующими магнитное поле и используемыми при расчете к анализе магнитных цепей, являются магнитная индукция B и напряженность магнитного поля H.

Эти величины связаны между собой зависимостью:

$$B = \mu_0 \cdot \mu \cdot H$$

где μ_0 — постоянная, характеризующая свойства вакуума,

$$\mu_0 = 4 \cdot \pi \cdot 10^{-7} \text{ Гн/м}$$

μ — относительная магнитная проницаемость.

$$H = 0{,}8 \cdot 10^6 B$$

Магнитную индукцию B измеряют в теслах (1 Тл = 1 Вс/м^2). Единицей напряженности магнитного поля H является 1 А/м,

Магнитная индукция и напряженность магнитного поля — векторные величины.

Величиной. служащей для интегральной оценки магнитного поля, является магнитный поток Ф, представляющий собой поток вектора магнитной индукции сквозь поверхность dS

$$\Phi = \int_S B dS$$

Если магнитный поток проходит сквозь поверхность, расположенную перпендикулярно линиям магнитной индукции поля, то магнитный поток определяется по формуле

$$\Phi = BS$$

Магнитны поток измеряют в веберах (1 Вб = 1 Вс).

Магнитное поле создается электрическими тока. Напряженность магнитного поля связана с токами, возбуждающими поле, за коном полного тока, согласно которому линейный интеграл вектора напряженности магнитного поля вдоль замкнутого контура равен алгебраической сумме токов, охватываемых этим контуром

$$\oint Hdl = \sum I$$

где l — длина участка магнитной цепи, вдоль которого идет интегрирование. Длина участка отсчитывается по средней линии магнитопровода.

Заменив интеграл суммой интегралов по участкам и учитывая, что пределах одного участка магнитная цепь имеет одинаковое поперечное сечение и одинаковую магнитную проницаемость, получим закон полного тока в общем виде

$$\sum_K H_K l_K = \sum Iw$$

где H_K — напряженность магнитного поля на каждом участке магнитной цепи;

l_K - длина каждого участка магнитной цепи;

w - число витков катушки.

Произведение числа витков катушки w на протекающий по ней ток I называют магнитодвижущей силой катушки F.

$$\sum Iw = \sum F$$

МДС вызывает магнитный поток в магнитной цепи подобно тому, как ЭДС вызывает электрический ток в электрической цепи. Как и ЭДС, МДС величина векторная. Положительное направление МДС совпадает с движением острия правоходового винта, если его вращать по направлению тока в обмотке.

Падением магнитного напряжения U_{MAB} между точками a и b магнитной цепи, называют произведением Hl_{AB}. Здесь , - длина пути между точками a и b.

Магнитное напряжение измеряют в амперах (А).

Если участок магнитной цепи между точками a и b может быть подразделен на n отдельных частей так, что для каждой части $H=H_K$ постоянно, то

$$U_{MAB} = \sum_{K=1}^{K=n} H_K l_K$$

Отношение падения магнитного напряжения U_M к магнитному потоку Ф называют магнитным сопротивлением цепи

$$\Phi w = \Psi = Li$$

$$R_M = \frac{U_M}{\Phi} = \frac{l}{\mu_0 \mu S}$$

Величину, обратную магнитному сопротивлению называют магнитной проводимостью цепи

$$G_M = \frac{1}{R_M} = \frac{\mu_0 \mu S}{l}$$

Соотношение $\Phi = \frac{U_M}{R_M}$ - называют законом Ома для магнитной цепи.

Надо отметить, что между магнитными и электрическими величинами есть формальная аналогии. Аналогом тока в электрической цепи является поток в магнитной цепи. Аналогом ЭДС — МДС. Аналогом падения напряжения на участке электрической цепи падение магнитного напряжения. Аналогом вольтамперной характеристики нелинейного сопротивления — веберная характеристика участка магнитной цепи.

Соответствие электрических и магнитных величин можно представить в виде таблицы (табл. 7.1).

Таблица соответствия электрических и магнитных величин — Таблица 7.1

Электрические величины	Магнитные величины
I – ток, А	Ф – магнитный поток, Вб
E – ЭДС, В	F – МДС, А
U – напряжение, В	U_M – магнитное напряжение, А
R – сопротивление, Ом	R_M – магнитное сопротивление, 1/Гн
G – проводимость, 1/Ом	G_M – магнитная проводимость,

При расчете и анализе магнитных цепей используют первый и второй законы Кирхгофа.

Первый закон Кирхгофа: алгебраическая сумма магнитных потоков в любом узле магнитной цепи равна нулю:

$$\sum \Phi = 0$$

Второй закон Кирхгофа: алгебраическая сумма падений магнитного напряжения вдоль любого замкнутого контура равна алгебраической сумме МДС вдоль того же контура:

$$\sum U_M = \sum Iw$$

В качестве примера составим уравнения по законам Кирхгофа для разветвленной магнитной цепи, изображенной на рис. 7.2.

Произвольно выбираем направление потоков в ветвях. Для узла “а” составим уравнение по первому закону Кирхгофа

$$\Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3 = 0$$

По второму закону Кирхгофа составляем уравнение для контура, состоящего из левой и средней ветвей.

$$H_1 l_1 + H_1 \delta_2 - H_2 l_2 + H_2 \delta_2 = I_1 w_1 - I_2 w_2$$

Под вебер-амперной характеристикой понимают зависимость потока Ф по какому-либо участку магнитной цепи от падения магнитного напряжения на этом участке U_M.

$$\Phi = \int (U_M)$$

Расчет неразветвленной магнитной цепи разделяют на прямую и обратную задачи.

7.1.1. Прямая задача. Определить МДС цепи по заданному магнитному потоку.

Порядок расчета следующий:

1) магнитная цепь разбивается на участки, имеющие одинаковое сечение и одинаковую магнитную проницаемость;

2) по известным геометрическим размерам магнитного сердечника определяются длины l и площади поперечного сечения выделенных участков;

3) исходя из постоянства магнитного потока вдоль всей цепи определяются значения магнитной индукции для выделенных участков магнитной цепи по заданному магнитному потоку;

4) по заданной кривой намагничивания определяются значения напряженности магнитного поля для известных значений магнитной индукции.

Напряженность поля и воздушном зазоре определяется по формуле:

5) подсчитывается сумма падений магнитного напряжения вдоль всей магнитной цепи $\Sigma H_K l_K$ и на основании закона полного тока приравнивается эта сумма полному току I_W или МДС.

$$\sum H_K l_K = Iw$$

Пример. Геометрические размеры магнитной цепи даны на рис. 4. Найти какой ток должен протекать по обмотке с числом витков w=500 чтобы магнитная индукция в воздушном зазоре B_δ=1 Тл.

Решение. Магнитную цепь разбиваем на три участка:

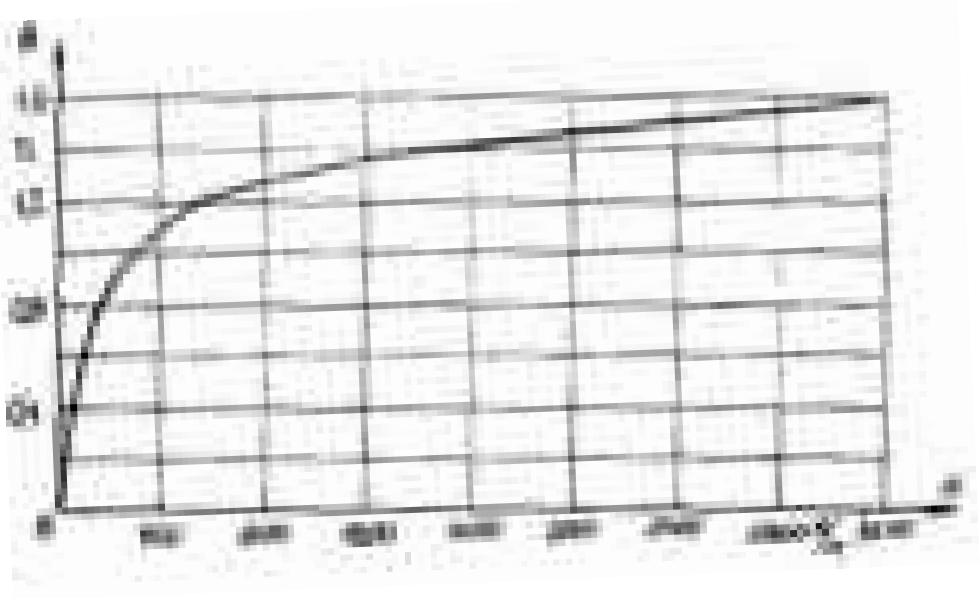


Рис. 7.4. Кривая намагничивания

$$l_1 = l`_1 + l``_1 = 30 \quad см$$

$$S_1 = 4{,}5 \quad см^2$$

$$l_2 = 13{,}5 \quad см$$

$$S_2 = 6 \quad см^2$$

Воздушный зазор

$$\delta = 0{,}01 \quad см$$

$$S_2 = S_1 = 4{,}5 \quad см^2$$

Индукция

$$B_1 = B_\delta = 1 \quad Тл$$

Индукцию на участке l_2 найдем, разделив поток $\Phi = B_\delta S_\delta$ на сечение S_2 второго участка

$$B_2 = \frac{\Phi}{S_2} = \frac{B_\delta S_\delta}{S_2} = \frac{1 \cdot 4{,}5}{6} = 0{,}75 \quad Тл$$

Напряженности поля на первом и втором участках определяем согласно кривой намагничивания (рис. 4) по известным значениям B_1 и B_2;

$$H_1 = 300 \text{ А/м}; \; H_2 = 115 \text{ А/м}$$

Напряженность поля в воздушном зазоре

$H_\delta = 0{,}8 \cdot 10^6 \cdot B_\delta = 0{,}8 \cdot 10^6 \cdot 1 = 8 \cdot 10^5$ А/м

Определяем падение магнитного напряжения вдоль всей магнитной цепи:

$$\sum H_K l_K = H_1 l_1 + H_2 l_2 + H_\delta \delta = 300 \cdot 0{,}3 + 115 \cdot 0{,}135 +$$

$$+ 8 \cdot 10^5 \cdot 10^{-4} = 185{,}6 \quad A$$

Ток в обмотке

$$I = \frac{\sum H_K l_K}{w} = \frac{185{,}6}{500} = 0{,}371 \quad A$$

7.1.2. Обратная задача. Определить магнитный поток в цепи по заданной МДС

Условие задачи:

Для заданной магнитной цепи (рис. 7.2.) с известными параметрами (таб. 7.2.). Найти магнитные потоки в магнитной цепи.

Примечание – геометрические размеры даны в мм, кривая намагничивания дана на рис. 7.4.

Порядок решения обратной задачи следующий:

1) магнитная цепь разбивается на участки с одинаковыми сечением и магнитной проницаемостью. Определяются длины и сечения этих участков;

2) строится вебер-амперная характеристика $\Phi = \int (U_м)$ цепи;

3) пользуясь вебер-амперной характеристикой, по заданной, МДС определяют магнитный поток Ф.

Пример. Найти магнитную индукцию в воздушном зазоре магнитной цепи (рис. 7.1), если Iw = 350 А. Кривая намагничивания представлена на рис. 7.4.

Решение. Строим вебер-амперную характеристику. Для этого задаемся значениями B_δ; равными 0,5; 1,1; 1,2 и 1,3 Тл, и для каждого из них определяем параметры, указанные в табл. 1. Так же, как и в предыдущей задаче определяем $\sum H_K l_K$

Результаты расчетов сводим в табл. 7.2.

Результаты расчетов для построения $\Phi = \int (U_м)$

Таблица 7.2

B_δ, Тл	0,5	1,1	1,2	1,3
B_1, Тл	0,5	1,1	1,2	1,3
B_2, Тл	0,375	0,825	0,9	0,975
H_1, А/м	50	460	700	1020
H_2, А/м	25	150	200	300
H_δ, А/м	$4 \cdot 10^5$	$8{,}8 \cdot 10^5$	$9{,}6 \cdot 10^5$	$10{,}4 \cdot 10^5$
$\Sigma H_K l_K$, А	58,3	246,3	333	450,5
Ф, Вб	$22{,}5 \cdot 10^{-5}$	$49{,}5 \cdot 10^{-5}$	$54 \cdot 10^{-5}$	$58{,}5 \cdot 10^{-5}$

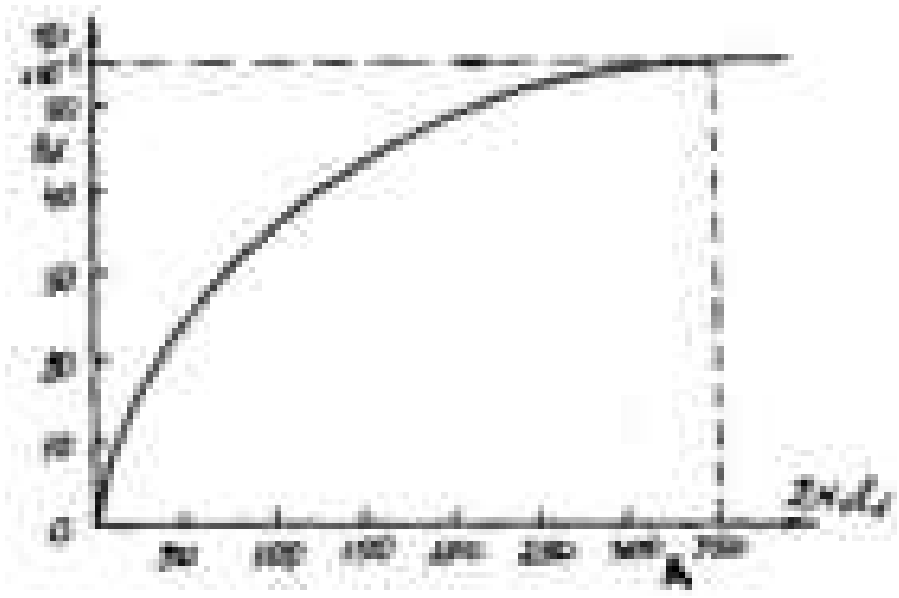


Рис. 7.5. Вебер-амперная характеристика цепи

По данным табл. 7.2 строим вебер-амперную характеристику $\Phi = \int (U_м)$ (рис. 7.5) и по ней определяем, что при Iw = 350 А

$\Phi = 55 \cdot 10^{-5}$ Вб

Следовательно,

$$B_\delta = \frac{\Phi}{S_\delta} = \frac{55 \cdot 10^{-5}}{4{,}5 \cdot 10^{-4}} = 1{,}21 \quad Тл$$

Расчет разветвленной магнитной цепи

аналогичен соответствующей электрической с сосредоточенными параметрами.

Так как, магнитные цепи являются нелинейными, то методы их расчета при этих условиях аналогичны методам расчета нелинейных электрических цепей. Все методы расчета электрических цепей с нелинейными сопротивлениями полностью применимы к расчету магнитных цепей, так как и магнитные, к электрические цепи подчиняются одним и тем же законам - законам Кирхгофа.

В качестве примера рассмотрим расчет разветвленной цепи методом двух узлов.

Найти магнитные потоки в ветвях магнитной цепи (рис. 7.2). Геометрические размеры даны в мм. Кривая намагничивания представлена на рис. 4. $I_1w_1 = 80$ А; $I_1w_1 = 300$ А; зазоры $\delta_1 = 0{,}05$ мм и $\delta_2 = 0{,}22$ мм.

Решение. Составам электрическую схему замещения магнитной цепи (рис. 7.6). Узловые точки обозначим буквами «a» и «b».

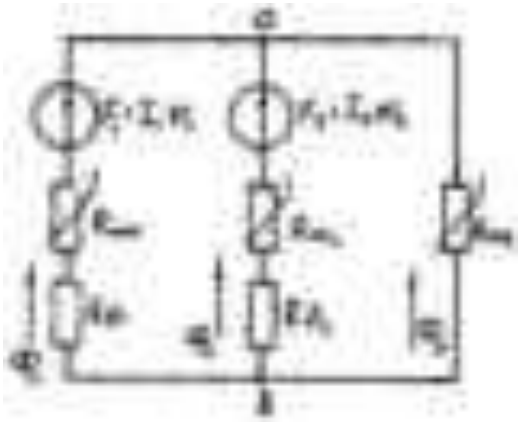


Рис. 7.6. Схема замещения магнитной цепи

Определим длины участков магнитной цепи

$l_1 = 0{,}24м;$ $\quad l_2 = 0{,}138м;$

$l_3^{`} = 0{,}1м;$ $\quad l_3^{``} = 0{,}14м.$

Длинам $l_3^{`}$ и $l_3^{``}$ участки третьей ветви, имеющей площади сечения 9 и 7,5 см^2.

Выберем положительные направления магнитных потоков Φ_1, Φ_2 и Φ_3 к узлу «a».

Построим зависимость потока от падения магнитного напряжения первой ветви U_{M1}. Для этого произвольно задаемся рядом числовых значений Φ_1, для каждого значения находим индукцию B_1 и по кривой намагничивания — напряженность H_1 на пути в стали по первой ветви.

Магнитное напряжение на первом участке

$$U_{M1} = H_1 l_1 + 0{,}8 \cdot 10^5 B_1 \delta_1$$

Таким образом, для каждого значения потока Φ_1 подсчитываем U_{M1} и по точкам строим зависимость $\Phi_1 = \int (U_{M1})$ (кривая 1 рис. 7.7). Аналогично строим зависимость $\Phi_2 = \int (U_{M2})$ (кривая 2 рис. 7.7)

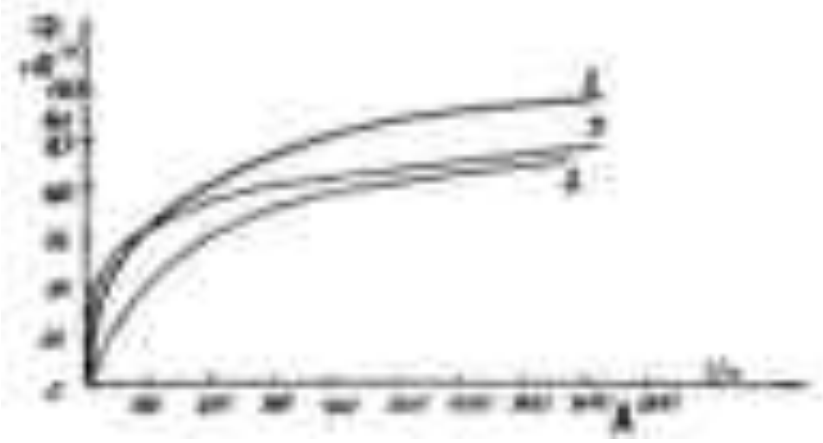


Рис. 7.7. Вебер-амперные характеристики ветвей

Кривая 3 (рис. 7.7) есть зависимость $\Phi_3 = \int (U_{M3})$

$$U_{M3} = H_3^{`} l_3^{`} + H_3^{``} l_3^{``}$$

Для определения потоков Φ_1, Φ_2 и Φ_3 постройте зависимости этих потоков от магнитного падения напряжения U_{Mab} между узлами «a» и «b» (рис. 7.6).

Запишем уравнение по второму закону Кирхгофа для первой ветви:

$$F_1 = I_1 w_1 = U_{M1} + U_{Mab}$$

отсюда

$$U_{Mab} = I_1 w_1 - U_{M1}$$

Согласно выражению приведенному выше строим зависимость $\Phi_1 = \int(U_{Mab})$ (рис. 7.8). Для этого кривую 1 (рис. 7.7) при переносе на рис.7.8 смещаем вправо на величину I_1w_1 и, так как перед U_{M1} стоит знак "-", зеркально отобразим относительно вертикальной оси.

Запишем уравнение по второму закону Кирхгофа для второй ветви

$$I_2 w_2 = U_{M2} + U_{Mab}$$

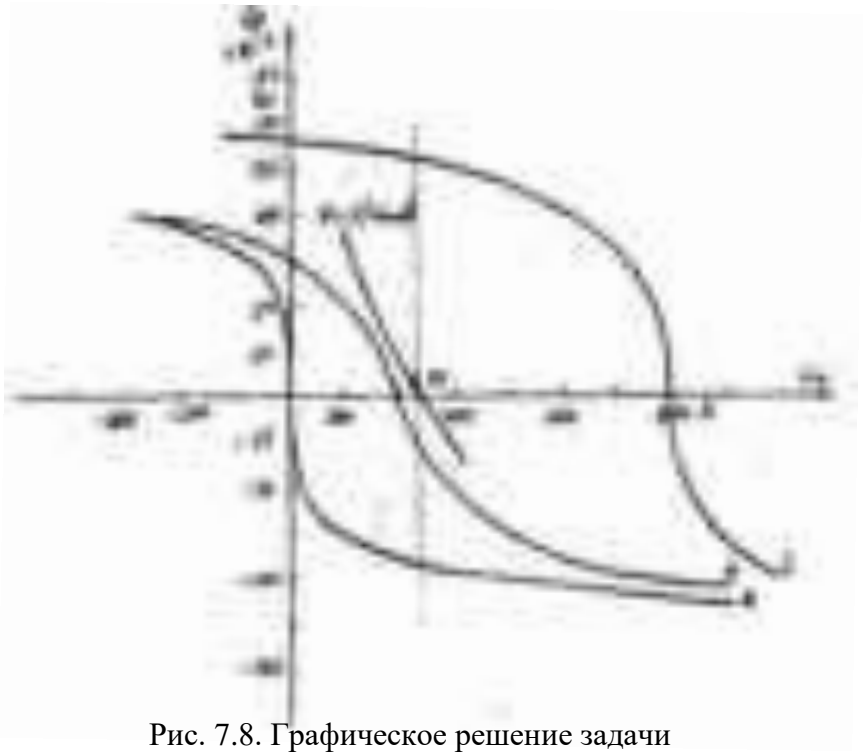


Рис. 7.8. Графическое решение задачи

отсюда

$$U_{Mab} = I_2 w_2 - U_{M2}$$

Построим зависимость $\Phi_2 = \int(U_{Mab})$ (рис. 7.8). Для этого кривую 2 (рис. 7.7) смещаем вправо от начала координат на величину I_2w_2 и зеркально отобразим относительно вертикальной оси.

В аналогичном порядке строим зависимость $\Phi_3 = \int(U_{Mab})$ (рис. 7.8)

$$U_{Mab} = U_{M1}$$

Зависимость $\Phi_3 = \int(U_{Mab})$ так же, как и кривая 3 (рис. 7.7) проходит через начало координат.

Построим кривую $\Phi = \int(U_{Mab})$ (рис. 7.8)

Где $\Phi = \Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3$

Точка (m) пересечения кривой $\Phi = \int(U_{Mab})$ с осью абсцисс дает значение U_{Mab}, удовлетворяющее первому закону Кирхгофа $\Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3 = 0$.

Восстановим в этой точке перпендикуляр к оси абсцисс. Ординаты пересечения перпендикуляра с кривыми дадут значения магнитных потоков в ветвях;

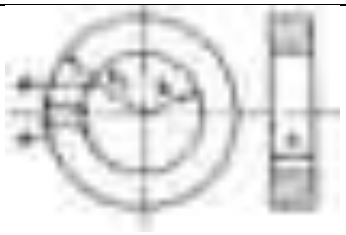
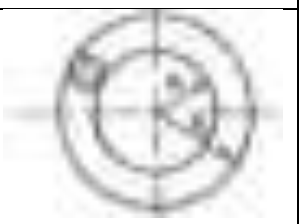
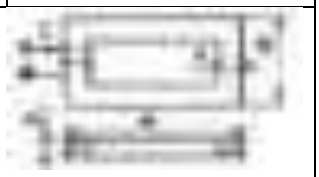
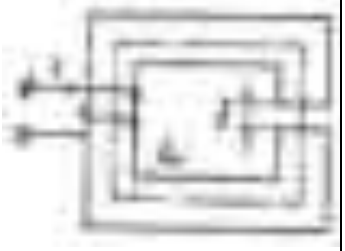
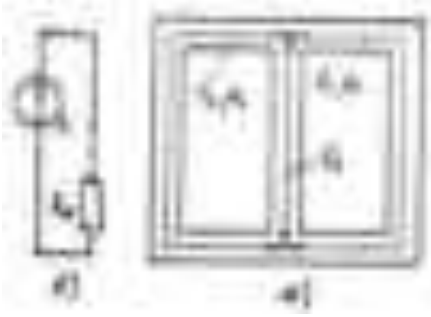
$\Phi_1 = 126{,}2 \cdot 10^{-5}$ Вб; $\Phi_2 = -25 \cdot 10^{-5}$ Вб; $\Phi_3 = -101{,}2 \cdot 10^{-5}$ Вб.

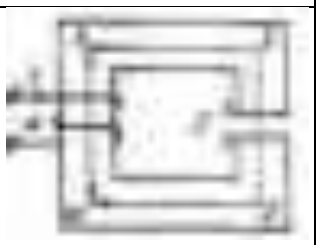
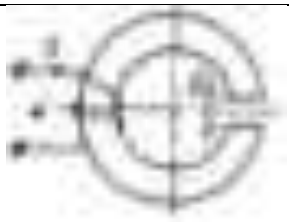
В результате расчета потоки Φ_2 и Φ_3, оказались отрицательными. Это означает, что в действительности они направлены противоположно выбранным ранее для них направлениям, показанным на рис. 7.2 и рис. 7.6.

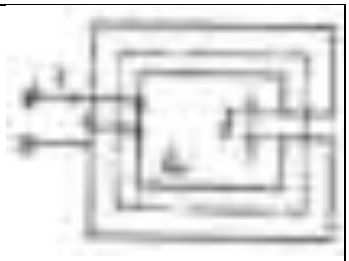
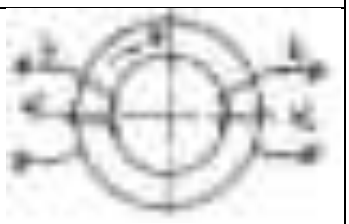
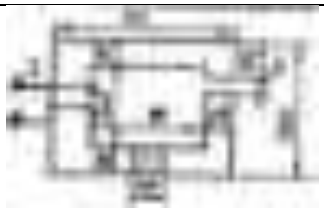
Задания к задаче 7.1.

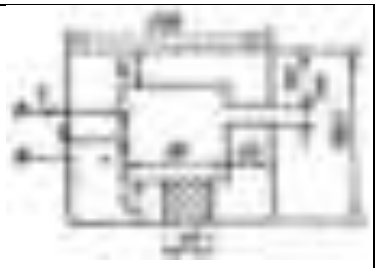
Таблица 7.3

Номер вари-анта	Содержание задания

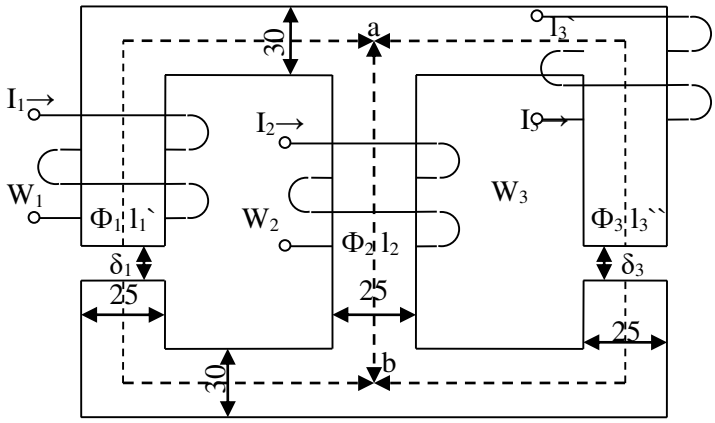
1	Катушка с количеством витков w = 1000 равномерно намотана на ферромагнитный сердечник с размерами: R_1 = 8 см; R_2 = 12 см, h = 15 см. Значение магнитного потока Ф = 0,025 Вб, магнитная проницаемость μ = 2080. Определить ток в катушке.	
2	На ферромагнитный сердечник равномерно намотана обмотка, w = 2000 витков. По обмотке протекает ток I = 0,1 А. Магнитная проницаемость μ = 1000. Определить значение магнитного потока в сердечнике.	
3	Определить ток в катушке, если значение магнитного потока в сердечнике с магнитной проницаемостью μ = 1000, Ф = 0,025 Вб. Число витков w = 1500.	
4	Катушка равномерно намотана на ферромагнитный сердечник с размерами R_1 = 8 см, R_2 = 12 см (см. рис. варианта 2). Магнитный поток в сердечнике Ф = $50 \cdot 10^{-3}$ Вб создается намагничивающей силой F = 4000 А. Определить магнитную проницаемость сердечника μ	
5	В стальном сердечнике, кривая намагничивания которого представлена на рис. варианта 10, магнитная индукция B=I,2 Тл,$l_{ср}$=30 см. Какой воздушный зазор δ нужно сделать в сердечнике, чтобы индукция уменьшилась в 1,5 раза. Ток в катушке поддерживается постоянным.	
6	Катушка равномерно намотана на сердечник (см. рис. варианта 1) с размерами:R_1 =I0 см; R_2=I4 см. Магнитная проницаемость сердечника μ=1000; число витков обмотки W=1000; сила тока в обмотке I=0,2 А. Определить значение магнитного потока в сердечнике.	
7	 Магнитопровод (рис .а) с одинаковым сечением всех ветвей S=1 $см^2$ имеет размеры: l_1=l_2=I25,2см; l_3=62,5 см; μ_1=200; μ_2=100; μ_3=100.Такой	

	магнитопровод можно заменить эквивалентной схемой (рис б), эквивалентное магнитное сопротивление $R_м$.
8	Катушка, намотанная на тороидальный сердечник круглого сечения, имеет =200 витков. Размеры сердечника (см. рис. варианта 2): R_1=10 см; R_2=20 см; μ=800. Определить максимальное значение магнитной индукции внутри сердечника, ток в катушке I = I А.
9	Определить индуктивность l катушки, если магния проницаемость сердечника μ= $I0^{-3}$ Гн/м. Число витков W= 100. Размеры сердечника указаны на рис. варианта 3 в сантиметрах.
10	Намагничивающая сила катушки f=1860 А; длина средней линии кольца $l_{ср}$=69 ,9 см; сечение S=10 $см^2$; зазор δ =0,1 см. Пользуясь характеристикой стали B=f(H), вычислить, магнитный поток в кольце. 
11	На участке *абвг* стальной сердечник имеет сечение S_1=12 $см^2$, длина средней линии на этом участке l=22 см. На участке *аг* сечение сердечника S_2=6 $см^2$. Намагничивающая сила обмоток F=450 А; магнитный поток Ф=6*10^{-4} Вб. Кривая намагничивания представлена на рис. Варианта 10. Определить длину участка *аг*, если величина воздушного зазора δ=0,1 мм. 
12	Найти , $R_м$ воздушного зазора постоянного магнита и магнитный поток, если δ=0,5 см, площадь поперечного сечения воздушного зазора S=1,5 $см^2$. Магнитное напряжение на воздушном зазоре 1920 А.
13	Длина стальной части сердечника $l_{ср}$=I38 см; воздушный зазор δ=0,1 мм. Кривая намагничивания материала сердечника представлена на рис. варианта 10. Определить намагничивающую силу F обмотки, которая создала бы в воздушном зазоре индукцию B=I Тл. 

14	В стальном сердечнике, кривая намагничивания которого представлена на рис. варианта10, магнитная индукция B=I Тл,$l_{ср}$=20 см. Какой воздушный зазор δ нужно сделать в сердечнике, чтобы индукция уменьшилась в два раза. Ток в катушке поддерживается постоянным.	
15	На стальное кольцо, средняя длина которого , $l_{ср}$=120 см, намотаны две обмотки: W_4= 100 витков и W_2=500 витков. Известен ток второй обмотки I_2=2 А и кривая намагничивания сердечника (см. рис. варианта 10). Определить ток первой обмотки, который обеспечил бы в сердечнике индукцию B=1,2 Тл	
16	Определить МДС и ток обмотки, если в воздушном зазоре цепи требуется получить $B_δ$=1,4 Тл. Число витков обмотки W=1000, кривая намагничивания стали приведена на рис. варианта 10.	
17	для магнитопровода, изображенного на рис. варианта 5, задано: l_1=15 см; l_2=5 см; δ=2 мм; l_3=l_5=6 см, l_4=17 см ; l_6=32 см; H_1=H_2=H_3=H_4=H_5=H_6=8 А/см; W=100 витков. Определить ток.	
18	Пользуясь характеристикой стали B=f(H), изображенной на рис. варианта 10, вычислить магнитный поток в кольце, если намагничивающая сила катушки F=2000 А; длина средней линии кольца 75 см; S=I0 см; зазор δ=0,1 см.	
19	Определить индуктивность L катушки, если абсолютная магнитная проницаемость сердечника μ = 3*10 Гн/м. Число витков W=200. Размеры сердечника указаны на рис. варианта 3 в сантиметрах.	
20	Катушка намотана на ферромагнитный сердечник (рис. варианта 1). размеры сердечника: R_1=10 см; R_2=16 см; h=16 см. Значение магнитного потока Ф=0,040 Вб, магнитная проницаемость μ=2080. Определить число витков катушки при токе I=2 А.	
21	Длина стальной части сердечника, представленного на рис. варианта 10 $l_{ср}$=69,9 см, воздушный зазор δ=0,I мм. Кривая намагничивания материала сердечника представлена на рис. варианта 10. Определить намагничивающию силу F обмотки, которая создала бы в воздушном зазоре индукцию B=3 Тл.	

22	Определить число витков обмотки, если в воздушном зазоре цепи требуется получить B_δ= 2 ,б Тл. Ток, протекающий по обмотке, I=10 А. Кривая намагничивания стали приведена на рис. варианта 10.	
23	Найти $R_м$, воздушного зазора постоянного магнита и магнитный поток, если δ=0,2 см, площадь поперечного сечения воздушного зазора S_δ=1,5 см^2. Магнитное напряжение на воздушном зазоре 2400 А.	
24	Определить значение магнитного потока сердечнике, изображенном на рис. варианта 1. Размеры сердечника R_1=12 см; R_2=18 см; h=10 см. По обмотке с числом витков W=3000 протекает ток I=2 А. Магнитная проницаемость μ=1000.	

2.2. Разветвленная цепь синусоидального тока.



l_1` = 0,24 м S_1 = 9 см^2 U_{Mab}- ?
l_2 = 0,138 м S_2 = 7,5 см^2 $\Phi = \int(U_{ab})$
l_3`` = 0,14 м $S_3$`` = 7,5 см^2 Φ_1, Φ_2, Φ_3 - ?
l_3` = 0,1 м $S_3$` = 9 см^2

Рис. 7.9.

Таблица 7.4

Варианты	I_1w_1, А	I_2w_2, А	I_3w_3, А	δ_1, мм	δ_2, мм	δ_3, мм
1	300	800	0	0	0,05	0,22
2	0	300	550	0,05	0,11	0
3	600	0	300	0,22	0	0,11
4	800	400	0	0	0,22	0,11
5	0	500	600	0,11	0	0,05
6	600	0	0	0	0,05	0,11
7	300	500	0	0,22	0	0,05
8	0	300	800	0,11	0,22	0

9	800	0	600	0,05	0	0,22
10	600	300	0	0,22	0,11	0
11	0	300	600	0	0,22	0,11
12	400	0	800	0,11	0	0,22
13	500	300	0	0,22	0,05	0
14	0	800	300	0	0,11	0,22
15	800	0	300	0,11	0,05	0
16	400	600	0	0,05	0	0,11
17	0	600	400	0	0,22	0,05
18	800	0	300	0,22	0,11	0
19	500	800	0	0,15	0	0,11
20	0	500	400	0	0,15	0,11
21	550	0	600	0,22	0,15	0
22	500	600	0	0,05	0	0,15
23	0	600	300	0	0,11	0,15
24	300	0	600	0,15	0,05	0

Задача 8. ТРАНСФОРМАТОРЫ

Условие задачи.

Паспортные данные трансформатора берут из табл. 8.1, где:

m - число фаз, *m=3;*

ВН/НН-*N* - схема и группа соединения обмоток;

$S_Н$ - номинальная полная мощность;

- номинальное (линейное) напряжение обмотки ВН;

- номинальное (линейное) напряжение обмотки НН;

$P_{он}$ - потери холостого хода (мощность холостого хода при номинальном напряжении);

$P_{кн}$ - потери короткого замыкания (мощность короткого замыкания при напряжении короткого замыкания);

$u_к$ - напряжение короткого замыкания, %, где $u_к = [U_{кн}/U_н]\cdot 100\%$;

i_0 - ток холостого хода, %, где $i_0 = [I_{0н}/I_{1н}]\cdot 100\%$.

При всех расчетах первичной считать обмотку ВН.

Последовательность решения.

По известным паспортным данным сделать следующие расчеты и построения:

1. Начертить схему соединения обмоток трансформатора заданной группы и построить векторную диаграмму напряжений для доказательства, что начерченная схема соответствует заданной группе.

2. На схеме соединения обмоток трансформатора показать линейные и фазные напряжения и токи,

3. Определить номинальные фазные значения напряжений и токов ВН и НН: $U_{1н}$, $U_{2н}$, $I_{1н}$, $I_{2н}$.

4. Рассчитать коэффициент трансформации - *K.*

5. Определить параметры Т-образной электрической схемы замещения трансформатора: R_m, X_m, R_1, R'_2, X_1, X'_2 (при расчете полагать $R_1 = R_2$ и $X_1 = X'_2$). Начертить Т-образную схему замещения с указанием всех параметров и величин.

6. Рассчитать параметры короткого замыкания R_K, X_K, Z_K, $u_{ка}$ (%), $u_{кр}$(%).

7. Составить упрощенную электрическую схему замещения трансформатора и определить фазные значения тока I_2 и напряжения U_2 при включении во вторичную цепь обмотки нагрузки Z_H (см. табл. 8.1). При расчете определить в комплексной форме приведенные значения тока I'_2 и напряжения U_2' а затем их действующие значения I_2, U_2 .

Таблица 8.1

Исходные данные для задачи 8

Номер вари-анта	ВН/НН-N	$S_к$, кВА	$U_{ЛН}^{ВН}$, кВ	$U_{ЛН}^{НН}$, кВ	$P_{0Н}$, Вт	$P_{КН}$, Вт	$U_К$, %	I_0, %	$Z_Н$, Ом
1	Y/Δ - 11	160	35	0,4	700	2650	6,5	2,4	3+ j3
2	Y/Y_N - 0	160	35	0,69	700	2650	6,5	2,4	3+ j2,25
3	Y/Δ -11	250	35	0,4	1000	3700	6,5	2,3	3+ j2,25
4	Y/Y_N - 0	250	35	0,69	1000	3700	6,5	2,3	1,6+ j1,2
5	Y/Δ -11	400	6	0,4	2180	3700	3,5	2,1	1,2+ j0,9
6	Y/Y_N - 0	400	6	0,69	2180	3700	3,5	2,1	1,1+ j1,0
7	Y/Δ -11	630	6	0,4	1560	8500	5,5	2,0	0,8+ j0,6
8	Y/Y_N - 0	630	6	0,69	1560	8500	5,5	2,0	0,7+ j0,7
9	Y/Δ -11	320	6	0,4	1675	2630	2,5	2,2	1,6+ j1,2
10	Y/Y_N - 0	320	6	0,69	1675	2630	2,5	2,2	1,4+ j1,4
11	Y/Y_N - 0	630	35	0,69	1900	7600	6,5	2,0	0,7+ j0,7
12	Y/Δ -11	630	35	0,4	1900	7600	6,5	2,0	0,6+ j0,8
13	Y/Y_N - 0	400	35	0,69	1350	5500	6,5	2,1	1,0+ j1,0
14	Y/Δ -11	400	35	0,4	1350	5500	6,5	2,1	0,6+ j0,8
15	Y/Y_N - 0	250	6	0,23	660	3700	4,5	4	0,2+j0,15
16	Δ/Y_N - 11	250	10	0,69	660	4200	4,7	4	2+ j1,5
17	Y/Δ -11	400	10	0,23	920	5500	4,5	3,5	0,4+ j0,3
18	Δ/Y_N - 11	400	6	0,69	920	5900	4,5	3,5	1,2+ j0,9
19	Y/Y_N - 0	630	10	0,4	1310	7600	5,5	3	0,4+ j0,3
20	Δ/Y_N - 11	630	6	0,69	1310	8500	5,5	3	0,8+ j0,6
21	Y/Δ - 11	200	6	0,4	875	2535	2,8	2,5	2,4+ j1,8
22	Y/Y_N - 0	200	6	0,69	875	2535	2,8	2,5	2,4+ j1,8
23	Y/Y_N - 0	250	6	0,4	740	3350	3,4	2,3	2+ j1,5
24	Y/Y_N - 0	250	6	0,69	740	3350	3,4	2,3	2+ j1,5

8. Определить значение коэффициента нагрузки при включении во вторичную цепь нагрузки $Z_Н$ и оптимальное значения коэффициента нагрузки трансформатора $\beta_{опт}$.

9. Рассчитать изменение вторичного напряжения при:

а) включении во вторичную цепь нагрузки $Z_Н$;

б) оптимальном коэффициенте нагрузки $\beta_{опт}$ и cos□$_{2=}$ 0,95 (созф2 устанавливает предприятию энергоснабжающая организация).

10. Определить КПД трансформатора при:

а) включении во вторичную цепь нагрузки $Z_Н$;

б) оптимальном коэффициенте нагрузки fW и coscp2 = 0,95. Сравнить полученные в пунктах *а* и *б* значения к. п. д. и сделать вывод.

Методические рекомендации.

При расчете многофазных симметричных электрических цепей переменного тока расчеты выполняют, как правило, на одну фазу, т. е. используя фазные значения напряжений и токов, а все энергетические параметры: мощности на входе и выходе, потери и т. п. обычно рассчитывают на все фазы, паспортные данные по мощности указаны также на все фазы.

Например:

$S=m\cdot I_Ф\cdot U_Ф$; $P=m\cdot I_Ф\cdot U_Ф\cdot cos$□$_Ф$; $\Delta P=m\cdot R\cdot I^2{}_Ф$ и т. д., где m – число фаз.

К пункту 7. При переходе от Т-образной электрической схемы замещения приведенного трансформатора к упрощенной пренебрегают током холостого хода ($I_0 = 0$). В этом случае приведенный трансформатор заменяется эквивалентной электрической схемой замещения, представляющей собой комплекс полного сопротивления короткого замыкания

$Z_K = R_K + jX_K$.

К пункту 8. Оптимальным называется значение коэффициента нагрузки, соответствующее максимальному к. п. д. трансформатора при заданном коэффициенте мощности.

Задача 9. АСИНХРОННЫЙ ДВИГАТЕЛЬ С ФАЗНЫМ РОТОРОМ

Условие задачи.

Известны следующие технические данные асинхронного двигателя с фазным ротором, предназначенного для работы в сети с частотой f= 50 Гц (табл. 9.1):

- число фаз m = 3;
- . - схема соединения фаз обмотки статора Δ/Y;
- число полюсов 2р ;
- номинальная мощность (полезная) $P_{2н}$;
- номинальное линейное напряжение обмотки статора $U_{лн}(\Delta)/U_{лн}(Y)$= 220/380 В (для всех вариантов задачи);
- номинальный к. п. д. $\eta_н$
- номинальный коэффициент мощности $\cos\varphi_н$;
- номинальная частота вращения $\eta_{2н}$;
- кратность номинального момента $K_м = M_{max}/M_{ном}$;
- активное сопротивление фазы обмотки статора R_1
- активное сопротивления фазы обмотки ротора R_2;
- схема соединения фаз обмотки ротора Y;
- линейная э. д. с. неподвижного ротора $E_{2л}$
- индуктивное сопротивление рассеяния фазы обмотки неподвижного ротора X_2.

Последовательность решения.

1. Определить следующие значения, соответствующие номинальному режиму:
- номинальные полную $S_Н$, активную $P_{1н}$ и реактивную $Q_{1н}$ мощности на зажимах обмотки статора асинхронного двигателя;
- номинальные фазные напряжение $U_{1н}$ и ток $I_{1н}$ статора;
- фазную э. д. с. неподвижного ротора E_2;
- номинальное скольжение $S_Н$;
- номинальный момент на валу $M_{2н}$,

2. Начертить электрические схемы замещения фазы обмотки вращающегося и неподвижного ротора и рассчитать:

а) для вращающегося ротора:
- частоту э. д. с. и тока ротора в номинальном режиме $f_{2н}$;
- номинальную фазную э. д. с. ротора $E_{2Sн}$ индуктивное сопротивление рассеяния фазы ротора в номинальном режиме $X_{2Sн}$;

Таблица 9.1

Исходные данные к задаче 9

Номер вари-анта	Тип двигателя	2р	$P_{2н}$, кВт	$\eta_н$, %	$\cos\varphi_н$	$n_{2н}$, об/мин	$K_М$	R_1, Ом	$E_{2Л}$, В	R_2, Ом	X_2, Ом
0	4АК16034УЗ	4	11,0	86,5	0,86	1438	3,2	0,373	305	0,321	0,576
1	4АК160М4УЗ	4	14,0	88,0	0,87	1448	3,5	0,255	300	0,207	0,385

2	4АК180М4УЗ	4	18,5	89,5	0,88	1457	4,0	0,135	294	0,125	0,232
3	4АК200М4УЗ	4	22,0	90,0	0,87	1467	4,0	0,124	338	0,107	0,309
4	4АК2004УЗ	4	30,0	90,0	0,87	1462	4,0	0,099	349	0,0964	0,281
5	4АК1606УЗ	6	7,7	88,5	0,77	951	3,5	0,664	300	0,518	0,906
6	4АКГ60М6УЗ	6	10,0	84,5	0,76	959	3,8	0,401	310	0,358	0,800
7	4АК180М6УЗ	6	13,0	86,0	0,86	957	4,0	0,267	324	0,317	0,608
8	4АК200М6УЗ	6	18,5	88,5	0,81	971	3,5	0,168	360	0,190	0,387
9	4АК2006УЗ	6	22,0	88,0	0,80	969	3,5	0,149	330	0,143	0,308
10	4АК225М6УЗ	6	30,0	90,0	0,85	976	2,5	0,106	141	0,015	0,046
11	4АК1608УЗ	8	5,5	80,0	0,70	706	2,5	0,887	301	0,861	1,605
12	4АК160М8УЗ	8	7,1	82,0	0,70	712	3,0	0,622	290	0,537	1,413
13	4АК180М8УЗ	8	11,0	85,5	0,72	718	3,5	0,333	267	0,253	0,684
14	4АК200М8УЗ	8	15,0	86,0	0,73	719	3,0	0,233	356	0,322	0,625
15	4АК2008УЗ	8	18,5	87,0	0,73	727	3,0	0,187	301	0,1405	0,366
16	4АНК1604УЗ	4	14,0	85,0	0,85	1425	3,0	0,358	328	0,349	0,572
17	4АНК160М4УЗ	4	17,0	87,5	0,87	1441	3,5	0,229	314	0,210	0,388

18	4АНК1804УЗ	4	22,0	87,0	0,86	1423	3,2	0,163	299	0,190	0,315
19	4АНК180М4УЗ	4	30,0	90,0	0,86	1450	3,2	0,097	291	0,088	0,164
20	4АНК1806УЗ	6	13,0	83,5	0,81	940	3,0	0,363	204	0,173	0,240
21	4АНК180М6УЗ	6	18,5	85,0	0,82	941	3,0	0,241	336	0,326	0,466
22	4АНК200М6УЗ	6	22,0	89,0	0,81	967	3,0	0,1505	379	0,201	0,514
23	4АНК1808УЗ	8	11,0	85,0	0,76	711	3,2	0,417	315	0,431	0,640
24	4АНК180М8УЗ	8	14,0	86,5	0,77	722	3,5	0,303	307	0,235	0,392
25	4АНК200М8УЗ	8	18,5	86,5	0,78	721	2,5	0,242	382	0,283	0,734
26	4АНК2008УЗ	8	22,0	86,0	0,79	713	2,5	0,1905	330	0,244	0,470

- номинальный фазный ток ротора $I_{2н}$;

- приведенный номинальный фазный ток $I'_{2н}$;, б) для неподвижного ротора:

- фазный ток ротора I_2;

- приведенные значения R'_2, X'_2, E'_2, I'_2.

Сравнить вычисленные значения фазного тока $I_{2н}$ и I_2 (или $I'_{2н}$ и I'_2).

3. Рассчитать энергетические параметры асинхронного двигателя, работающего в номинальном режиме:

- номинальные электромагнитную мощность $P_{эм.н}$ и электромагнитный момент $M_{эм.н}$; '

- номинальную полную механическую мощность $P_{мех.н}$,

- сумму потерь $\Sigma\Delta P$;

- построить энергетическую диаграмму преобразования активной энергии при работе двигателя в номинальном режиме.

4. Вычислить значение критического скольжения $S_{кр}$ при работе асинхронного двигателя с закороченным ротором (без добавочного сопротивления в цепи ротора); определить параметры короткого замыкания R_K и $X_к$ асинхронного двигателя.

5. Начертить электрическую схему пуска асинхронного двигателя с фазным ротором.

6. В одной системе координат построить следующие механические характеристики $n_2 = f(M_{ЭМ})$.

- естественную при соединении обмотки статора в треугольник и подключении к сети с линейным напряжением 220 В и закороченной обмоткой ротора;

- искусственную при том же соединении обмотки статора и включении в цепь ротора пускового реостата R_a сопротивление которого необходимо выбрать таким образом, чтобы

начальный пусковой момент был равен максимальному *($M_П=M_{max}$).* Рассчитать значение этого сопротивления.

Методические рекомендации.

К пункту 2. В связи с тем, что в асинхронном двигателе с фазным ротором число фаз обмотки статора всегда равно числу фаз обмотки ротора ($m_1 = m_2$), коэффициент приведения э. д. с. равен коэффициенту приведения токов ($K_E = K_I$). Коэффициент приведения э. д. с. можно определить из паспортных данных

$$K_E = K_{об1}\, W_1/K_{об2}\, W_2 = U_{1н}/E_2. \quad (9.1)$$

К пункту 3. Добавочные потери в асинхронном двигателе могут быть определены по формуле

$$\Delta P_Д=0{,}005P_{1н}(I_1/I_2)^2. \quad (9.2)$$

К пункту 4. Значение критического скольжения можно рассчитать по упрощенной формуле Клосса

$$M_{эм}/M_{max}=2/(S/S_{кр}+ S_{кр}/S)=1/K_M. \quad (9.3)$$

При решении квадратного уравнения необходимо выбрать корень, удовлетворяющий условию $S_{кр} > S_Н$.

Также значение критического скольжения можно рассчитать по формуле

$$S_{кр}=R'_2/\text{[illegible]}. \quad (9.4)$$

Индуктивное сопротивление $X_к$ можно определить из

$$M_{max}=\text{[illegible]}, \quad (9.5)$$

где $\Omega_1=\omega_1/p = 2\pi f_1/p$ - угловая скорость вращения магнитного поля в воздушном зазоре.

Задача 10. ДВИГАТЕЛЬ ПОСТОЯННОГО ТОКА ПАРАЛЛЕЛЬНОГО ВОЗБУЖДЕНИЯ

Условие задачи.

Известны следующие технические данные двигателя постоянного тока параллельного возбуждения (табл. 10.1):

- номинальная полезная мощность *P^,*
- номинальное напряжение якоря и обмотки возбуждения £/н;
- номинальная частота вращения ин;
- номинальный к. п. д. %;
- сопротивление обмотки добавочных полюсов *R_{in}.;*
- сопротивление обмотки параллельного возбуждения *$г_в$;*
- падение напряжения на щетках Д[/щ = 2 В при /„ *Ф* 0.

Исходные данные для задачи 10

Таблица 10.1

Номер вари-анта	$P_{2Н}$, кВт	$U_Н$, В	$n_Н$, об/мин	$\eta_Н$, %	R_a, Ом	$R_{ДП}$, Ом	$r_В$, Ом	$R_Р$, Ом	$r_Р$, Ом
1	1,0	110	3000	71,5	0,6	0,35	365	5 R_a	$r_В$
2	0,9	110	2000	73,0	0,64	0,4	340	7 R_a	0,5 $r_В$
3	1,3	110	3150	76,0	0,36	0,36	340	9 R_a	$r_В$
4	0,55	220	3000	71,0	1,0	0,55	222	10 R_a	0,5 $r_В$
5	0,75	110	3000	78,5	0,64	0,4	720	4 R_a	$r_В$
6	1,2	220	2200	76,5	0,79	0,33	103	6 R_a	0,5 $r_В$
7	2,0	110	3000	78,5	0,2	0,14	265	8 R_a	$r_В$
8	1,1	220	1500	74,0	2,2	1,57	81	10 R_a	0,5 $r_В$
9	1,7	110	2200	77,0	0,29	0,24	295	5 R_a	$r_В$

10	2,2	220	3150	81,0	0,52	0,51	81	7 R_a	0,5 r_B
11	1,5	110	1590	70,0	0,42	0,36	181	9 R_a	r_B
12	2,5	220	2200	76,0	0,79	0,68	39,4	4 R_a	0,5 r_B
13	3,4	110	3350	79,5	0,46	0,05	96,3	6 R_a	r_B
14	5,3	220	3000	80,0	0,24	0,2	25,3	8 R_a	0,5 r_B
15	1,4	110	3000	78,5	0,2	0,13	403	10 R_a	r_B
16	1,6	110	790	68,0	0,47	0,31	134	5 R_a	0,5 r_B
17	7,0	110	2200	81,0	0,07	0,05	111	7 R_a	r_B
18	4,0	220	1500	79,0	0,56	0,34	35	9 R_a	0,5 r_B
19	10,5	440	3000	85,0	0,56	0,34	25,6	4 R_a	r_B
20	1,9	110	750	71,0	0,32	0,27	138	6 R_a	0,5 r_B
21	3,0	220	1000	75,5	0,88	0,64	37,5	8 R_a	r_B
22	5,5	110	1500	80,0	0,88	0,07	101	10 R_a	0,5 r_B
23	8,5	440	2240	84,5	0,67	0,45	25	5 R_a	r_B
24	3,7	220	2360	81,0	0,35	0,22	54,5	7 R_a	0,5 r_B

Последовательность решения.

1. Начертить электрическую схему двигателя постоянного тока параллельного возбуждения с включением добавочных регулировочных резисторов в цепь якоря R_P и в цепь обмотки возбуждения r_P.

2. Определить номинальную мощность на входе двигателя P_{1H}, номинальные токи якоря I_{AH} и возбуждения i_{BH} и номинальный момент на валу двигателя M_{2H}.

3. Рассчитать и построить в одной системе координат механические характеристики двигателя постоянного тока, включенного в сеть с номинальным напряжением U_H:

а) естественную ($R_P = 0$; $r_P = 0$);

б) искусственную при включении регулировочного реостата в цепь якоря ($R_P \neq 0$; $r_P = 0$);

в) искусственную при включении регулировочного реостата в цепь возбуждения ($R_P = 0$; $r_P \neq 0$).

4. Объяснить, что произойдет с работающим двигателем при обрыве в цепи возбуждения, если система автоматической защиты из-за неисправности не отключит вовремя двигатель от сети.

5. Рассчитать максимальные значения сопротивления пускового реостата R_{max}, включенного в цепь якоря, при реостатном способе пуска двигателя, если известно, что пусковой ток не должен превышать двойного номинального значения ($I_{AП} \leq 2I_{AH}$).

Методические рекомендации.

К пункту 2. В двигателе постоянного тока параллельного возбуждения номинальный ток $I_H = I_{AH} + i_{BH}$

К пункту 3. Для решения задачи необходимо рассчитать произведение конструктивной постоянной электрической машины на номинальный магнитный поток сФ,, при U_n. Это значение можно определить из паспортных данных двигателя, используя выражения:

$$E_A = c\Phi_H \Omega_H$$

$$E_A = U_H - I_{AH}(R_a + R_{ДП}) - \Delta U_{Щ}$$

где E_A - э.д.с. якоря; Ω_H - угловая скорость двигателя постоянного тока; R_a - сопротивление обмотки якоря.

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бессонов Л. А. Теоретические основы электротехники. Ч, 1. Электрические цепи. М.: Высшая школа. 1996. 628 с.

2. Каплянский А. Е., Лысенко А. П., Полотовский Л. С. Теоретические основы электротехники / Под ред. А. Е. Каплянского. М.: Высшая школа, 1972. 447 с.

3. Нейман Л.Р., Демирчан К.С. Теоретические основы электротехники. Т. 1: Ч. 1. Основные понятия и законы теории электромагнитного поля и теории электрических и магнитных цепей. Ч. 2. Теория линейных электрических цепей. Л.: Энергоиздат. Ленинградское отделение, 1981. 533 с.

4. Нейман Л. Р., Демирчан К. С. Теоретические основы электротехники. Т. 2: Ч. 3. Теория нелинейных электрических и магнитных цепей. Ч. 4. Теория электромагнитного поля. Л.: Энергоиздат. Ленинградское отделение. 1981.415 с.

5. Атабеков Г. И. Основы теории цепей: Учебник для вузов. М: Энергия, 1969. 424 с.

6. Атабеков Г. И. и др. Теоретические основы электротехники. Ч. 2. Нелинейные цепи. М.: Энергия, 1970. 232 с.

7. Нейман Л. Р., Демирчан К. С. Теоретические основы электротехники: Учебник для вузов. В 2-х тт. Том 2. 3-е изд., перераб. и доп. Л.: Энергоиздат. Ленинградское отделение, 1981. 416 с.

Федеральное агентство по образованию
ФБГОУ ВО
«Уральский государственный горный университет»

М. Е. Садовников

ЭЛЕКТРИФИКАЦИЯ ГОРНЫХ РАБОТ

Методические указания по организации самостоятельной работы для обучающихся направления 21.05.04 Горное дело, специализации Мехатроника и робототехника промышленных комплексов

Екатеринбург

СОДЕРЖАНИЕ

Введение 3
1. Тематический план дисциплины 4
2. Тематика лабораторных работ…….. 5
3. Тематика практических работ…….. 5
4. Вопросы к экзамену по дисциплине 6
5. Перечень основной и дополнительной учебной литературы, необходимой для освоения дисциплины 7
5.1. Основная литература 7
5.2. Дополнительная литература 7
6. Перечень ресурсов информационно-телекоммуникационной сети «Интернет», необходимых для освоения дисциплины. 7
7. Перечень информационных технологий, используемых при осуществлении образовательного процесса по дисциплине, включая перечень программного обеспечения и информационных справочных систем ……7

ВВЕДЕНИЕ

Методические указания по самостоятельной работе студентов (СРС) определяют виды, требования к выполнению и отчетности, рекомендации по выполнению СРС.

Целью методических рекомендаций является повышение эффективности процесса обучения по основной образовательной программе путем правильной организации и выполнения самостоятельной работы.

Самостоятельная работа есть планируемая учебная, учебно-исследовательская, научно-исследовательская деятельность студентов, осуществляемая, в основном, во внеаудиторное время по заданию и при методическом руководстве преподавателя, но без его непосредственного участия. В настоящих методических указаниях предметом является самостоятельная учебная работа.

Основными видами самостоятельной учебной работы являются:

самовоспроизводящая – самостоятельное прочтение, просмотр, конспектирование учебной литературы и информации Интернет-ресурсов, прослушивание лекций, аудио- и видеоматериалов, заучивание, пересказ, запоминание, повторение учебного материала и др.;

поисковая – подготовка сообщений, докладов, выступлений на семинарских и практических занятиях, подбор литературы по дисциплинарным проблемам и литературы по теме рефератов, контрольных и курсовых работ и др.;

творческая – написание рефератов, выполнение курсового проекта, подготовка выпускной работы (проекта), выполнение специальных заданий и др.

Самостоятельная учебная работа включает в себя:

- подготовку к аудиторным занятиям (лекциям, практическим, семинарским, лабораторным работам и др.) и выполнение соответствующих заданий;
- самостоятельную работу над отдельными темами учебных дисциплин в соответствии с учебно-тематическими планами;
- написание рефератов, докладов, эссе;
- подготовку ко всем видам практики и выполнение предусмотренных ими заданий;
- выполнение письменных контрольных и курсовых работ;
- подготовку ко всем видам контрольных испытаний, в том числе к коллоквиумам, экзаменам и зачетам, тестированию и интернет-тестированию, государственным экзаменам;
- подготовку к итоговой государственной аттестации, в том числе выполнение выпускной квалификационной работы (проекта) или магистерской диссертации;
- другие виды учебной деятельности, организуемой и осуществляемой вузом, факультетом или кафедрой.

Виды заданий для выполнения самостоятельной работы: сообщение или доклад на семинарском занятии, реферат, расчетно-графическая работа, курсовая работа и курсовой проект, выпускная квалификационная работа, магистерская диссертация. Темы заданий для выполнения учебной самостоятельной работы студентов указывает преподаватель.

Методические рекомендации к планированию и выполнению самостоятельной учебной работы

Приступая к изучению учебной дисциплины, следует ознакомиться с рабочей учебной программой или тематическим планом дисциплины (табл. 1), перечнем обязательной и дополнительной учебной, научной и методической литературы (раздел 4), получить в библиотеке рекомендованные учебники и учебно-методические пособия, завести новую тетрадь для конспектирования лекций и работы с первоисточниками.

Вопросы для экзамена, указанные в настоящих методических указаниях (раздел 3), могут быть использованы студентом для углубленного изучения содержания дисциплины. Студент имеет право выбирать дополнительно интересующие его темы для самостоятельной работы.

Студентам должны самостоятельно выполнять индивидуальные письменные задания и упражнения, предлагаемые при подготовке к учебным занятиям.

Серьезная организованная работа по подготовке к семинарским занятиям, написанию письменных работ значительно облегчит подготовку к экзаменам и зачетам. При подготовке к зачету, экзамену студент должен повторить, как правило, ранее изученный материал. В этот период играют большую роль подготовленные заранее записи и конспекты.

Контрольная работа (КР) предназначена для выработки умения дать лаконичный аргументированный полный ответ на вопрос изучаемого курса, снабженный выводами. Как правило, она выполняется студентами, обучающимися по заочной форме обучения. Написание ее требует самостоятельности и ответственного отношения, способности работать с литературой по проблеме, знаний истории и теории вопроса, основных теоретических положений. Успешное выполнение контрольной работы учитывается при выставлении экзаменационной оценки. Объем работы не должен превышать 8-10 страниц печатного или рукописного текста, и содержать титульный лист, основную часть работы, список использованной литературы.

Расчетно-графическая работа (РГР) содержит задание на выполнение законченного инженерного расчета по выбору или проверке узлов или составных частей электротехнических систем в составе электротехнического комплекса.

Термин *реферат* (Р) имеет два смысла, во-первых, это краткое изложение содержания документа или его части, научной работы, включающее основные фактические сведения и выводы, необходимые для первоначального ознакомления с источниками и определения целесообразности обращения к ним и, во-вторых, это вид самостоятельной работы студента, под которым понимается краткое изложение в письменном виде или в форме публичного доклада содержания книги, учения, научного исследования и т.п., другими словами, это доклад на определенную тему, освещающий её вопросы на основе обзора литературы и других источников.

Рефераты в как вид самостоятельной работы студента оцениваются по следующим основным критериями: актуальность содержания, теоретический уровень, глубина и полнота анализа фактов, явлений, проблем, относящихся к теме; информационная насыщенность, новизна, оригинальность изложения вопросов; простота и доходчивость изложения; структурная организованность, логичность, грамматическая правильность и стилистическая выразительность; убедительность, аргументированность, практическая значимость и теоретическая обоснованность предложений и выводов.

Для выполнения самостоятельной работы других видов – курсовой работы и проекта, выпускной квалификационной работы, имеются соответствующие методические указания.

1. ТЕМАТИЧЕСКИЙ ПЛАН ДИСЦИПЛИНЫ

Таблица 1 – Тематический план дисциплины

№	Наименование, раздела и темы	Самостоятельная работа, часов	Литература (страницы)
1	Общие сведения об электроснабжении горных предприятий	2	[1] с. 5…7, [3] с. 5...7, конспект лекций
2	Сравнение режимов нейтрали электроустановок с точки зрения их безопасности	8	Конспект лекций
3	Меры защиты человека от поражения электрическим током	6	Конспект лекций
4	Условия эксплуатации электрооборудования	3	1] с. 9...17, [3] с. 64…86, конспект лекций
5	Исполнение электрооборудования	8	

№	Наименование, раздела и темы	Самостоятельная работа, часов	Литература (страницы)
6	Основные электрические аппараты систем электроснабжения	6	[1] с. 9...17, [3] с. 64…86, конспект лекций
7	Электроснабжение и электроосвещение	8	[1] с. 57...68, 79...84, 106...149, [2] с. 180...230, [3] с. 31…57, 123…181, 308…336, 455…461, 500…618, [4] с. 148...172, [5] с. 3...83, [6] с. 97…128
8	Основные виды электрических машин и систем электропривода на горных предприятиях	8	[1] с. 20...26, [3] с. 88…122, 60...68, конспект лекций

2. ТЕМАТИКА ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

Таблица 2 – Перечень лабораторных работ

Номер раздела и темы	Наименование тем лабораторных работ	Трудоёмкость, час
		очная
6	Изучение пускателей общепромышленного исполнения и схем управления электродвигателями. Литература*:* [7] с. 4...25, методические указания по лабораторной работе	4
7	Изучение конструкций кабелей до 35 кВ включительно. Литература: методические указания по лабораторной работе	4
Итого:		8

3. ТЕМАТИКА ПРАКТИЧЕСКИХ РАБОТ

Таблица 2 – Перечень практических работ

Номер раздела и темы	Наименование тем лабораторных работ	Трудоёмкость, час
		очная
5	Выбор исполнения электрооборудования. Литература: методические указания по практической работе	4
7	Расчёт электрического освещения. Литература: методические указания по лабораторной работе	4
Итого:		8

4. ВОПРОСЫ К ЭКЗАМЕНУ ПО ДИСЦИПЛИНЕ

1. Уровни напряжения, их области применения.
2. Категории электроприёмников по надёжности электроснабжения.
3. Режимы нейтрали. Глухозаземлённая нейтраль.
4. Режимы нейтрали. Изолированная нейтраль.
5. Особенности работы глухозаземлённой нейтрали с точки зрения электробезопасности.
6. Особенности работы изолированной нейтрали с точки зрения электробезопасности.
7. Сравнение разных режимов нейтрали с точки зрения электробезопасности.
8. Технические мероприятия, обеспечивающие безопасность каждого из видов нейтрали.
9. Роль заземления при разных режимах нейтрали.
10. Влияние ёмкости сети на безопасность сети с изолированной нейтралью.
11. Классификация токов через тело человека.
12. Факторы, влияющие величину тока через тело человека.
13. Меры защиты от поражения электрическим током.
14. Роль заземления в деле защиты человека от поражения электрическим током.
15. Роль заземления уравнивания потенциалов в деле защиты человека от поражения электрическим током.
16. Элементы сети заземления.
17. Виды исполнения электрооборудования.
18. Климатическое исполнение электрооборудования и его категория размещения.
19. Исполнение электрооборудования по степени защиты от внешних воздействий.
20. Взрывозащищённое исполнение электрооборудования.
21. Основные и дополнительные меры взрывозащиты.
22. Виды помещений по ПУЭ.
23. Взрывоопасные и пожароопасные зоны.
24. Виды силовых трансформаторов и способы регулирования выходного напряжения у них.
25. Электрические аппараты в сетях до 1000 В.
26. Электрические аппараты в сетях выше 1000 В.
27. Понятие об низковольтных комплектных устройствах (НКУ).
28. Виды НКУ.
29. Виды электрических связей. Способы прокладки электрических связей.
30. Конструкция кабелей.
31. Виды электрических машин.
32. Двигатели постоянного тока и приводы на их базе.
33. Асинхронные двигатели и приводы на их базе.
34. Синхронные двигатели и приводы на их базе.
35. Способы пуска и регулирования скорости у асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором.
36. Способы пуска и регулирования скорости у асинхронных двигателей с фазным ротором.
37. Способы регулирования скорости у двигателя постоянного тока независимого возбуждения.
38. Виды электрического освещения.
39. Виды источников света, достоинства и недостатки.
40. Размещение светильников в помещении. Общие требования.
41. Расчёт электрических нагрузок.
42. Компенсация реактивной мощности.

43. Выбор трансформаторных подстанций и силовых трансформаторов.
44. Способы резервирования трансформаторов.

5. ПЕРЕЧЕНЬ ОСНОВНОЙ И ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ УЧЕБНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ, НЕОБХОДИМОЙ ДЛЯ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ

5.1 Основная литература

№ п/п	Наименование
1	Электрификация горного производства [Текст]: учебник для вузов: В 2-х т. Т.1. / А. В. Ляхомский [и др.]; ред. Л. А. Пучков, Г. Г. Пивняк; Московский государственный горный университет. - М.: МГГУ, 2007.- 511 с.: ил.
2	Электрификация горного производства [Текст]: учебник для вузов: В 2-х т. Т.2. / А. В. Ляхомский [и др.]; ред. Л. А. Пучков, Г. Г. Пивняк; Московский государственный горный университет. - М.: МГГУ, 2007.- 595 с.: ил.
3	Ахлюстин В. К. Электрификация обогатительных фабрик [Текст]: учебник для вузов: – М.: Недра, 1973.- 424 с.

5.2 Дополнительная литература

№ п/п	Наименование
1	Электроснабжение и электрооборудование горного производства. Часть 1 [Текст]: учебное пособие / М. Е. Садовников; Уральский гос. горный ун-т. – Екатеринбург: УГГУ, 2016. – 229 с.
2	Электроснабжение и электрооборудование горного производства. Часть 2 [Текст]: учебное пособие / М. Е. Садовников; Уральский гос. горный ун-т. – Екатеринбург: УГГУ, 2016. – 191 с.
3	Электроснабжение промышленных предприятий [Текст]: учебник / Б. И. Кудрин. - М.: Интермет Инжиниринг, 2007. - 672 с.: ил.
4	Садовников М. Е. Контакторы, пускатели, электротепловые реле и предохранители [Текст]: учебн. пособие по дисциплине «Электрификация горных работ» для студентов специальности 140604 - “Электропривод и автоматика промышленных установок и технологических комплексов” (ЭГП) очного и заочного обучения / М. Е. Садовников.- Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2010.- 64 с.

6. ПЕРЕЧЕНЬ РЕСУРСОВ ИНФОРМАЦИОННО - ТЕЛЕКОММУНИКАЦИОННОЙ СЕТИ «ИНТЕРНЕТ», НЕОБХОДИМЫХ ДЛЯ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ

1. Сайт Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии (Росстандарт) - https://www.gost.ru/portal/gost//home/standarts/catalognational
2. Единое окно доступа к образовательным ресурсам - Режим доступа: http://window.edu.ru

7. ПЕРЕЧЕНЬ ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ПРИ ОСУЩЕСТВЛЕНИИ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО ПРОЦЕССА ПО ДИСЦИПЛИНЕ, ВКЛЮЧАЯ ПЕРЕЧЕНЬ ПРОГРАММНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ И ИНФОРМАЦИОННЫХ СПРАВОЧНЫХ СИСТЕМ

1. Microsoft Windows 8 Professional

2. Microsoft Office Professional 2013
3. FineReader 12 Professional

Информационные справочные системы

ИПС «КонсультантПлюс».

Базы данных

E-library: электронная научная библиотека: https://elibrary.ru



Министерство образования и науки РФ
ФГБОУ ВО
«Уральский государственный
горный университет»

А. И. Афанасьев, Ю. М. Казаков, С. А. Ляпцев

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Учебно-методическое пособие
и контрольные задания на курсовой проект
«Кинематический, силовой анализ и синтез
плоского механизма»

Екатеринбург
2014

Министерство образования и науки РФ
ФГБОУ ВО
«Уральский государственный горный университет»

ОДОБРЕНО
Методической комиссией
горно-механического факультета
«20» октября 2014 г.
Председатель комиссии
 проф. В. П. Барановский

А. И. Афанасьев, Ю. М. Казаков, С. А. Ляпцев

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Учебно-методическое пособие
и контрольные задания на курсовой проект
«Кинематический, силовой анализ и синтез
плоского механизма»

Рекомендовано УМО РАЕ по классическому
университетскому и техническому образованию
в качестве учебно-методического пособия
для студентов высших учебных заведений,
обучающихся по направлению подготовки
«Горное дело»

Издание УГГУ Екатеринбург, 2014

А 94

Рецензент: *Н. М. Суслов*, д-р техн. наук, профессор, зав. кафедрой ГМК
Уральского государственного горного университета

Учебно-методическое пособие рассмотрено на заседании кафедры технической механики 4 сентября 2014 г. протокол № 1 и рекомендовано для издания в УГГУ.

Афанасьев А. И., Казаков Ю. М., Ляпцев С. А.

А94 ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН: учебно-методическое пособие и контрольные задания на курсовой проект «Кинематический, силовой анализ и синтез плоского механизма» для студентов специальности 21.05.04 – «Горное дело» очного и заочного обучения / А. И. Афанасьев, Ю. М. Казаков, С. А. Ляпцев. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2014. – 80 с.

Учебно-методическое пособие для самостоятельной работы студентов содержит краткие методические указания, контрольные задания и пример выполнения курсового проекта по теме: «Кинематический и динамический анализ плоского рычажного механизма, синтез профиля кулачка с плоским или роликовым толкателем».

© Афанасьев А. И.,
Казаков Ю. М., Ляпцев С. А., 2014
©Уральский государственный горный университет, 2014

ОГЛАВЛЕНИЕ

ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ 5
ВВЕДЕНИЕ 6
1. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА 7
1.1. Структурный анализ механизма 7
1.2. Графическое определение положений звеньев механизма 9
1.3. Кинематический анализ плоского механизма 10
1.4. Силовой анализ механизма 17
1.5. Синтез кулачкового механизма 20
2. ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ 28
3. ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА 51
3.1. Структурный анализ механизма 52
3.2. Построение плана механизма 55
3.3. Построение плана скоростей механизма 57
3.4. Построение плана ускорений механизма 61
3.5. Кинетостатический расчёт механизма 66
3.6. Определение движущего момента на валу кривошипа
по методу Н. Е. Жуковского 75
3.7. Построение профиля кулачка 77
СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ 82

ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ

Задание на курсовой проект по анализу плоского рычажного механизма и синтезу профиля кулачка с плоским или роликовым толкателем включает в себя кинематическую схему механизма и его параметры, вид кулачкового механизма и характер движения толкателя.

Варианты заданий содержат схемы плоских рычажных механизмов, таблицы исходных данных и параметры движения толкателя. Способ выбора варианта задания приведены в разделе 2.

Учебно-методическое пособие содержит сводку основных понятий, необходимых для кинематического и динамического анализа плоского механизма, а также пример выполнения курсового проекта.

Все схемы и чертежи к курсовому проекту выполняются на одном листе формата А1. Пояснительная записка выполняется на листах формата А4. При оформлении записки на титульном листе указать тему курсового проекта, фамилию, инициалы студента, специальность и группу.

При выполнении задания все преобразования и числовые расчёты должны быть последовательно проделаны с необходимыми пояснениями.

ВВЕДЕНИЕ

Выполнение курсового проекта по прикладной механике связано с решением ряда задач по определению рациональных параметров механизмов на основе их кинематического и динамического анализа и последующий синтез механизма. Студент, самостоятельно выполняющий задание, часто сталкивается с трудностями выбора методов решения и вынужден обращаться к соответствующей литературе. К сожалению, в последнее время такой литературы становится все меньше, а справочные материалы, содержащие весь комплекс вопросов, связанных с проектированием механизмов и машин, достаточно редки.

В учебно-методическом пособии приведено решение одной из основных задач курса прикладной механики – **анализ механизма**, который заключается в исследовании кинематических и динамических свойств плоского рычажного механизма по заданной его схеме. Задача **синтеза механизма** в настоящем пособии ограничена конструированием профиля кулачка, обеспечивающего заданное движение толкателя.

В основе методик решения задач курсового проекта лежат фундаментальные положения механики, математики, сопротивления материалов, что позволяет считать курс прикладной механики связующим звеном между общенаучными и специальными дисциплинами. Все излагаемые материалы служат основой выполнения заданий по расчету и проектированию механизмов горных машин и могут быть использованы для самостоятельной работы.

1. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

1.1. Структурный анализ механизма

Механизм есть система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких твердых тел в требуемые движения других твердых тел. Твердое тело, входящее в состав механизма, называется **звеном**. В каждом механизме имеется неподвижное звено, называемое **стойкой,** а также **входное звено,** которому сообщается движение, и **выходное звено,** совершающее заданное движение. Остальные подвижные звенья называются соединительными, или промежуточными.

Подвижное соединение двух соприкасающихся звеньев называется **кинематической парой**. По характеру соприкосновения звеньев в паре сами пары подразделяются на низшие и высшие. Кинематическую пару называют **низшей**, если соприкосновение происходит по поверхности, и **высшей**, если соприкосновение происходит по линии или в точке. Низшие кинематические пары могут выдерживать большую нагрузку, а высшие имеют меньшие потери на трение.

Число связей, налагаемых кинематической парой, определяет **класс пары**. В курсовом проекте рассматриваются плоские механизмы, в которых все звенья соединены поступательными или вращательными кинематическими парами, относящиеся к пятому классу.

Одним из методов нахождения структурной схемы механизма является метод присоединения к ведущему звену структурных групп Ассура. **Группой Ассура** называется кинематическая цепь, которая в случае ее присоединения элементами внешних пар к стойке получает нулевую степень подвижности, то есть образует ферму. Связь между числом подвижных звеньев группы Ассура и количеством входящих в неё кинематических пар определяется по структур-

ной формуле плоской кинематической цепи: $3n = 2p_5$, где n, p_5 – число подвижных звеньев и число кинематических пар 5-го класса в группе Ассура.

Группы Ассура II класса соответствуют значениям $n = 2$, $p_5 = 3$; группы Ассура III класса – значениям $n = 4$, $p_5 = 6$. На рис. 1.1 приведены возможные виды групп Ассура II класса.

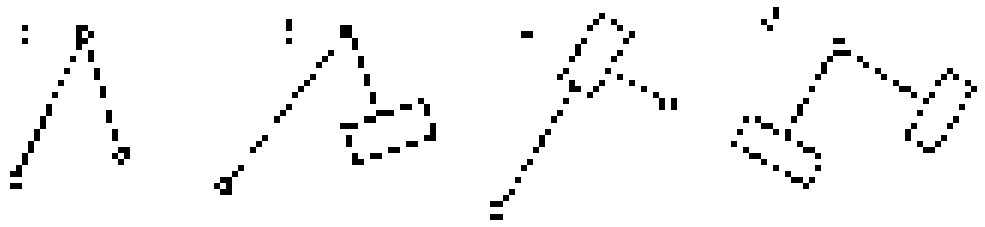


Рис. 1.1. Группы Ассура II класса:
a – первого вида; *b* – второго вида; *c* – третьего вида; *d* – четвёртого вида

Разложение механизма на группы Ассура следует начинать с последней, наиболее отдалённой от ведущего звена и наиболее простой группы.

Структурная классификация механизмов заключается в следующем. Начальное звено и стойка, образующие кинематическую пару 5-го класса, принимаются за **механизм I класса**. Далее исходный механизм разбивается на группы Ассура, присоединяемые к механизму I класса. Для каждой из присоединённых групп Ассура определяется её класс. **Класс механизма** равен максимальному классу входящих в его состав групп Ассура.

Структурным анализом механизма является определение количества звеньев и кинематических пар, определение степени подвижности механизма, а также установление класса механизма. Проводя структурный анализ механизма, необходимо придерживаться следующей схемы решения:

1. Определить количество ведущих звеньев механизма как степень его подвижности, которая может быть вычислена по формуле П. Л. Чебышева для плоских механизмов: $W = 3n - 2p_5$, где n, p_5 – число подвижных звеньев в механизме и число кинематических пар 5-го класса.

2. Изобразить звенья механизма, образующие кинематические пары, определить вид относительного движения звеньев в паре, дать наименование пары и определить её класс.

3. Изобразить группы Ассура механизма, дать им наименование и определить класс.

4. Описать схему образования механизма группами Ассура, определить класс механизма.

Результаты структурного анализа механизма приводятся в табл. 1.1 – 1.2.

Таблица 1.1

Анализ кинематических пар

Обозначение кинематической пары						
Звенья, образующие пару						
Наименование пары						
Класс пары						

Таблица 1.2

Анализ групп Ассура

Группы Ассура			
Наименование группы Ассура			
Класс групп Ассура			
Класс механизма			

1.2. Графическое определение положений звеньев механизма

Построение плана механизма следует начинать с определения масштабного коэффициента длины k_ℓ. Масштабный коэффициент длины выбирается таким образом, чтобы длина самого большого звена $\ell_{\max}$, заданная в метрах, не превышала на чертеже 100 ÷ 150 мм. Тогда масштабный коэффициент длины равен: $k_\ell = \dfrac{\ell_{\max}}{(100-150)} \dfrac{\text{м}}{\text{мм}}$. Например, максимальная длина звена механизма

ℓ_{max} = 0,4 м. Предположим, что на чертеже длина 0,4 м должна быть равной 100 мм. Масштабный коэффициент длины в этом случае равен: $k_\ell = \frac{0,4}{100}$ = $= 0,004 \ \frac{м}{мм}$. В соответствии с выбранным масштабным коэффициентом определяем длины остальных звеньев на чертеже по формуле: $\ell'_i = \frac{\ell_i}{k_\ell}$ мм, где ℓ_i – заданная длина *i*-го звена, м; ℓ'_i – длина *i*-го звена на чертеже, мм.

В начале построения плана механизма на чертеже фиксируются неподвижные точки – оси вращения кривошипа, коромысла и расстояния, определяющие положения прямых, вдоль которых движется ползун. По заданным значениям длины кривошипа и угла, задающего его начальное положение, определяется первая точка плана механизма. Далее построение проводится методом зацепов. Для этого из фиксированных центров проводятся дуги радиусами, равными длинам звеньев механизма, рассчитанным в соответствии с масштабным коэффициентом. Точки пересечения дуг являются точками соединения звеньев механизма.

Построение плана механизма проводится на листе формата А1. Масштаб выбирается самостоятельно.

1.3. Кинематический анализ плоского механизма

1.3.1. Построение плана скоростей плоского механизма

Основу построения плана скоростей составляет векторная формула определения скорости точки *M* плоской фигуры: $\vec{V}_M = \vec{V}_P + \vec{V}_{MP}$, где $\vec{V}_P$ – вектор скорости точки *P*, выбранной за полюс; $\vec{V}_{MP}$ – вектор скорости точки *M* во вращательном движении плоской фигуры относительно полюса *P*. Величина скорости V_{MP} определяется из выражения: $V_{MP} = \omega \cdot MP$, где ω – угловая скорость плоской фигуры.

Чтобы воспользоваться векторной формулой построения скорости точки на чертеже, необходимо выбрать масштабный коэффициент скорости k_v, который равен отношению скорости полюса к длине отрезка, изображающего эту скорость. Для обеспечения требуемой точности длину отрезка принимают равной 40 ÷ 80 мм, тогда $k_v = \dfrac{V_P}{(40 \div 80)} \ \dfrac{\text{м/с}}{\text{мм}}$. Построение плана скоростей для заданного положения механизма начинается с определения модуля и направления вектора скорости точки конца кривошипа, которая в дальнейшем принимается за полюс. Результаты вычислений абсолютных и относительных скоростей точек, скоростей центров масс звеньев механизма и их угловых скоростей приводятся в табл. 1.3.

Таблица 1.3

Абсолютные скорости центров масс и угловые скорости звеньев

Звено				
Обозначение скорости центра масс звена				
Величина скорости, м/с				
Обозначение угловой скорости звена				
Величина угловой скорости, рад/с				

Построение плана скоростей точек механизма с учётом масштабирования проводится на том же листе формата А1, где изображена схема механизма.

1.3.2. Построение плана ускорений плоского механизма

Построение плана ускорений состоит в многократном применении векторной формулы определения ускорения точки *M* плоской фигуры, совершающей плоское движение: $\vec{a}_M = \vec{a}_P + \vec{a}^{\,n}_{MP} + \vec{a}^{\,\tau}_{MP}$, где $\vec{a}_P$ – ускорение точки *P*, выбранной за полюс; $\vec{a}^{\,n}_{MP}$, $\vec{a}^{\,\tau}_{MP}$ – нормальная и касательная составляющие ускорения точки *M* во вращательном движении плоской фигуры относительно полюса *P*.

Величины ускорений $\vec{a}^{n}_{MP}$, $\vec{a}^{\tau}_{MP}$ определяются из выражений: $a^{n}_{MP} = \omega^2 \cdot MP$, $a^{\tau}_{MP} = \varepsilon \cdot MP$, где ω, ε – угловая скорость и угловое ускорение плоской фигуры. Сложение векторов производится по обычному правилу, когда к концу первого вектора присоединяется второй, к концу второго – третий. Тогда вектор, направленный из начала первого в конец последнего, называется суммой этих векторов.

Чтобы воспользоваться векторной формулой построения ускорения точки на чертеже необходимо выбрать масштабный коэффициент ускорения k_a, который равен отношению ускорения полюса к длине отрезка, изображающего это ускорение. Для обеспечения требуемой точности длину отрезка принимают равной $40 \div 80$ мм, тогда $k_a = \dfrac{a_P}{(40 \div 80)} \ \dfrac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}$.

Построение плана ускорений для заданного положения механизма начинается с определения модуля и направления вектора ускорения точки конца кривошипа. Это связано с тем, что ведущее звено – кривошип вращается с постоянной скоростью и потому вектор ускорения точки конца кривошипа совпадает по величине и направлению со своей нормальной составляющей. В дальнейшем точка конца кривошипа принимается за полюс.

Результаты вычислений ускорений центров масс звеньев, а также угловых ускорений звеньев механизма приводятся в табл. 1.4.

Таблица 1.4

Ускорения центров масс звеньев механизма и угловые ускорения звеньев

Звено				
Обозначение ускорения центра масс звена				
Величина ускорения, м/с^2				
Обозначение углового ускорения звена				
Величина углового ускорения, рад/с^2				

Построение плана ускорений точек механизма с учётом масштабирования проводится на том же листе формата А1, где изображены схема механизма в заданном положении и план скоростей.

1.3.3. Особенности построений планов скоростей и ускорений кулисного механизма

В кулисных механизмах одно из звеньев, называемое *кулисным камнем*, может перемещаться поступательно относительно другого подвижного звена – *кулисы* (на рис. 1.2 звено 2 является кулисой). В результате кулисный камень совершает **сложное движение**.

Напомним, что сложное движение твердого тела раскладывается на два составляющих движения: относительное (относительно подвижной системы отсчета) и переносное (движение подвижной системы отсчета относительно неподвижной).

Скорость точки в сложном движении определяется как векторная сумма: $\vec{V}_M = \vec{V}_r + \vec{V}_e$, где $\vec{V}_M$ – абсолютная скорость точки; $\vec{V}_r$ – скорость точки в относительном движении; $\vec{V}_e$ – скорость той точки подвижной системы отсчета, с которой в данный момент времени совпадает подвижная точка (переносная скорость точки).

При определении ускорения точки в сложном движении следует, наряду с относительным и переносным ускорением, учитывать ускорение Кориолиса: $\vec{a}_M = \vec{a}_r + \vec{a}_e + \vec{a}_K$. Для плоского переносного движения модуль ускорения Кориолиса равен: $a_K = 2\omega V_r$.

Рассмотрим пример построения планов скоростей и ускорений для кулисного механизма (рис. 1.2, *a*, *b*). Проведем графические построения для положения механизма, в котором кривошип *OA* (звено 1) перпендикулярен линии O_1O. Предположим следующие исходные данные: OA = 0,2 м; O_1O = 0,34 м; угловая скорость кривошипа ω_1 = 10 рад/с.

Начальное звено 1 совершает вращательное движение, и потому скорость точки A звена 1 $\vec{V}_{A1}$ находится как $V_{A1} = \omega_1 \cdot OA$ = 10·0,2 = 2 м/с. Вектор скорости $\vec{V}_{A1}$ направлен перпендикулярно звену 1 в сторону его движения.

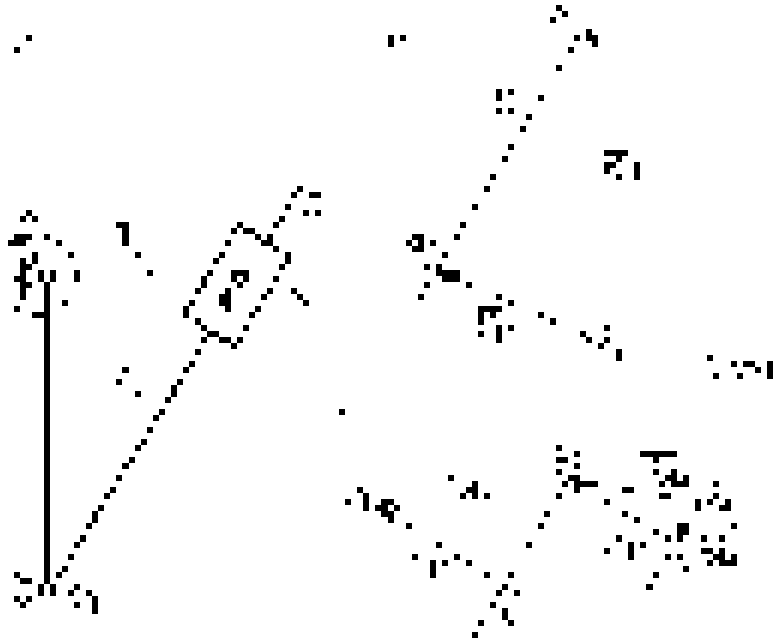


Рис. 1.2 Кинематика кулисного механизма:
a – схема механизма; *b* – план скоростей; *c* – план ускорений

Выбрав произвольную точку p_v за полюс плана скоростей (см. рис. 1.2, *b*), изобразим вектор скорости $\vec{V}_{A1}$, задавшись его длиной l_{V_A} = 50 мм на плане скоростей. В этом случае масштабный коэффициент скорости $k_v = \dfrac{V_A}{l_{V_A}} = \dfrac{2}{50}$ = 0,04 (м/с)/мм. В конце вектора $\vec{V}_{A1}$ на плане скоростей отметим точку a_1.

Точка A кулисного камня 3 совершает сложное движение. Относительным движением точки будет движение камня вдоль прямой O_1B, переносным – вращение звена 2 вокруг оси O_1. В результате абсолютная скорость точки (скорость $\vec{V}_{A1}$) может быть представлена в виде суммы векторов относительной и переносной скоростей: $\vec{V}_{A1} = \vec{V}_r + \vec{V}_{A2}$. Вектор переносной скорости точки A звена 2 $\vec{V}_{A2}$ направлен перпендикулярно к O_1A (так как переносное движение

вращательное), а вектор относительной скорости $\vec{V}_r$ – вдоль прямой O_1A (так как относительное движение прямолинейное).

Из полюса плана скоростей проведём прямую, перпендикулярную O_1A – направление переносной скорости $\vec{V}_{A2}$, а из точки a_1 – прямую, параллельную O_1A – направление относительной скорости $\vec{V}_r$. Обозначим точку пересечения этих прямых a_2. Тогда отрезок $p_v a_2$ в выбранном масштабе отображает переносную скорость.

Измерив на плане скоростей (рис. 1.2, *b*) отрезок $p_v a_2$ ($p_v a_2 = 25$ мм), найдем величину переносной скорости $V_{A2} = p_v a_2 \cdot k_v = 25 \cdot 0{,}04 = 1$ м/с. Аналогично, измерив отрезок $a_1 a_2$ (43 мм), получим величину относительной скорости $V_r = a_1 a_2 \cdot k_v = 43 \cdot 0{,}04 = 1{,}72$ м/с. При заданном направлении движения вектор относительной скорости направлен от a_2 к a_1.

Вычислив длину O_1A в данном положении механизма $O_1A = \sqrt{(OA)^2 + (O_1O)^2} = \sqrt{0{,}2^2 + 0{,}34^2} = 0{,}39$ м, найдём величину угловой скорости звена 2 как отношение $\omega_2 = \dfrac{V_{A2}}{O_1A} = \dfrac{1}{0{,}39} = 2{,}56$ рад/с.

Переходим к построению ***плана ускорений***. При равномерном вращении звена 1 ускорение точки *A* звена 1 равно: $a_{A1} = a^n_{A1} = \omega_1^2 \cdot OA = 100 \cdot 0{,}2 = 20$ м/с^2. Вектор ускорения $\vec{a}_{A1}$ направлен вдоль звена 1 от точки *A* к оси вращения *O*.

Выбрав произвольную точку p_a за полюс плана ускорений (рис. 1.2, *c*), изобразим вектор ускорения $\vec{a}_{A1}$, положив его длину на плане $l_{a_A} = 50$ мм. Тогда масштабный коэффициент ускорения $k_a = \dfrac{a_{A1}}{l_{a_A}} = \dfrac{20}{50} = 0{,}4$ (м/с^2)/мм.

В конце вектора $\vec{a}_{A1}$ на плане ускорений отметим точку a_1.

Абсолютное ускорение $\vec{a}_{A1}$ может быть представлено в виде векторной суммы: $\vec{a}_{A1} = \vec{a}_r + \vec{a}_{A2} + \vec{a}_K$, где ускорение точки *A* звена 2 (переносное ускоре-

ние $\vec{a}_{A2}$) имеет две составляющие: $\vec{a}_{A2} = \vec{a}^{n}_{A2} + \vec{a}^{\tau}_{A2}$. В результате абсолютное ускорение $\vec{a}_{A1}$ представляется в виде: $\vec{a}_{A1} = \vec{a}_r + \vec{a}^{n}_{A2} + \vec{a}^{\tau}_{A2} + \vec{a}_K$.

Величина нормального ускорения в переносном движении $a^{n}_{A2} = \omega_2^2 \cdot O_1A = 2{,}56^2 \cdot 0{,}39 = 2{,}56$ м/с^2. Вектор ускорения направлен вдоль звена 2 от точки A в сторону оси вращения O_1.

Ускорение Кориолиса $a_K = 2\omega_2 V_r = 2 \cdot 2{,}56 \cdot 1{,}72 = 8{,}81$ м/с^2, вектор ускорения перпендикулярен звену 2 и направлен в сторону переносного вращения.

На плане ускорений из полюса ускорений p_a параллельно линии AO_1 изображаем вектор переносного нормального ускорения $\vec{a}^{n}_{A2}$ длиной $l_{a^{n}_{A2}} = \dfrac{a^{n}_{A2}}{k_a} = \dfrac{2{,}56}{0{,}4} = 6{,}4$ мм. В конце вектора ставим точку n.

Касательная составляющая переносного ускорения точки A звена 2 $\vec{a}^{\tau}_{A2}$ перпендикулярна линии AO_1. На плане ускорений из точки n перпендикулярно вектору $\vec{a}^{n}_{A2}$ (линии p_an) проводим прямую, показывающую направление вектора $\vec{a}^{\tau}_{A2}$ – касательной составляющей ускорения точки A.

Сумма ускорений должна быть равна абсолютному ускорению $\vec{a}_{A1}$. Тогда векторный многоугольник должен замкнуться в точке a_1. Для этого построим вектор ускорения Кориолиса перпендикулярно линии AO_1 так, чтобы он был направлен в точку a_1. Длина вектора на плане $l_{a_K} = \dfrac{a_K}{k_a} = \dfrac{8{,}81}{0{,}4} = 22{,}03$ мм. Начало вектора обозначим точкой K.

Относительное ускорение точки A направлено вдоль звена 2 (линии AO_1), поэтому на плане ускорений из точки K проводим перпендикуляр к a_1K до пересечения с прямой, перпендикулярной p_an, показывающей направление вектора $\vec{a}^{\tau}_{A2}$ – касательной составляющей ускорения точки A. Полученную точку обозначим a_2.

Таким образом, на плане ускорений (рис. 1.2, *с*) вектор na_2 отображает касательную составляющую ускорения точки *A* в переносном движении, a_2K – относительное ускорение, Ka_1 – ускорение Кориолиса.

Соединив точку p_a с точкой a_2, найдем ускорение точки *A* звена 2. Измерив на плане расстояние $p_a a_2$ (23 мм), найдём величину ускорения $a_{A2} = p_a a_2 \cdot k_a = 23 \cdot 0{,}4 = 9{,}2$ м/с^2.

Результаты вычислений ускорений центров масс звеньев, а также угловых ускорений звеньев механизма приводятся в таблице, аналогичной табл. 1.4.

Построение плана ускорений точек механизма с учётом масштабирования проводится на том же листе формата А1, где изображены схема механизма в заданном положении и план скоростей.

1.4. Силовой анализ механизма

1.4.1. Определение движущего момента, приведённого к оси вала кривошипа, на основе кинетостатического расчёта механизма

Кинетостатическим расчётом механизма называется его силовой расчёт с учётом сил инерции. В первом приближении расчёт производится без учёта сил трения в кинематических парах. Реакции определяются в кинематических парах по группам Ассура. Расчёт реакций производится на основании принципа Д'Аламбера, согласно которому все силы, приложенные к механизму (или части его), уравновешиваются силами инерции.

Модули главных векторов сил инерции звеньев механизма и главных моментов сил инерции определяют по формулам: $F^{ин} = ma_S$, $M^{ин} = J_S \varepsilon$, где $F^{ин}$, $M^{ин}$ – модули главных векторов сил инерции звеньев механизма и главных моментов сил инерции; a_S, ε – ускорение центра масс звена и его угловое ускорение; J_S – момент инерции звена относительно его центра масс.

Силовой расчёт производится в следующей последовательности:

1. На чертеже в выбранном масштабе изображается группа Ассура. Расчёт начинается с последней – рабочего органа.

2. В соответствующих точках звеньев прикладываются силы. Силы тяжести из центров тяжести звеньев направляют вертикально вниз. Главные векторы сил инерции звеньев изображаются согласно плану ускорений в сторону, противоположную ускорению центра масс данного звена. Направление главного момента сил инерции противоположно направлению углового ускорения звена, задаваемого касательной составляющей ускорения.

3. Реакции во вращательных кинематических парах раскладывают на две составляющие – вдоль одного из звеньев и перпендикулярно ему. Реакцию стойки на ползун изображают перпендикулярно направляющим ползуна.

4. Неизвестные силы реакции определяются из уравнений равновесия в форме равенства нулю суммы моментов всех сил и из силового многоугольника, выражающего равенство нулю векторной суммы всех сил.

При построении силового многоугольника (плана сил) необходимо выбрать масштабный коэффициент так, чтобы длина максимального вектора была не более $150 \div 200$ мм.

5. На ведущее звено механизма – стойку и кривошип – действуют сила тяжести кривошипа, приложенная на его оси вращения, и реакция шарнира A в конце кривошипа.

Движущий момент, приведённый к оси вала кривошипа и обеспечивающий вращение кривошипа с постоянной угловой скоростью, прикладывается к кривошипу и находится из уравнения моментов сил, действующих на ведущее звено.

1.4.2. Определение движущего момента, приведённого к валу кривошипа, по методу Н. Е. Жуковского

Для вычисления движущего момента, приведённого к валу кривошипа, необходимо знать уравновешивающую силу.

Величина уравновешивающей силы определяется по методу «жёсткого рычага» Н. Е. Жуковского следующим образом:

1. Вычисляем силы тяжести, для чего заданные массы звеньев умножаем на ускорение свободного падения (принимаем $g = 9{,}8$ м/с^2).

2. Вычисляем силы инерции, действующие на механизм. Для этого заданные массы звеньев умножаем на ускорения центров тяжести этих звеньев, которые определили при построении плана ускорения.

3. Вычисляем моменты сил инерции, действующие на механизм. Для этого заданные моменты инерции звеньев относительно их центров тяжести умножаем на угловые ускорения звеньев, которые определили при построении плана ускорения.

Определение приведенной силы «методом жесткого рычага» сводится к следующему:

– строится повернутый на 90° план скоростей механизма;

– в соответствующих точках плана скоростей изображаются заданные силы и силы инерции;

– момент каждой пары сил представляется как две антипараллельные силы, приложенные в двух произвольных точках звена (обычно, крайних точках), направленных перпендикулярно отрезку, соединяющему эти точки;

– уравновешивающую силу $F_{\text{ур}}$ прикладывают в крайней точке кривошипа, перпендикулярно ему. Величина уравновешивающей силы находится по теореме Н. Е. Жуковского, что сумма моментов всех действующих на механизм сил, приложенных к соответствующим точкам повёрнутого на 90º плана скоростей механизма, относительно полюса равна нулю.

Величина приведенного к валу кривошипа движущего момента равна: $M_{\text{пр}} = F_{\text{ур}} \ell_{\text{кр}}$, где $F_{\text{ур}}$ – уравновешивающая сила, приведённая к кривошипу; $\ell_{\text{кр}}$ – длина кривошипа.

В конце расчётов проводится сравнение результатов и определяется относительная величина погрешности расчёта движущего момента методом кинетостатического анализа по сравнению с методом Н. Е. Жуковского.

1.5. Синтез кулачкового механизма

Рассматривается процесс синтеза кулачкового механизма с центральным плоским и нецентральным роликовым толкателем, состоящий в определении профиля кулачка по заданному закону движения толкателя.

1.5.1. Построение кинематических диаграмм движения толкателя

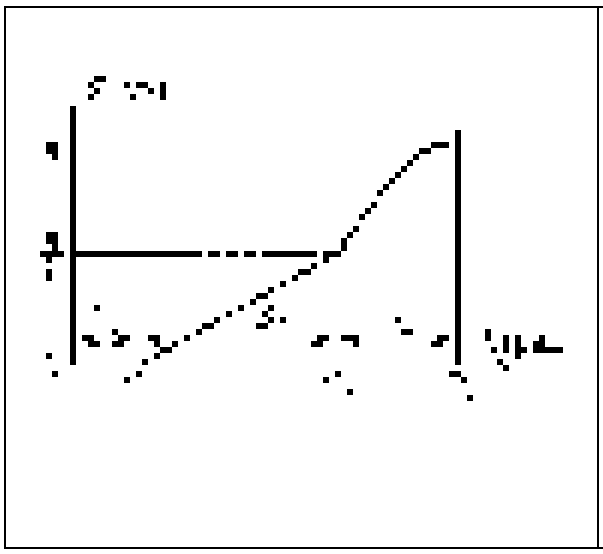
Целью построения кинематических диаграмм перемещения толкателя и аналога его скорости в зависимости от угла поворота кулачка является необходимость определения в дальнейшем зависимости аналога скорости толкателя от его перемещения. Такой график, обычно, строится по точкам.

Движение толкателя может быть задано как законом изменения пути, пройденного толкателем, в зависимости от угла поворота кулачка, так и законами изменения аналогов скорости и ускорения в той же зависимости.

Если движение толкателя задано законом перемещения толкателя $S(\varphi)$, то для получения аналога скорости следует произвести дифференцирование: $S' = \dfrac{dS}{d\varphi}$. Если движение толкателя задано законом изменения аналога ускорения $S''(\varphi)$, то для получения аналога скорости и перемещения толкателя необходимо произвести двукратное интегрирование: $S' = \int S'' d\varphi$, $S = \int S' d\varphi$.

Рассмотрим пример построения графиков. Предположим, закон движения толкателя при его подъёме в зависимости от угла поворота кулачка задан графически (рис. 1.4). В задании уточняется аналитический вид законов (линейный или параболический) по фазам движения кулачка.

График движения толкателя на фазе опускания кулачка симметричен.



$S_{\max} = h = 20$ мм

Вид законов движения толкателя по фазам движения кулачка

1-й участок: $0 \le \varphi \le \varphi_1$, $S_1 = 0$.

2-й участок: $\varphi_1 \le \varphi \le \varphi_2$.

Линейный закон движения.

3-й участок: $\varphi_2 \le \varphi \le \varphi_3$.

Параболический закон движения, вершина параболы при $\varphi = \varphi_3$.

$\varphi_1 = 60^\circ$, $\varphi_2 = 130^\circ$, $\varphi_3 = 180^\circ$

Рис. 1.4. Примерный закон движения толкателя

При заданном законе движения толкателя на первом участке движения при $0 < \varphi < \varphi_1$ перемещения толкателя нет (см. рис. 1.4).

На втором участке движение толкателя происходит по линейному закону в виде: $S_2 = a_2\varphi + b_2$. Из графика найдём величину перемещения толкателя в граничных точках участка φ_1 и φ_2: $S_2(\varphi_1) = 0$ и $S_2(\varphi_2) = \frac{h}{2} = 10$ мм. Подставляя их в уравнение движения (при этом значения граничных точек $\varphi_1 = 60^\circ$, $\varphi_2 = 130^\circ$ следует перевести в радианы), получим два алгебраических уравнения относительно неизвестных a_2 и b_2: $0 = a_2 \cdot 1{,}05 + b_2$, $10 = a_2 \cdot 2{,}27 + b_2$.

Решая систему, находим $a_2 = 8{,}20$; $b_2 = -8{,}61$. Таким образом, закон движения толкателя на втором участке $S_2 = 8{,}20\varphi - 8{,}61$ при $1{,}05 < \varphi < 2{,}27$.

Аналог скорости толкателя на этом участке не зависит от угла поворота кулачка и равен: $S_2' = \frac{dS_2}{d\varphi} = 8{,}20$ мм/рад.

На третьем участке, на отрезке $\varphi_2 \le \varphi \le \varphi_3$, толкатель движется по параболическому закону. Представим закон движения в виде: $S_3 = a_3\varphi^2 + b_3\varphi + d_3$, где коэффициенты a_3, b_3, d_3 подлежат определению. Первые два уравнения

для определения коэффициентов получим, подставив в уравнение параболы её значения в граничных точках: при $\varphi_2 = 2{,}27$ рад $S_3(\varphi_2) = \frac{h}{2} = 10$ мм и при $\varphi_3 = 3{,}14$ рад $S_3(\varphi_3) = h = 20$ мм. Получим уравнения:

$$10 = a_3 \cdot 2{,}27^2 + b_3 \cdot 2{,}27 + d_3, \quad 20 = a_3 \cdot 3{,}14^2 + b_3 \cdot 3{,}14 + d_3.$$

По условию вершина параболы находится в точке $\varphi = \varphi_3$, следовательно, выполняется равенство: $S_3'(\varphi_3) = 0$. Третье уравнение найдём, подставив координату точки вершины параболы ($\varphi_3 = 3{,}14$) в уравнение $S_3' = 2a_3\varphi + b_3 = 0$. Получим: $2a_3 \cdot 3{,}14 + b_3 = 0$. Решая совместно систему уравнений

$$10 = a_3 \cdot 5{,}15 + b_3 \cdot 2{,}27 + d_3, \quad 20 = a_3 \cdot 9{,}86 + b_3 \cdot 3{,}14 + d_3, \quad a_3 \cdot 6{,}28 + b_3 = 0$$

Найдём коэффициенты: $a_3 = -13{,}33$; $b_3 = 83{,}71$; $d_3 = -111{,}37$.

Окончательно, закон движения толкателя на третьем участке

$$S_3 = -13{,}33\varphi^2 + 83{,}71\varphi - 111{,}37 \quad \text{при } 2{,}27 \le \varphi \le 3{,}14.$$

Соответственно, аналог скорости $S_3' = -26{,}66\varphi + 83{,}71$ мм/рад.

Графики движения толкателя и аналога его скорости приведены на рис. 1.5, *a*, *b*. Масштабы выбраны произвольно.

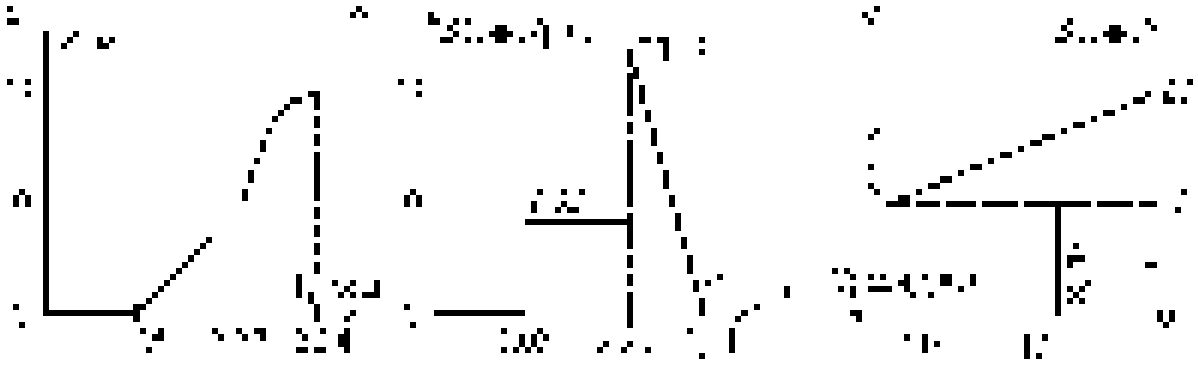


Рис. 1.5. Кинематические диаграммы движения толкателя:
a – график перемещения; *b* – график аналога скорости; *c* – зависимость аналога скорости от перемещения толкателя

График зависимости аналога скорости S' от перемещения толкателя S, построенный по точкам, взятым с диаграмм перемещения на фазе подъёма кулачка, приведён на рис. 1.5, *c*. Ось S, обычно, располагают вертикально вверх,

а ось S' – горизонтально влево. Масштабные коэффициенты по обеим осям должны быть одинаковы и равны масштабному коэффициенту длины.

1.5.2. Синтез кулачкового механизма с центральным плоским толкателем

На рис. 1.6 изображена расчётная схема кулачкового механизма с центральным плоским толкателем. Обозначения, принятые на схеме: φ – угол поворота кулачка; R_0 – минимальный начальный радиус кулачка; β – угол давления кулачка в точке контакта с толкателем; S – перемещение толкателя; R – радиус-вектор точки контакта кулачка с толкателем; θ – полярный угол радиус-вектора R в точке контакта.

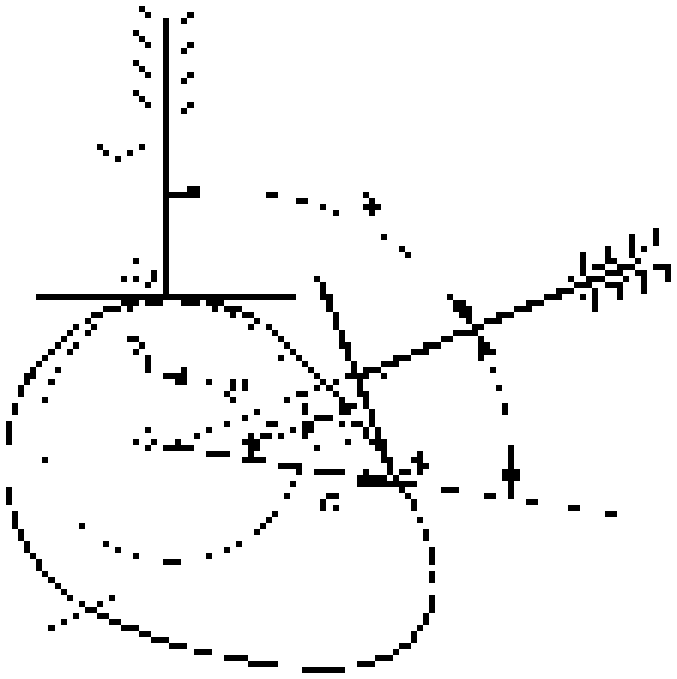


Рис. 1.6. Расчётная схема кулачкового механизма с центральным плоским толкателем: 1 – профиль кулачка с осью вращения в точке O; 2 – плоский толкатель, движущийся поступательно

Для построения профиля кулачка используется метод инверсии (обращения движения), при котором вращение подвижного кулачка заменяется поворотом толкателя вокруг неподвижного кулачка.

Построение профиля кулачка начинается с определения начального (минимально допустимого) радиуса кулачка R_0. Для этого необходимо:

1. Построить график зависимости аналога скорости S' от перемещения толкателя S.

2. Задаться максимально допустимым значением угла давления $\theta_{доп}$, которое для кулачка с плоским толкателем находится в пределах $20^\circ \le \theta_{доп} \le 30^\circ$.

3. Под углом $\theta_{доп}$ к оси S построить прямую, касательную к графику $S'(S)$, и путём измерения на графике соответствующих расстояний, определить координаты S_B и S'_B точки касания.

4. Вычислить начальный радиус кулачка R_0, который связан с максимальным значением угла давления соотношением: $\mathrm{tg}\theta_{доп} = \dfrac{S'_B}{R_0 + S_B}$.

Вычисление начального радиуса R_0 кулачка с центральным плоским толкателем рассмотрим на примере движения толкателя, разобранного в предыдущем п. 1.5.1, и где построен график зависимости аналога скорости толкателя от перемещения.

Положим, что максимально допустимое значение угла давления равно $\theta_{доп} = 27^{\circ}$.

На графике зависимости аналога скорости толкателя от перемещения (рис. 1.7) проведём прямую *aa* под углом $\theta_{доп}$ к оси перемещений S и касающуюся графика. Точку пересечения касательной с осью S обозначим O, а точку касания с графиком – B. Расстояние AO на графике с учётом масштабного коэффициента длины выражает величину начального радиуса R_0.

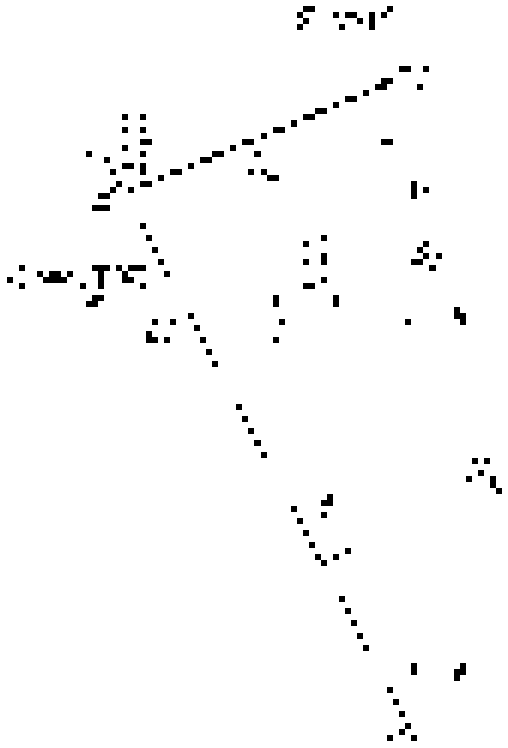


Рис. 1.7. Схема вычисления начального радиуса кулачка с центральным толкателем

Обозначим координаты точки B на графике S'_B и S_B. В рассматриваемом примере в соответствии с масштабом длин координаты точки B: $S'_B = 23{,}19$ мм/рад, $S_B = 10$ мм. Соотношение между выбранным допустимым углом давления и

начальным радиусом имеет вид: $\mathrm{tg}27^\circ = 0{,}51 = \dfrac{S'_B}{R_0 + S_B} = \dfrac{23{,}19}{R_0 + 10}$, откуда величина начального радиуса $R_0 = 35{,}47$ мм.

Построение профиля кулачка производится в полярной системе координат. Для этого, задавшись углом φ поворота толкателя, необходимо найти полярный угол θ радиус-вектора R в точке контакта A_1 (см. рис. 1.6):

$$\theta = \varphi + \beta = \varphi + \mathrm{arctg}\,\frac{S'}{R_0 + S},$$

где S' и S – аналог скорости толкателя и его перемещение при одном и том же значении угла φ поворота толкателя. Длина радиус-вектора R в точке контакта находится по формуле: $R = \sqrt{(R_0 + S)^2 + (S')^2}$.

Отмечая точками на графике длины радиус-векторов, вычисленных при соответствующих полярных углах θ, и обводя их гладкой кривой линией, получим профиль кулачка. Масштаб длин выбирается произвольно.

Для более точного построения профиля желательно внутри каждой фазы движения толкателя выбирать по два – три значения угла поворота кулачка.

1.5.3. Синтез кулачкового механизма с роликовым толкателем

Построение профиля кулачка со смещённым роликовым толкателем начинается с определения начального (минимально допустимого) радиуса кулачка R_0. Величина начального радиуса кулачка со смещённым толкателем находится следующим образом:

1. Построить график аналога скорости S' толкателя в зависимости от его перемещения S.

2. Выбрать максимально допустимое значение угла давления $\theta_{\text{доп}}$ (для кулачка с роликовым толкателем находится в пределах $20^\circ \le \theta_{\text{доп}} \le 45^\circ$).

3. Под углом $\theta_{доп}$ к оси S построить прямую aa, касательную к графику $S'(S)$.

4. Параллельно оси S на расстоянии e (смещение оси толкателя относительно оси вращения кулачка) провести прямую до пересечения её с касательной aa в точке O' (см. рис. 1.8).

Расстояние $O'A$ выражает величину начального радиуса R_0, которая находится путём измерения её на графике.

Выбор начального минимально допустимого радиуса кулачка R_0 показан на рис. 1.8 на примере с исходными данными движения толкателя, взятыми из п. 1.5.1 при $\theta_{доп} = 30^{\circ}$, $e = 5$ мм.

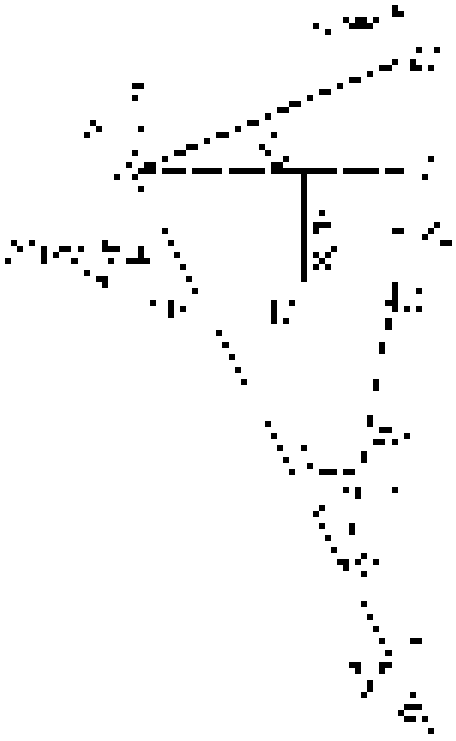


Рис. 1.8. Схема вычисления начального радиуса кулачка с нецентральным толкателем

Расчетная схема для определения профиля кулачка с роликовым толкателем со смещением изображена на рис. 1.9.

Обозначения, принятые на схеме: φ – угол поворота кулачка; R_0 – минимальный начальный радиус кулачка; S – перемещение толкателя; R – радиус-вектор центра ролика толкателя; θ – полярный угол радиус-вектора R в точке контакта относительно начального положения центра роликового толкателя; β – угол для промежуточных вычислений; S_0 – начальная высота центра ролика толкателя относительно оси вращения кулачка; e – смещение оси толкателя относительно оси вращения кулачка (дезаксиал).

Построение профиля кулачка производится в полярной системе координат. Для этого сначала строим окружность радиусом e (см. рис. 1.9), равным величине дезаксиала, и с центром в точке O. Затем из того же центра проводим окружность радиусом R_0. Проводим вертикальную касательную CB_0 к окруж-

ности радиуса e до пересечения её с окружностью радиусом R_0. Точка пересечения B_0 является центром ролика в начальном положении толкателя.

В обращенном движении ось толкателя всегда расположена вдоль касательной к окружности радиуса e.

Задавшись углом φ поворота толкателя, необходимо найти полярный угол θ радиус-вектора R при перемещении центра ролика из положения B_0 в положение B_1. С учётом, что $B_2C_1 = S_0$, $S_0 = \sqrt{R_0^2 - e^2}$ и $B_1B_2 = S$ (см. рис. 1.9), угол θ находится по формуле

$$\theta = \varphi + \operatorname{arctg}\frac{S_0 + S}{e} - \operatorname{arctg}\frac{S_0}{e}.$$

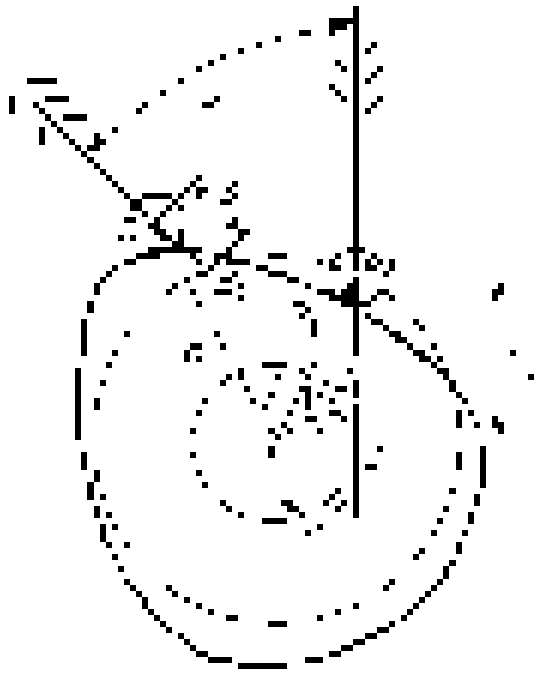


Рис.1.9. Расчётная схема построения профиля кулачка с роликовым толкателем

Величина радиуса-вектора R для данного угла θ:

$$R = \sqrt{(S_0 + S)^2 + e^2}.$$

Отмечая точками на графике длины радиус-векторов, вычисленных при соответствующих полярных углах θ, и обводя их гладкой кривой линией, получим профиль кулачка.

Масштаб длин выбирается произвольно.

Для более точного построения профиля желательно внутри каждой фазы движения толкателя выбирать по два – три значения угла поворота кулачка.

2. ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

При курсовом проектировании механизма необходимо выполнить следующие виды работ:

– провести структурный анализ механизма;

– выполнить кинематический анализ механизма, для чего при заданном положении кривошипа построить планы механизма, скоростей и ускорений (масштабы выбираются самостоятельно); определить ускорения центров масс звеньев механизма и их угловые ускорения;

– провести кинетостатический расчёт механизма и определить усилия в кинематических парах; определить движущий момент, приведённый к оси вала кривошипа;

– определить величину движущего момента, приведённого к оси вала кривошипа, с помощью «жесткого рычага» Н. Е. Жуковского и провести оценку расхождения результата по сравнению с кинетостатическим расчётом;

– определить профиль кулачка механизма, обеспечивающий заданное движение толкателя.

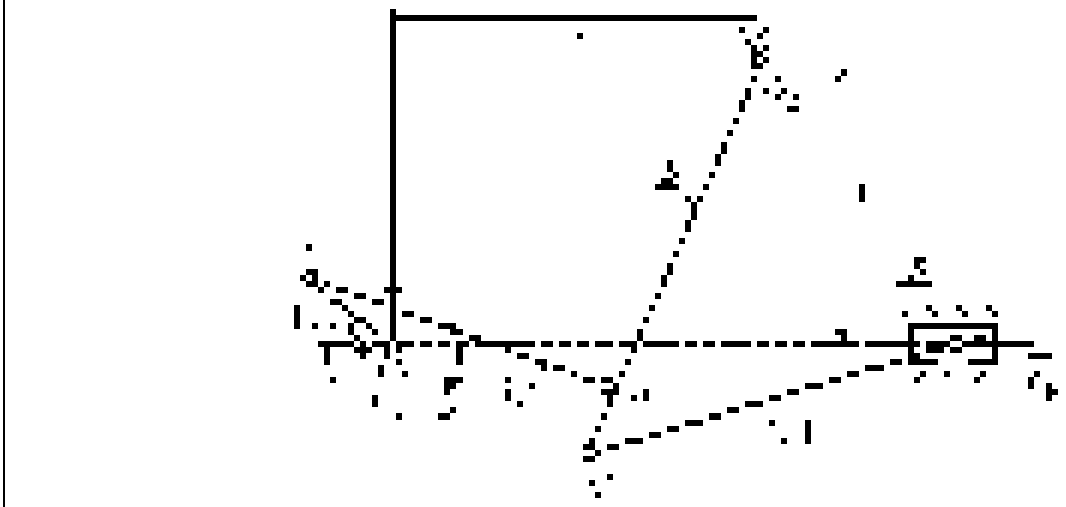
По результатам расчетов на листе формата А1 сделать чертежи плана механизма, плана скоростей, плана ускорений, схему «жесткого рычага» Н. Е. Жуковского и эскизный чертёж профиля кулачка.

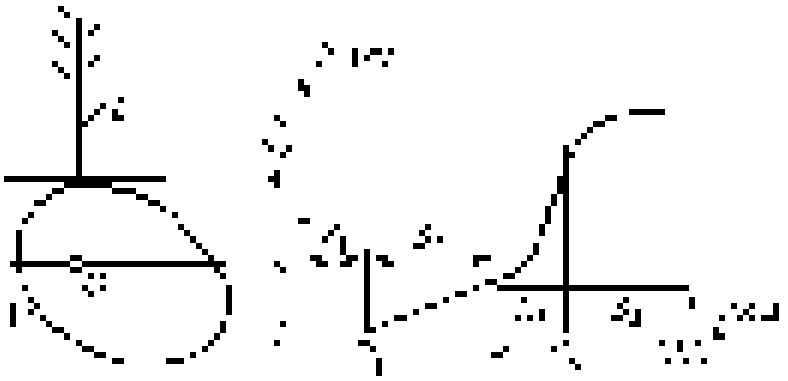
Пояснительная записка выполняется на листах формата А4.

Варианты заданий № 1 – 9, 0 приведены на рис. 2.1 – 2.10. Исходные данные для всех вариантов заданий приведены в табл. 2.1 – 2.10.

При выборе задания на курсовой проект номер варианта задания (номер схемы) соответствует последней цифре в зачётке студента. Номер варианта исходных данных выбирается из таблицы с исходными данными по предпоследней цифре номера зачетной книжки.

Задание № 1. Инерционный конвейер





$S_{\max} = h$

Вид законов движения толкателя по фазам движения кулачка

1-й участок: $0 \le \varphi \le \varphi_1$.

Движения нет, $S_1 = 0$.

2-й участок: $\varphi_1 \le \varphi \le \varphi_2$.

Линейный закон движения.

3-й участок: $\varphi_2 \le \varphi \le \varphi_3$. Парабола с вершиной при $\varphi = \varphi_2$.

4-й участок $\varphi_3 \le \varphi \le 180^\circ$. Парабола с вершиной при $\varphi = 180^\circ$

Рис. 2.1. Схема механизма инерционного конвейера и закон движения плоского центрального толкателя кулачкового механизма

Инерционный конвейер состоит из кривошипа 1 шатуна 2, коромысла 3, шатуна 4 и рештака (ползуна) 5. Центр масс кривошипа расположен на оси вращения в точке O_1, а центры масс остальных звеньев – посередине их длин. Сила сопротивления движению рештака постоянна и равна $F_р$. Рабочий ход слева – направо. На холостом ходу сила сопротивления составляет 10 % от номинальной.

Кулачковый механизм включает кулачок 1 и плоский толкатель 2. Линия движения толкателя проходит через ось вращения кулачка O. Закон пере-

мещения толкателя в зависимости от угла поворота кулачка приведён на фазе подъёма кулачка, $0 \le \varphi \le 180^\circ$. График движения толкателя на фазе опускания кулачка симметричен.

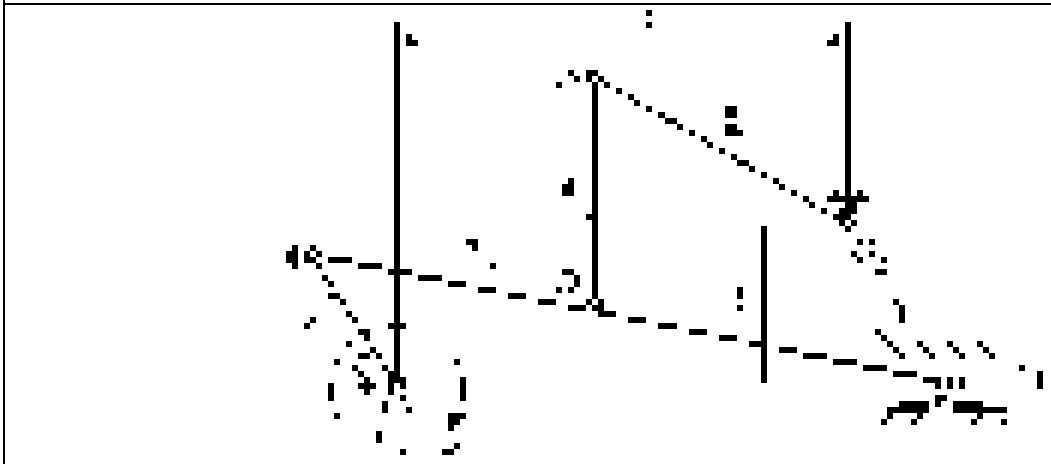
Варианты исходных данных задания № 1 приведены в табл. 2.1.

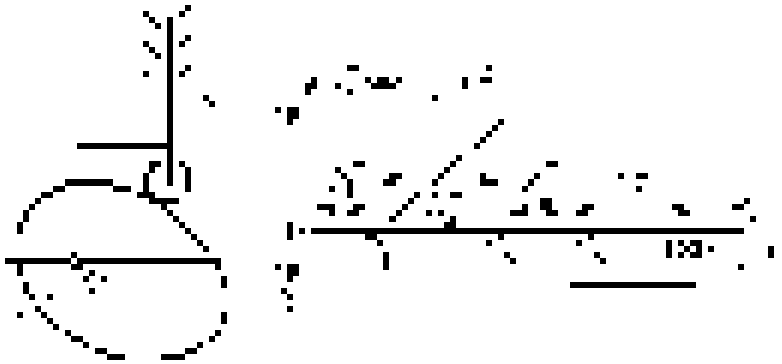
Таблица 2.1

Варианты исходных данных механизма инерционного конвейера для варианта задания № 1

Параметры	Обозначение	Варианты исходных данных									
		0	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**
Размеры звеньев механизма и характерные расстояния, м	O_1A	0,2	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,24	0,25
	AB	0,8	0,8	0,11	0,11	0,29	0,23	0,11	0,11	0,92	1,06
	O_2B	1,0	1,0	0,12	0,12	0,25	0,25	0,12	0,12	0,84	0,87
	O_2C	1,2	1,2	0,1	0,12	0,15	0,25	0,15	0,12	0,9	0,5
	CD	1,2	1,2	0,25	0,25	0,3	0,4	0,4	0,3	1,45	0,65
	a	0,9	0,9	0,06	0,04	0,15	0,35	0,04	0,07	0,8	0,8
	b	0,7	0,7	0,04	0,06	0,05	0,11	0,06	0,02	0,6	0,6
Угол поворота кривошипа, град	φ	45	30	290	235	120	115	140	50	300	150
Частота вращения кривошипа, об/мин	n	190	95	200	180	150	170	250	190	100	120
Массы звеньев механизма, кг	m_2	80	8	15	18	38	24	16	20	37	32
	m_3	100	10	18	25	23	30	28	25	22	17
	m_4	60	6	25	25	30	40	40	30	36	31
	m_5	100	10	100	70	80	90	90	60	73	62
Моменты инерции звеньев относит. центров масс, кг·м^2	J_1	0,5	0,5	0,2	0,1	0,1	0,09	0,18	0,09	0,3	0,21
	J_2	1,0	1,0	0,1	0,2	0,3	0,2	0,08	0,2	4,1	3,1
	J_3	0,8	0,8	0,4	0,8	0,18	0,2	0,6	0,5	2,7	2,9
	J_4	0,6	0,6	1,2	1,0	1,03	1,4	1,4	1,05	1,6	1,1
Сила сопротивления, кН	$F_р$	10,0	2,25	3,0	2,5	1,5	1,6	3,0	1,8	4,6	3,6
Максимальный ход толкателя, мм	h	20	22	18	25	16	14	18	20	22	16
Границы фаз движения толкателя, град	φ_1	30	40	25	30	45	20	30	35	25	30
	φ_2	90	60	80	60	100	80	60	85	65	70
	φ_3	120	130	140	100	140	120	110	120	125	140

Задание № 2. Плунжерный питатель с грохотом





$S''_{\max} = w$

Вид законов аналога ускорения толкателя по фазам движения кулачка

1-й участок: $0 \le \varphi \le \varphi_1$.

Ускорения нет, $S''_1 = 0$.

2-й участок: $\varphi_1 \le \varphi \le \varphi_2$. Линейный закон аналога ускорения.

3-й участок: $\varphi_2 \le \varphi \le \varphi_3$.

Ускорения нет, $S''_3 = 0$.

4-й участок: $\varphi_3 \le \varphi \le 180^\circ$.

Ускорение постоянно

Рис. 2.2. Схема механизма плунжерного питателя с грохотом
и закон изменения аналога ускорения смещённого роликового толкателя

Плунжерный питатель с грохотом состоит из кривошипа 1, шатунов 2 и 4, сита грохота 5, плунжера 3. Центр тяжести кривошипа расположен на оси вращения O_1, центры тяжести остальных звеньев находятся в их середине. Сила сопротивления движению плунжера 3 сохраняет постоянное значение $F_\text{р}$ на протяжении всего рабочего хода (рабочий ход слева – направо). На холостом ходу сила сопротивления постоянна и составляет 10 % от номинальной.

Кулачковый механизм включает кулачок 1 и роликовый толкатель 2. Линия движения толкателя отстоит от оси вращения кулачка O на расстояние e (дезаксиал). Закон изменения аналога ускорения толкателя в зависимости от

угла поворота кулачка приведён на фазе подъёма кулачка, $0 \le \varphi \le 180^\circ$. График изменения аналога ускорения толкателя на фазе опускания кулачка симметричен.

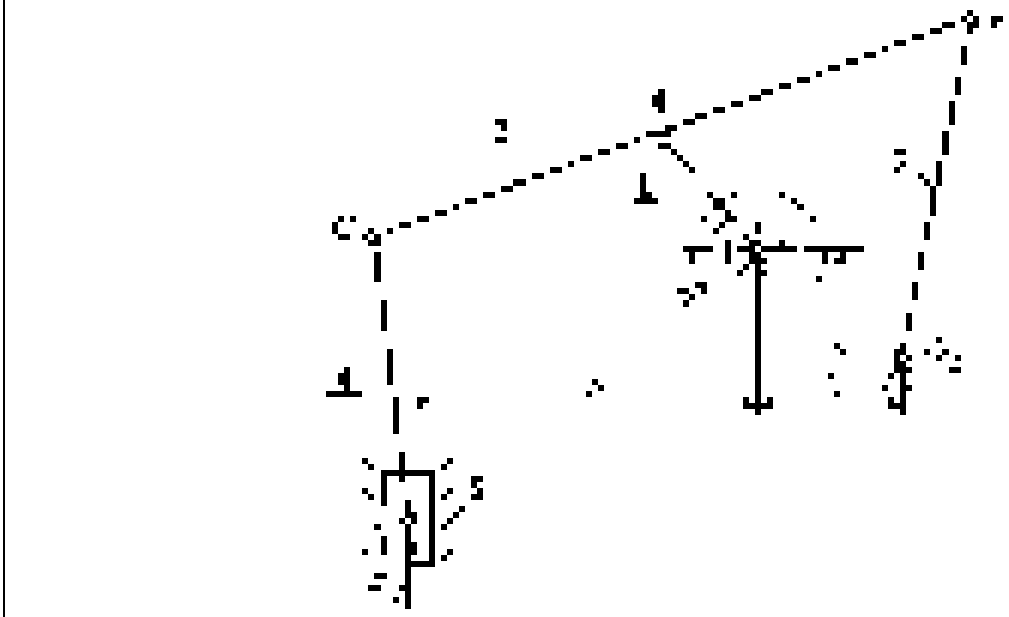
Варианты исходных данных задания № 2 приведены в табл. 2.2.

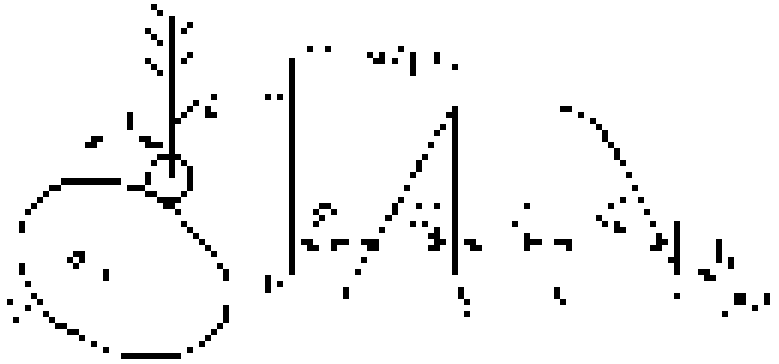
Таблица 2.2

Варианты исходных данных механизма плунжерного питателя с грохотом для варианта задания № 2

Параметры	Обозначение	Варианты исходных данных									
		0	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**
Размеры звеньев механизма и характерные расстояния, м	O_1A	0,08	0,05	0,06	0,08	0,06	0,08	0,08	0,06	0,1	0,1
	AB	0,5	0,5	0,4	0,5	0,4	0,5	0,5	0,4	0,6	0,5
	DB	0,4	0,3	0,3	0,35	0,3	0,25	0,25	0,3	0,43	0,33
	O_2C	0,4	0,27	0,19	0,3	0,24	0,25	0,22	0,24	0,31	0,21
	CD	0,12	0,09	0,2	0,2	0,2	0,13	0,14	0,2	0,16	0,16
	a	0,57	0,45	0,4	0,57	0,45	0,5	0,45	0,45	0,5	0,4
	b	0,12	0,02	0,12	0,12	0,12	0,05	0,05	0,13	0,13	0,13
Угол поворота кривошипа, град	φ	60	56	58	55	55	58	57	65	60	70
Частота вращения кривошипа, об/мин	n	150	30	210	150	160	140	130	160	130	120
Массы звеньев механизма, кг	m_2	42	38	35	36	31	35	36	31	40	40
	m_3	8	12	8	10	12	8	10	12	10	12
	m_4	16	9	16	18	20	13	14	20	16	16
	m_5	40	27	35	30	24	25	22	24	31	21
Моменты инерции звеньев относит. центров масс, кг·м^2	J_1	0,08	0,09	0,08	0,1	0,07	0,07	0,08	0,07	0,1	0,1
	J_2	1,3	1,2	1,1	1,1	1,0	1,1	1,1	1,0	1,2	1,2
	J_4	0,5	0,3	0,5	0,6	0,6	0,4	0,5	0,6	0,4	0,5
	J_5	1,2	0,9	1,1	0,9	0,8	0,8	0,7	0,8	1,0	0,6
Сила сопротивления, кН	F_P	100	90	980	80	80	80	700	80	100	60
Дезаксиал, мм	e	5	4	5	6	4	5	6	3	4	5
Максимальное значение аналога ускорения толкателя, мм/рад^2	w	12	16	15	10	8	12	14	10	8	6
Границы фаз движения толкателя, град	φ_1	20	22	15	10	20	18	15	25	20	18
	φ_2	80	92	90	70	90	65	85	90	85	72
	φ_3	120	110	105	120	110	133	110	115	125	126

Задание № 3. Поршневой насос





$S'_{\max} = V$

Вид законов аналога скорости толкателя по фазам движения кулачка

1-й участок: $0 \le \varphi \le \varphi_1$.

Скорости нет, $S'_1 = 0$.

2-й участок: $\varphi_1 \le \varphi \le \varphi_2$.

Линейный закон изменения аналога скорости.

3-й участок: $\varphi_2 \le \varphi \le \varphi_3$.

Скорость постоянна, $S'_3 = V$.

4-й участок: $\varphi_3 \le \varphi \le 180^\circ$. Парабола с вершиной при $\varphi = \varphi_3$

Рис. 2.3. Схема механизма поршневого насоса
и закон изменения аналога скорости смещённого роликового толкателя

Механизм **поршневого насоса** состоит из кривошипа 1, шатунов 2 – 4 и ползуна (поршня) 5. Рабочий ход поршня сверху – вниз. Центры масс звеньев 2 – 4 находятся посредине их длин, звена 1 – в точке O_1, звена 5 – в точке D. Сила сопротивления движению поршня 5 сохраняет постоянное значение $F_\text{р}$ на протяжении всего рабочего хода. На холостом ходу сила сопротивления постоянна и составляет 10 % от номинальной.

Кулачковый механизм включает кулачок 1 и роликовый толкатель 2. Линия движения толкателя отстоит от оси вращения кулачка *O* на расстояние *e* (дезаксиал). Закон изменения аналога скорости толкателя в зависимости от угла поворота кулачка приведён на фазе подъёма кулачка, $0 \le \varphi \le 180^\circ$. График аналога скорости толкателя на фазе опускания кулачка симметричен.

Варианты исходных данных задания № 3 приведены в табл. 2.3.

Таблица 2.3

Варианты исходных данных механизма поршневого насоса для варианта задания № 3

Параметры	Обозначение	Варианты исходных данных									
		0	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**
Размеры звеньев механизма и характерные расстояния, м	O_1A	0,16	0,13	0,16	0,18	0,11	0,18	0,13	0,12	0,18	0,1
	AB	0,56	0,5	0,52	0,6	0,6	0,56	0,47	0,45	0,56	0,42
	AC	0,38	0,35	0,4	0,4	0,3	0,42	0,35	0,3	0,42	0,3
	O_2B	0,55	0,5	0,55	0,55	0,45	0,55	0,5	0,48	0,55	0,45
	CD	0,6	0,55	0,6	0,55	0,45	0,6	0,55	0,5	0,6	0,45
	c	0,5	0,3	0,32	0,35	0,25	0,5	0,4	0,3	0,5	0,2
	a	0,5	0,45	0,45	0,3	0,3	0,5	0,28	0,4	0,5	0,35
	b	0,3	0,35	0,32	0,3	0,25	0,38	0,28	0,3	0,38	0,2
Угол поворота кривошипа, град	φ	60	56	45	60	65	65	23	65	60	63
Частота вращения кривошипа, об/мин	n	140	70	130	160	80	110	90	55	110	50
Массы звеньев механизма, кг	m_2	28	28	30	30	26	30	25	25	30	26
	m_3	25	20	25	25	18	25	28	20	25	18
	m_4	28	25	28	30	20	28	36	22	25	20
	m_5	38	32	25	40	34	28	45	26	28	22
Моменты инерции звеньев относительно центров масс, кг·м^2	J_1	0,15	0,11	0,18	0,2	0,1	0,2	0,13	0,1	0,15	0,1
	J_2	0,92	0,7	0,83	1,08	0,72	0,8	0,95	0,6	0,85	0,72
	J_3	0,75	0,63	1,05	0,8	0,62	1,15	0,72	0,65	1,1	0,86
	J_4	1,15	0,93	1,2	1,05	0,95	1,15	1,1	0,9	1,15	1,0
Сила сопротивления, кН	F_p	1,2	1,4	1,5	20,4	0,8	2,2	1,4	1,7	2,2	0,8
Дезаксиал, мм	e	4	5	8	6	4	5	3	6	4	5
Максимальное значение аналога скорости толкателя, мм/рад	V	20	15	18	12	16	14	18	20	22	16
Границы фаз движения тол-	φ_1	20	18	16	22	15	12	18	16	20	18
	φ_2	85	90	75	100	95	102	98	85	95	92

кателя, рад	φ_3	110	120	90	125	105	120	118	110	115	102

Задание № 4. Глубинный насос





$S_{\max} = h$

Вид законов движения толкателя по фазам движения кулачка

1-й участок: $0 \le \varphi \le \varphi_1$. Парабола с вершиной при $\varphi = 0$.

2-й участок: $\varphi_1 \le \varphi \le \varphi_2$. Линейный закон движения.

3-й участок: $\varphi_2 \le \varphi \le \varphi_3$. Парабола с вершиной при $\varphi = \varphi_3$.

4-й участок: $\varphi_3 \le \varphi \le 180^\circ$. Движения нет, $S_4 = h$

Рис. 2.4. Схема механизма глубинного насоса
и закон движения плоского центрального толкателя

Механизм **глубинного насоса** состоит из кривошипа 1, шатунов 2, 4, коромысла 3 и ползуна (поршня) 5. Рабочий ход поршня снизу – вверх. Центры масс звеньев 2 – 4 находятся посредине их длин, звена 1 – в точке O_1, звена 5 – в точке D. Сила сопротивления движению поршня 5 сохраняет постоянное значение F_p на протяжении всего рабочего хода. На холостом ходу сила сопротивления постоянна и составляет 10 % от номинальной.

Кулачковый механизм включает кулачок 1 и плоский толкатель 2. Линия движения толкателя проходит через ось вращения кулачка O. Закон изме-

нения перемещения толкателя в зависимости от угла поворота кулачка приведён на фазе подъёма кулачка, $0 \le \varphi \le 180$. График движения толкателя на фазе опускания кулачка симметричен.

Варианты исходных данных задания № 4 приведены в табл. 2.4.

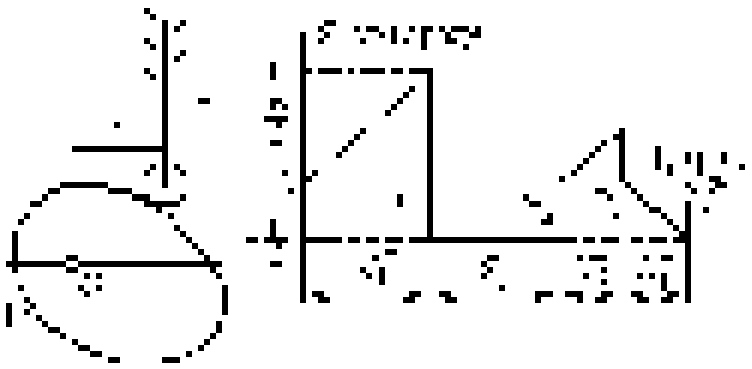
Таблица 2.4

Варианты исходных данных механизма глубинного насоса для варианта задания № 4

Параметры	Обозначение	Варианты исходных данных									
		0	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**
Размеры звеньев механизма и характерные расстояния, м	O_1A	0,09	0,11	0,15	0,1	0,12	0,17	0,13	0,14	0,16	0,095
	AB	0,6	0,72	0,7	0,7	0,7	0,55	0,8	0,70	0,65	0,9
	O_2B	0,38	0,47	0,5	0,4	0,5	0,5	0,6	0,8	0,7	0,8
	O_2C	0,2	0,7	0,5	0,45	0,35	0,5	0,5	0,55	0,75	0,6
	CD	0,6	0,8	0,85	0,6	0,65	0,8	1,5	1,55	1,75	1,6
	a	0,45	0,43	0,5	0,36	0,5	0,5	0,5	0,6	0,7	0,65
	b	0,46	0,63	0,6	0,45	0,66	0,6	0,5	0,55	0,7	0,8
Угол поворота кривошипа, град	φ	180	210	0	165	150	253	30	45	60	120
Частота вращения кривошипа, об/мин	n	140	130	180	70	150	200	100	110	160	190
Массы звеньев механизма, кг	m_2	38	24	14	22	27	20	23	26	29	30
	m_3	35	52	34	40	47	40	33	37	41	44
	m_4	33	30	36	28	34	40	43	47	49	51
	m_5	35	36	20	32	30	20	44	49	51	60
Моменты инерции звеньев относит. центров масс, кг·м^2	J_1	0,22	0,1	0,14	0,2	0,1	0,15	0,1	0,2	0,3	0,4
	J_2	1,1	0,83	0,5	1,2	0,9	0,75	0,8	0,9	0,6	0,4
	J_3	3,5	4,9	2,5	4	4,1	4,3	2,1	2,5	2,7	3,0
	J_4	2,1	2,0	2,3	1,6	2,2	2,4	3,0	3,5	3,9	4,4
Сила сопротивления, кН	$F_р$	3,0	1,26	1,44	1,68	2,17	2,16	3,0	4,8	5,1	6,1
Максимальный ход толкателя, мм	h	12	18	16	22	18	16	15	18	20	12
Границы фаз движения толкателя, рад	φ_1	60	85	75	80	65	90	85	68	82	92
	φ_2	100	125	100	115	100	125	135	102	125	130
	φ_3	160	165	145	160	150	160	170	162	162	170

Задание № 5. Вытяжной пресс





$S''_{\max} = w$

Вид законов аналога ускорения толкателя по фазам движения кулачка

1-й участок: $0 \le \varphi \le \varphi_1$. Линейный закон аналога ускорения.

2-й участок: $\varphi_1 \le \varphi \le \varphi_2$. Ускорение постоянно.

3-й участок: $\varphi_2 \le \varphi \le \varphi_3$. Линейный закон аналога ускорения.

4-й участок: $\varphi_3 \le \varphi \le 180^\circ$. Линейный закон аналога ускорения

Рис. 2.5. Схема механизма вытяжного пресса
и закон изменения аналога ускорения смещённого роликового толкателя

Механизм **вытяжного пресса** состоит из кривошипа 1, шатунов 2 – 4 и ползуна (поршня) 5. Рабочий ход поршня снизу – вверх. Центры масс звеньев 2 – 4 находятся посредине их длин, звена 1 – в точке O_1, звена 5 – в точке D. Сила сопротивления движению поршня 5 сохраняет постоянное значение $F_\text{р}$ на протяжении всего рабочего хода. На холостом ходу сила сопротивления постоянна и составляет 10 % от номинальной.

Кулачковый механизм включает кулачок 1 и роликовый толкатель 2.

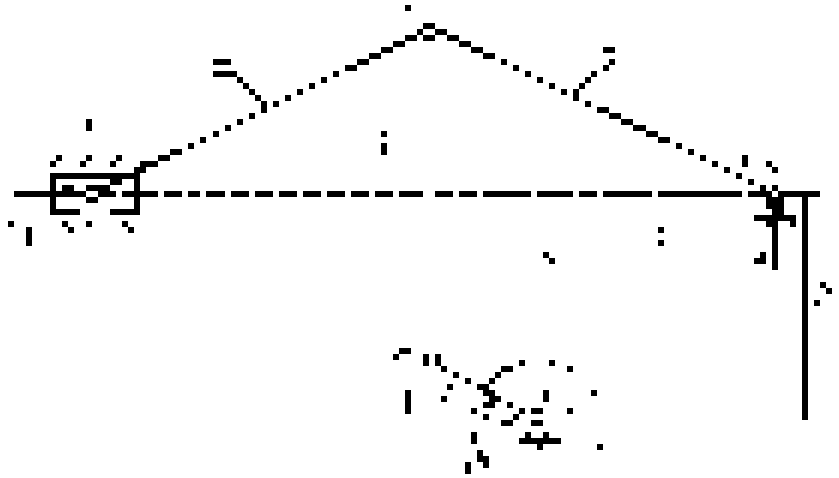
Линия движения толкателя отстоит от оси вращения кулачка O на расстояние e (дезаксиал). Закон изменения аналога ускорения толкателя в зависимости от угла поворота кулачка приведён на фазе подъёма кулачка, $0 \le \varphi \le 180^\circ$. График аналога ускорения толкателя на фазе опускания кулачка симметричен. Варианты исходных данных задания № 5 приведены в табл. 2.5.

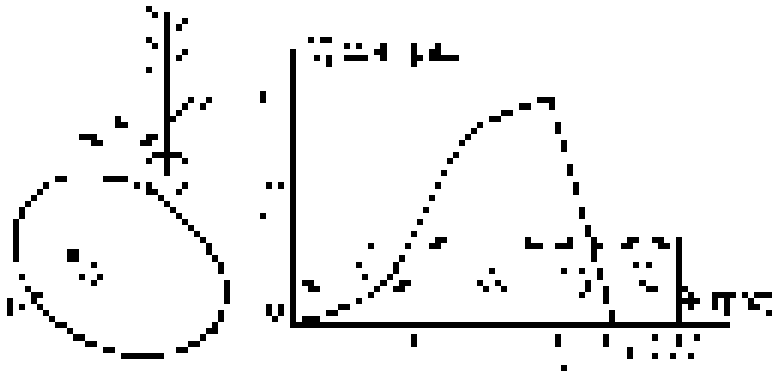
Таблица 2.5

Варианты исходных данных механизма вытяжного пресса для варианта задания № 5

Параметры	Обозначение	Варианты исходных данных									
		0	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**
Размеры звеньев механизма и характерные расстояния, м	O_1A	0,1	0,09	0,09	0,09	0,08	0,1	0,07	0,1	0,11	0,08
	AB	0,32	0,45	0,36	0,38	0,4	0,42	0,46	0,48	0,5	0,52
	O_2B	0,3	0,6	0,5	0,42	0,51	0,6	0,62	0,46	0,45	0,5
	O_2C	0,42	0,9	0,7	0,6	0,7	0,85	0,8	0,66	0,65	0,7
	CD	0,11	0,3	0,4	0,6	0,5	0,8	0,9	0,35	0,49	0,5
	a	0,16	0,35	0,45	0,44	0,56	0,62	0,6	0,64	0,68	0,66
	b	0,29	0,3	0,4	0,41	0,46	0,5	0,51	0,55	0,6	0,6
	c	0,41	0,7	0,6	0,56	0,65	0,75	0,8	0,62	0,6	0,65
Угол поворота кривошипа, град	φ	30	60	120	150	210	240	300	330	25	45
Частота вращения кривошипа, об/мин	n	40	65	50	55	60	165	70	75	285	150
Массы звеньев механизма, кг	m_2	30	7	8	9	10	12	11	14	12	11
	m_3	40	12	10	10	8	10	8	7	14	10
	m_4	15	5	6	4	7	8	9	6	4	5
	m_5	20	30	33	35	37	30	37	35	40	42
Моменты инерции звеньев относит. центров масс, кг·м^2	J_1	0,5	2,0	2,4	2,4	2,6	2,5	2,2	2,0	2,2	2,2
	J_2	0,2	0,10	0,20	0,21	0,24	0,28	0,29	0,31	0,33	0,35
	J_3	0,3	0,20	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65
	J_4	0,1	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,2	0,22	0,24	0,26
Сила сопротивления, кН	F_p	36	36	40	41	39	37	34	32	36	42
Дезаксиал, мм	e	5	6	8	4	6	8	5	6	8	6
Максимальное значение аналога ускорения толкателя, мм/рад^2	w	8	12	14	10	15	8	6	10	12	16
Границы фаз движения толкателя, рад	φ_1	50	60	70	72	30	80	56	64	78	48
	φ_2	100	120	140	144	60	160	112	128	156	96
	φ_3	140	150	160	162	120	170	146	154	168	138

Задание № 6. Гайковырубной автомат





$S'_{\max} = V$

Вид законов аналога скорости толкателя по фазам движения кулачка

1-й участок: $0 \le \varphi \le \varphi_1$. Парабола с вершиной при $\varphi = 0$.

2-й участок: $\varphi_1 \le \varphi \le \varphi_2$. Парабола с вершиной при $\varphi = \varphi_2$.

3-й участок: $\varphi_2 \le \varphi \le \varphi_3$. Линейный закон изменения аналога скорости.

4-й участок: $\varphi_3 \le \varphi \le 180^\circ$.

Скорости нет, $S'_4 = 0$

Рис. 2.6. Схема механизма гайковырубного автомата
и закон изменения аналога скорости смещённого роликового толкателя

Механизм **гайковырубного автомата** состоит из кривошипа 1, шатунов 2, 4, коромысла 3 и ползуна (поршня) 5. Рабочий ход поршня слева – направо. Центры масс звеньев 2 – 4 находятся посредине их длин, кривошипа 1 – в точке O_1, звена 5 – в точке D. Сила сопротивления движению поршня 5 сохраняет постоянное значение F_p на протяжении всего рабочего хода. На холостом ходу сила сопротивления постоянна и составляет 10 % от номинальной.

Кулачковый механизм включает кулачок 1 и роликовый толкатель 2. Линия движения толкателя отстоит от оси вращения кулачка *O* на расстояние *e* (дезаксиал). Закон изменения аналога скорости толкателя в зависимости от угла поворота кулачка приведён на фазе подъёма кулачка, $0 \le \varphi \le 180^\circ$. График аналога скорости толкателя на фазе опускания кулачка симметричен.

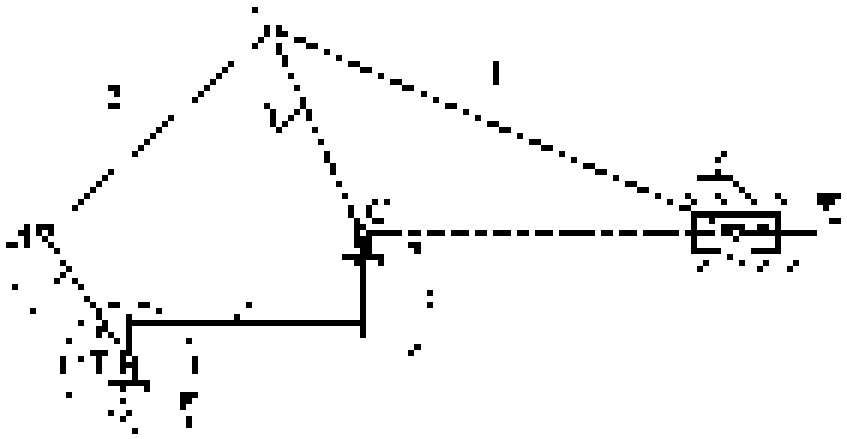
Варианты исходных данных задания № 6 приведены в табл. 2.6.

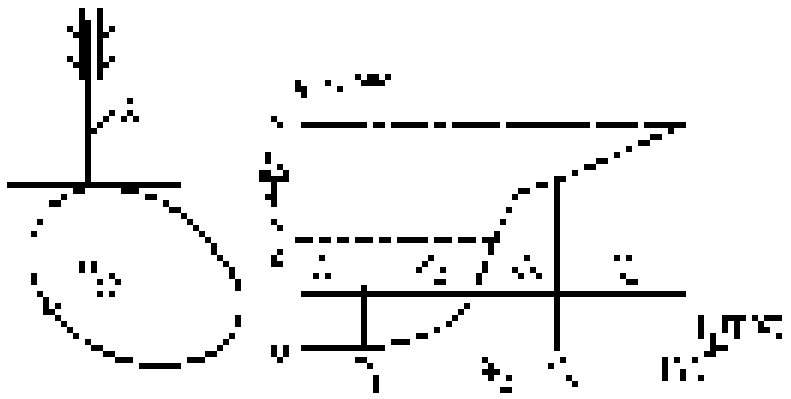
Таблица 2.6

Варианты исходных данных механизма гайковырубного автомата для варианта задания № 6

Параметры	Обозначение	Варианты исходных данных									
		0	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**
Размеры звеньев механизма и характерные расстояния, м	O_1A	0,09	0,11	0,1	0,12	0,08	0,11	0,12	0,1	0,1	0,12
	AB	0,43	0,41	0,48	0,43	0,38	0,48	0,44	0,44	0,37	0,52
	O_2B	0,25	0,29	0,28	0,3	0,22	0,28	0,31	0,26	0,26	0,31
	BD	0,25	0,29	0,28	0,3	0,22	0,28	0,31	0,26	0,26	0,31
	a	0,24	0,27	0,27	0,29	0,21	0,27	0,3	0,25	0,25	0,29
	b	0,45	0,43	0,5	0,45	0,4	0,5	0,47	0,39	0,39	0,55
Угол поворота кривошипа, град	φ	30	45	60	120	150	210	240	300	305	25
Частота вращения кривошипа, об/мин	n	100	45	50	55	60	65	70	75	80	90
Массы звеньев механизма, кг	m_2	11	10	12	10	9	12	11	11	9	13
	m_3	15	17	16	20	13	18	19	16	16	18
	m_4	15	17	16	20	13	18	19	16	16	18
	m_5	60	62	56	70	46	65	67	57	58	63
Моменты инерции звеньев относит. центров масс, кг·м^2	J_1	1,2	1,4	1,6	1,0	0,9	1,5	1,3	1,1	1,0	1,3
	J_2	0,2	0,17	0,28	0,18	0,13	0,28	0,21	0,21	0,12	0,35
	J_3	0,09	0,14	0,12	0,18	0,08	0,14	0,18	0,11	0,11	0,17
	J_4	0,09	0,14	0,12	0,18	0,08	0,14	0,18	0,11	0,11	0,17
Сила сопротивления, кН	$F_р$	60	65	70	58	55	52	53	54	60	70
Дезаксиал, мм	e	6	5	8	6	4	8	5	6	8	4
Максимальное значение аналога скорости толкателя, мм/рад	V	15	10	12	18	16	20	18	15	16	20
Границы фаз движения толкателя, рад	φ_1	60	50	55	90	80	70	65	80	75	65
	φ_2	130	100	105	140	145	120	140	150	140	130
	φ_3	170	160	165	170	165	155	170	175	145	160

Задание № 7. Качающийся конвейер





$S_{\max} = h$

Вид законов движения толкателя по фазам движения кулачка

1-й участок: $0 \le \varphi \le \varphi_1$.

Движения нет, $S_1 = 0$.

2-й участок: $\varphi_1 \le \varphi \le \varphi_2$.

Парабола с вершиной при $\varphi = \varphi_1$.

3-й участок: $\varphi_2 \le \varphi \le \varphi_3$.

Парабола с вершиной при $\varphi = \varphi_3$.

4-й участок: $\varphi_3 \le \varphi \le 180^\circ$.

Линейный закон движения

Рис. 2.7. Схема механизма качающегося конвейера
и закон движения плоского центрального толкателя

Механизм **качающегося конвейера** состоит из кривошипа 1, шатунов 2, 4, коромысла 3 и ползуна (поршня) 5. Рабочий ход поршня слева – направо. Центры масс звеньев 2 – 4 находятся посредине их длин, кривошипа 1 – в точке O_1, звена 5 – в точке D. Сила сопротивления движению поршня 5 сохраняет постоянное значение F_p на протяжении всего рабочего хода. На холостом ходу сила сопротивления постоянна и составляет 10 % от номинальной.

Кулачковый механизм включает кулачок 1 и плоский толкатель 2. Линия движения толкателя проходит через ось вращения кулачка O. Закон изме-

нения перемещения толкателя в зависимости от угла поворота кулачка приведён на фазе подъёма кулачка, $0 \le \varphi \le 180^\circ$. График движения толкателя на фазе опускания кулачка симметричен.

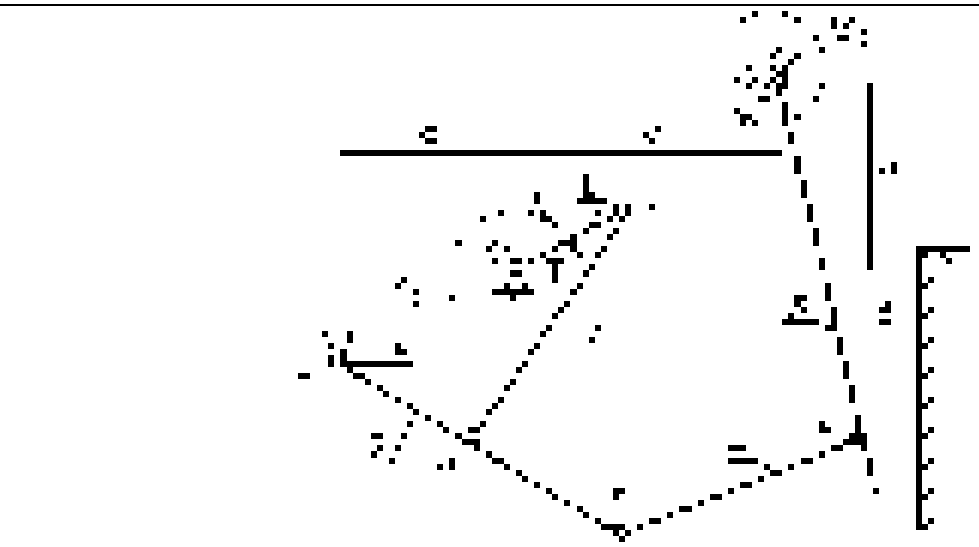
Варианты исходных данных задания № 7 приведены в табл. 2.7.

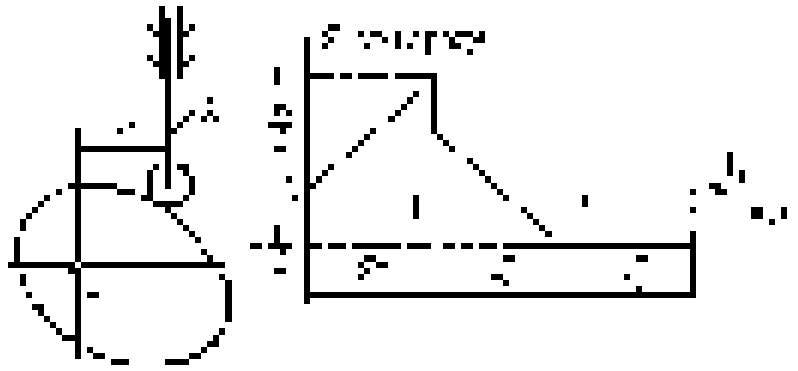
Таблица 2.7

Варианты исходных данных механизма качающегося конвейера для варианта задания № 7

Параметры	Обозначение	Варианты исходных данных									
		0	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**
Размеры звеньев механизма и характерные расстояния, м	O_1A	0,1	0,09	0,1	0,11	0,12	0,14	0,1	0,12	0,14	0,12
	AB	0,38	0,38	0,46	0,42	0,46	0,28	0,45	0,55	0,53	0,45
	BC	0,32	0,3	0,33	0,35	0,39	0,35	0,4	0,4	0,45	0,38
	BD	1,3	1,4	1,5	1,4	1,5	1,6	1,5	1,5	1,6	1,5
	a	0,29	0,3	0,34	0,32	0,33	0,32	0,35	0,41	0,4	0,35
	b	0,05	0,06	0,06	0,05	0,06	0,04	0,05	0,07	0,07	0,06
Угол поворота кривошипа, град	φ	25	45	60	115	135	150	210	245	290	300
Частота вращения кривошипа, об/мин	n	80	60	68	73	70	63	63	79	74	50
Массы звеньев механизма, кг	m_2	20	20	21	20	20	25	20	22	25	20
	m_3	90	80	90	100	85	100	90	95	100	90
	m_4	400	400	450	500	500	500	400	450	500	450
	m_5	900	800	900	900	950	900	950	800	900	950
Моменты инерции звеньев относит. центров масс, кг·м^2	J_1	1,0	1,0	1,1	1,0	1,2	1,4	1,0	1,2	1,4	1,2
	J_2	1,0	1,0	1,1	1,0	1,2	1,4	1,0	1,2	1,4	1,2
	J_3	0,4	0,4	0,6	0,5	0,5	0,6	0,4	0,5	0,6	0,5
	J_4	40	40	42	35	40	38	42	45	35	45
Сила сопротивления, кН	$F_\text{р}$	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0	11,0	12,0	13,0
Максимальный ход толкателя, мм	h	15	18	12	20	22	18	16	21	18	15
Границы фаз движения толкателя, рад	φ_1	20	25	30	22	18	25	15	25	16	18
	φ_2	65	80	90	75	95	80	65	92	85	95
	φ_3	130	120	140	110	155	140	130	142	150	130

Задание № 8. Щековая дробилка





$S''_{\max} = w$

Вид законов аналога ускорения толкателя по фазам движения кулачка

1-й участок: $0 \le \varphi \le \varphi_1$. Линейный закон аналога ускорения.

2-й участок: $\varphi_1 \le \varphi \le \varphi_2$. Линейный закон аналога ускорения.

3-й участок: $\varphi_2 \le \varphi \le 180^\circ$. Ускорение постоянно

Рис. 2.8. Схема механизма щековой дробилки
и закон изменения аналога ускорения смещённого роликового толкателя

Механизм **щековой дробилки** состоит из кривошипа 1, шатуна 2, коромысла 3, тяги 4, подвижной щеки 5 и неподвижной щеки 6. Рабочий ход подвижной щеки слева – направо. Центр масс кривошипа 1 – в точке O_1. У звеньев 2 – 5 центры масс находятся посредине их длин. Момент сил сопротивления движению подвижной щеки 5 сохраняет постоянное значение M_C на протяжении всего рабочего хода. На холостом ходу щеки момент сил сопротивления постоянный и составляет 10 % от номинального.

Кулачковый механизм включает кулачок 1 и роликовый толкатель 2. Линия движения толкателя отстоит от оси вращения кулачка O на расстояние e (дезаксиал). Закон изменения аналога ускорения толкателя в зависимости от

угла поворота кулачка приведён на фазе подъёма кулачка, $0 \le \varphi \le 180^\circ$. График аналога ускорения толкателя на фазе опускания кулачка симметричен.

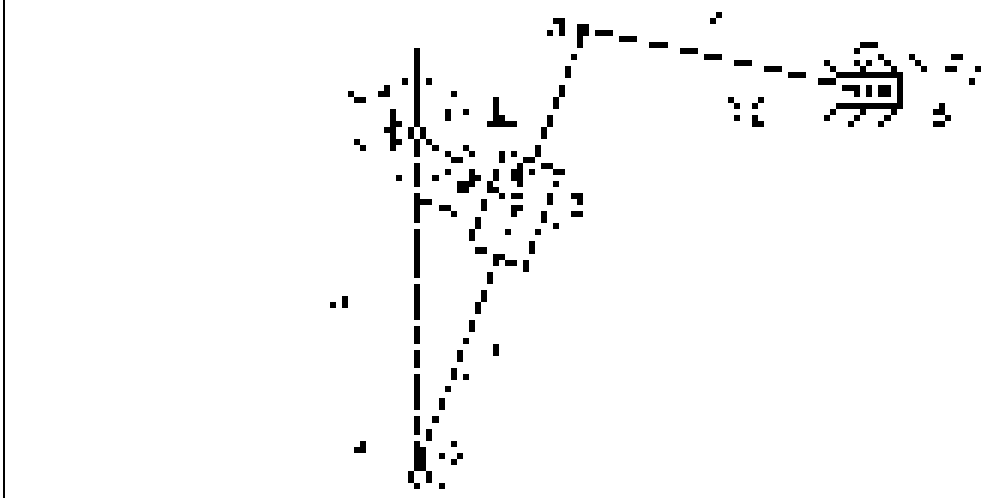
Варианты исходных данных задания № 8 приведены в табл. 2.8.

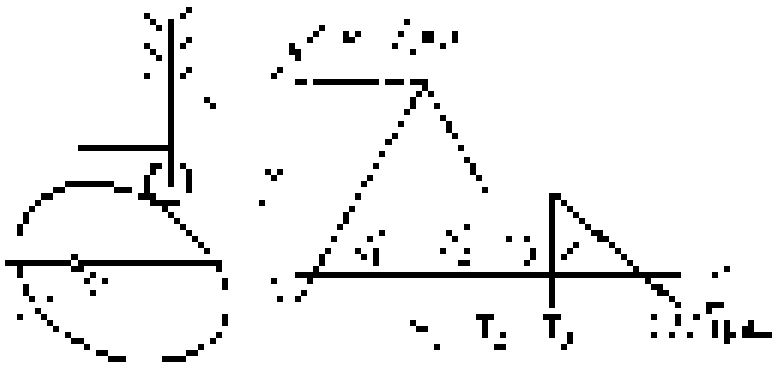
Таблица 2.8

Варианты исходных данных механизма щековой дробилки для варианта задания № 8

Параметры	Обозначение	Варианты исходных данных									
		0	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**
Размеры звеньев механизма и характерные расстояния, м	OA	0,11	0,1	0,15	0,07	0,15	0,08	0,1	0,15	0,12	0,07
	AB	0,8	0,9	0,75	0,6	0,9	0,7	0,45	0,9	0,8	0,65
	O_1B	0,45	0,5	0,6	0,3	0,6	0,6	0,5	0,6	0,6	0,3
	BD	0,2	0,15	0,2	0,3	0,1	0,15	0,25	0,15	0,2	0,2
	O_2E	0,8	0,85	1,2	0,9	1,15	1,0	0,8	1,2	1,0	0,75
	DE	0,6	0,55	0,6	0,4	0,7	0,35	0,3	0,65	0,3	0,45
	a	0,45	0,5	0,4	0,3	0,3	0,4	0,5	0,4	0,4	0,3
	b	0,55	0,6	0,5	0,4	0,5	1,0	0,5	0,5	1,0	0,4
	c	0,4	0,35	0,6	0,3	0,6	0,4	0,25	0,6	0,5	0,3
	d	0,12	0,15	0,3	0,4	0	0,2	0,2	0	0,1	0,2
Угол поворота кривошипа, град	φ	20	30	45	60	115	145	215	240	295	330
Частота вращения кривошипа, об/мин	n	160	190	150	250	170	200	200	140	240	240
Массы звеньев механизма, кг	m_2	55	50	45	40	48	40	35	55	50	40
	m_3	30	25	30	15	30	30	25	30	35	30
	m_4	30	27	30	20	35	18	15	33	15	22
	m_5	90	85	120	110	100	80	120	100	75	100
Моменты инерции звеньев относит. центров масс, кг·м^2	J_1	0,23	0,25	0,35	0,2	0,3	0,2	0,25	0,35	0,2	0,24
	J_2	0,8	4,0	3,4	1,6	3,9	1,9	0,7	4,5	3,2	1,7
	J_3	0,9	0,6	1,1	0,14	1,1	1,1	0,5	1,1	0,26	0,14
	J_4	0,9	0,82	1,0	0,32	1,7	0,22	0,14	1,4	0,15	0,45
	J_5	6,3	6,1	17,3	7,3	14,5	10,0	5,1	17,3	10,0	4,2
Момент сил сопротивления, кН·м	M_C	4	8	30	9	20	10	7	35	2	15
Дезаксиал, мм	e	6	5	8	6	7	8	6	5	8	7
Максимальное значение аналога ускорения толкателя, мм/рад^2	w	8	6	10	12	8	15	6	8	12	10
Границы фаз движения толкателя, рад	φ_1	60	40	54	65	75	50	42	74	58	78
	φ_2	120	140	126	115	105	130	138	106	122	102

Задание № 9. Кулисный конвейер





$S'_{\max} = V$

Вид законов аналога скорости толкателя по фазам движения кулачка

1-й участок: $0 \le \varphi \le \varphi_1$.

Линейный закон изменения аналога скорости.

2-й участок: $\varphi_1 \le \varphi \le \varphi_2$.

Линейный закон изменения аналога скорости.

3-й участок: $\varphi_2 \le \varphi \le \varphi_3$.

Скорость постоянная.

4-й участок: $\varphi_3 \le \varphi \le 180^\circ$.

Линейный закон изменения аналога скорости

Рис.2.9. Схема механизма кулисного конвейера
и закон изменения аналога скорости смещённого роликового толкателя

Механизм **кулисного конвейера** состоит из кривошипа 1, кулисного камня 2, кулисы 3, шатуна 4 и ползуна (поршня) 5. Рабочий ход поршня слева – направо. Центры масс звеньев 2 – 4 находятся посредине их длин, кривошипа 1 – в точке *O*, звена 5 – в точке *C*. Сила сопротивления движению поршня 5 сохраняет постоянное значение F_p на протяжении всего рабочего хода. На холостом ходу сила сопротивления постоянна и составляет 10 % от номинальной.

Кулачковый механизм включает кулачок 1 и роликовый толкатель 2. Линия движения толкателя отстоит от оси вращения кулачка *O* на расстояние *e*

(дезаксиал). Закон изменения аналога скорости толкателя в зависимости от угла поворота кулачка приведён на фазе подъёма кулачка, $0 \le \varphi \le 180^\circ$. График аналога скорости толкателя на фазе опускания кулачка симметричен.

Варианты исходных данных задания № 9 приведены в табл. 2.9.

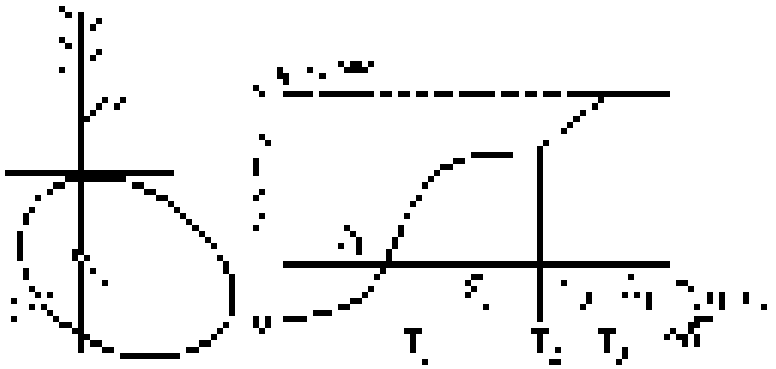
Таблица 2.9

Варианты исходных данных механизма кулисного конвейера для варианта задания № 9

Параметры	Обозначение	Варианты исходных данных									
		0	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**
Размеры звеньев механизма и характерные расстояния, м	OA	0,17	0,08	0,1	0,12	0,09	0,11	0,13	0,14	0,15	0,16
	O_1B	1,5	0,8	1,0	1,2	0,9	1,1	1,3	1,4	1,25	1,45
	BC	2,1	1,8	1,9	2,0	1,75	1,65	1,45	1,5	1,85	1,95
	a	0,9	0,6	0,8	0,9	0,6	0,6	0,7	1,0	0,95	1,1
	b	0,28	0,05	0,07	0,08	0,09	0,1	0,055	0,065	0,06	0,065
Угол поворота кривошипа, град	φ	300	20	30	45	60	110	120	150	210	240
Частота вращения кривошипа, об/мин	n	190	100	110	120	130	140	150	160	170	180
Массы звеньев механизма, кг	m_2	14	5	6	7	8	9	10	11	12	13
	m_3	28	10	12	14	16	18	20	22	24	26
	m_4	32	14	16	18	20	22	24	26	28	30
	m_5	280	100	120	140	160	180	200	220	240	260
Моменты инерции звеньев относит. центров масс, кг·м^2	J_1	3,0	1	2	3	4	4,5	3,6	4,7	2,8	2,9
	J_2	0,65	0,6	0,4	0,3	0,5	0,7	0,8	0,35	0,45	0,55
	J_3	6,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5
	J_4	1,5	2,0	2,5	3,5	4,5	5,0	3,0	4,0	6,0	6,5
Сила сопротивления, кН	$F_\text{р}$	14	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Дезаксиал, мм	e	8	10	6	12	9	7	10	8	12	6
Максимальное значение аналога скорости толкателя, мм/рад	V	15	18	12	18	20	16	15	12	18	20
Границы фаз движения толкателя, рад	φ_1	60	55	65	75	80	85	90	75	80	95
	φ_2	100	95	110	120	125	140	130	135	145	150
	φ_3	120	105	120	130	140	145	145	150	155	160

Задание № 0. Строгальный станок





$S_{\max} = h$

Вид законов движения толкателя по фазам движения кулачка

1-й участок: $0 \le \varphi \le \varphi_1$.

Парабола с вершиной при $\varphi = 0$.

2-й участок: $\varphi_1 \le \varphi \le \varphi_2$. Парабола с вершиной при $\varphi = \varphi_2$.

3-й участок: $\varphi_2 \le \varphi \le \varphi_3$. Линейный закон движения.

4-й участок: $\varphi_3 \le \varphi \le 180^\circ$.

Движения нет, $S_4 = h$

Рис. 2.10. Схема механизма строгального станка
и закон движения центрального плоского толкателя

Механизм **строгального станка** состоит из кривошипа 1, кулисного камня 2, кулисы 3, шатуна 4 и резца (вместе с суппортом) 5. Рабочий ход резца справа – налево. Центры масс звеньев 2 – 4 находятся посредине их длин, кривошипа 1 – в точке *O*, резца 5 – в точке *C*. Сила сопротивления движению резцу 5 сохраняет постоянное значение $F_{\text{р}}$ на протяжении всего рабочего хода. На холостом ходу сила сопротивления постоянна и составляет 10 % от номинальной.

Кулачковый механизм включает кулачок 1 и плоский толкатель 2. Линия движения толкателя проходит через ось вращения кулачка *O*. Закон изменения перемещения толкателя в зависимости от угла поворота кулачка приведён на фазе подъёма кулачка, $0 \le \varphi \le 180^\circ$. График движения толкателя на фазе опускания кулачка симметричен.

Варианты исходных данных задания № 0 приведены в табл. 2.10.

Таблица 2.10

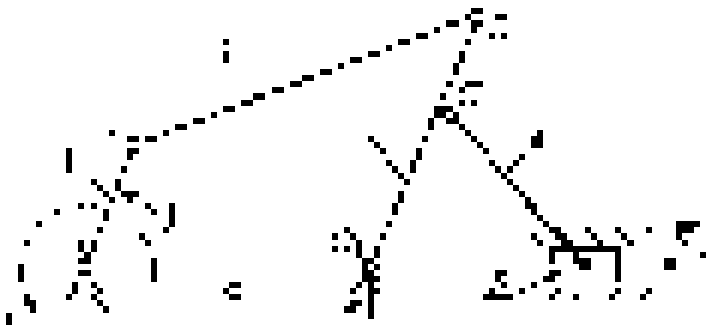
Варианты исходных данных механизма кулисного конвейера для варианта задания № 0

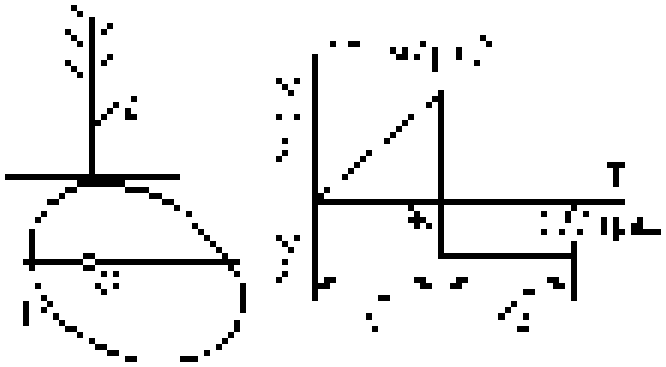
Параметры	Обозначение	Варианты исходных данных									
		0	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**
Размеры звеньев механизма и характерные расстояния, м	OA	0,06	0,07	0,08	0,09	0,1	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15
	O_1B	1,35	1,45	1,6	1,6	1,8	1,55	1,45	1,75	1,45	1,4
	BC	0,5	0,6	0,7	0,8	0,45	0,35	0,55	0,65	0,75	0,8
	a	0,8	0,85	0,9	0,95	1,05	0,75	0,65	0,85	1,1	1,2
	b	0,7	0,8	0,85	0,9	0,95	0,95	0,95	1,05	0,6	0,5
Угол поворота кривошипа, град	φ	20	35	60	75	120	150	210	240	295	330
Частота вращения кривошипа, об/мин	n	120	130	140	150	160	170	180	190	110	100
Массы звеньев механизма, кг	m_2	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
	m_3	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
	m_4	6	7	8	9	10	11	12	13	14	5
	m_5	25	28	30	32	35	37	40	43	45	49
Моменты инерции звеньев относит. центров масс, кг·м^2	J_1	1	1,2	1,3	1,4	1,6	1,8	1,9	2,1	2,2	2,3
	J_2	0,2	0,25	0,3	0,35	0,1	0,15	0,18	0,22	0,26	0,32
	J_3	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5
	J_4	1,1	1,3	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,1	2,2	2,3
Сила сопротивления, кН	$F_р$	6	5	4	4,5	5,5	6,5	7,5	8,5	9,5	10
Максимальный ход толкателя, мм	h	20	22	18	25	20	24	18	22	18	16
Границы фаз движения толкателя, рад	φ_1	60	65	75	70	85	80	65	90	85	65
	φ_2	130	123	140	150	135	125	130	130	135	145
	φ_3	150	150	160	165	160	140	165	170	165	170

3. ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Рассмотрим последовательность выполнения курсового проекта на примере условной схемы пятизвенного плоского механизма и кулачкового механизма с центральным плоским толкателем (рис. 3.1).

Пример. Пятизвенный механизм





$S''_{\max} = w$

Вид законов аналога ускорения толкателя по фазам движения кулачка

1-й участок: $0 \le \varphi \le \varphi_1$.

Линейный закон аналога ускорения.

2-й участок: $\varphi_1 \le \varphi \le 180^\circ$.

Ускорение постоянно

Рис. 3.1. Схема пятизвенного механизма
и закон изменения аналога ускорения центрального плоского толкателя

Механизм состоит из кривошипа 1, шатуна 2, коромысла 3, шатуна 4 и ползуна 5. Центр масс кривошипа расположен на оси вращения, в точке *O*, центры масс линейных звеньев – посередине их длин. Рабочий ход ползуна справа – налево. Сила сопротивления движению ползуна на протяжении рабочего хода равна $F_р$. На холостом ходу сила сопротивления составляет 10 % от номинального значения.

Кулачковый механизм включает кулачок 1 и плоский толкатель 2. Линия движения толкателя проходит через ось вращения кулачка *O*. Закон изме-

нения перемещения толкателя в зависимости от угла поворота кулачка приведён на фазе подъёма кулачка, $0 \le \varphi \le 180^\circ$. График движения толкателя на фазе опускания кулачка симметричен.

Данные для кинематического и динамического расчета механизма и синтеза кулачкового механизма приведены в табл. 3.1 – 3.3.

Таблица 3.1

Кинематические характеристики механизма

Размеры звеньев механизма						Угол поворота кривошипа, φ, град	Частота вращения кривошипа, n, об/мин
a, м	OA, м	AB, м	O_1C, м	BC, м	CD, м		
0,4	0,1	0,4	0,15	0,15	0,5	90	95,5

Таблица 3.2

Параметры динамического расчёта

Массы звеньев, кг					Моменты инерции звеньев, кг·м^2				Сила полезного сопротивления, кН
m_1	m_2	m_3	m_4	m_5	J_{01}	J_{S2}	$J_{O_1 3}$	J_{S4}	$F_р$
5	40	30	50	10	1	2	1	3	16,045

Таблица 3.3

Параметры движения толкателя

Максимальное значение аналога ускорения толкателя, мм/рад^2	Границы фаз движения толкателя, град
w	φ_1
40	90

3.1. Структурный анализ механизма

В рассматриваемом механизме 5 подвижных звеньев и 7 кинематических пар (рис. 3.2, *a*):

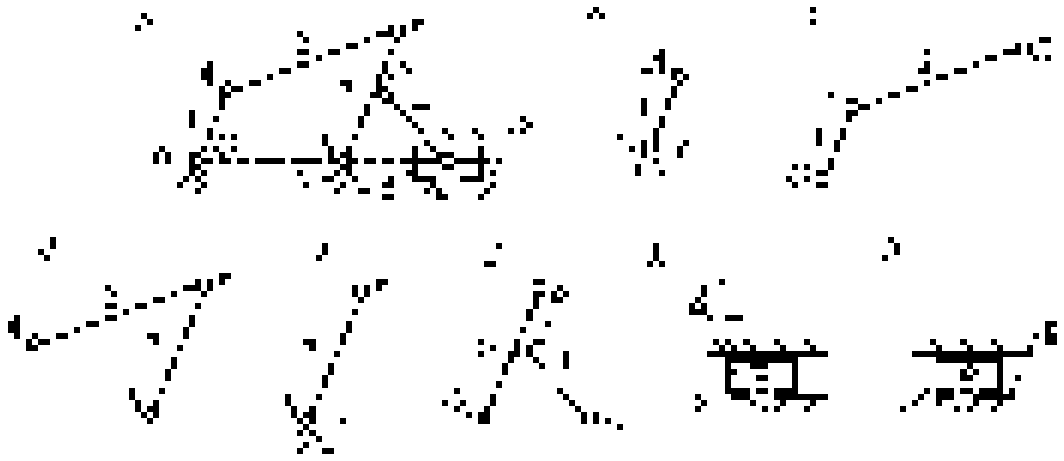


Рис. 3.2. Кинематические пары механизма:
a – схема механизма; *b* – *h* – звенья, составляющие кинематические пары

– вращательная кинематическая пара *O* (рис. 3.2, *b*) низшего типа 5-го класса образуется неподвижной стойкой 6 и кривошипом 1;

– вращательная кинематическая пара *A* (рис. 3.2, *c*) низшего типа 5-го класса образуется кривошипом 1 и шатуном 2;

– вращательная кинематическая пара *B* (рис. 3.2, *d*) низшего типа 5-го класса образуется шатуном 2 и коромыслом 3;

– вращательная кинематическая пара O_1 (рис. 3.2, *e*) низшего типа 5-го класса образуется коромыслом 3 и стойкой 7;

– вращательная кинематическая пара *C* (рис. 3.2, *f*) низшего типа 5-го класса образуется коромыслом 3 и шатуном 4;

– вращательная кинематическая пара *D* (рис. 3.2, *g*) низшего типа 5 класса образуется шатуном 4 и ползуном 5;

– поступательная кинематическая пара D_1 (рис. 3.2, *h*) низшего типа 5-го класса образуется ползуном 5 и направляющими 8.

Высших кинематических пар в данном механизме нет, так как соединение всех звеньев осуществляется по поверхности.

Степень подвижности плоского механизма определяется по формуле П. Л. Чебышева: $W = 3n - 2p_5 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1$, где $n = 5$ – число подвижных звеньев механизма; $p_5 = 7$ – число кинематических пар 5-го класса. Следовательно, механизм имеет одно ведущее звено.

В рассматриваемом механизме можно выделить две группы Ассура и начальное звено (рис. 3.3):



Рис. 3.3. Группы Ассура механизма:
a – схема механизма; *b*, *c* – группы Асура; *d* – начальное звено

– группа звеньев, состоящая из шатуна 4 и ползуна 5, является группой Ассура II класса, второго вида (ползун – поводок) (рис. 3.3, *b*);

– группа звеньев, состоящая из коромысла 3 и шатуна 2, является группой Ассура II класса, первого вида (двухповодковая группа) (рис. 3.3, *c*);

– кривошип 1 вместе со стойкой 6 образуют начальное звено или начальный механизм I класса (рис. 3.3, *d*).

Схема образования механизма группами Ассура:

$$(1) \rightarrow (2,3) \rightarrow (4,5).$$

К первому (ведущему) звену присоединяется группа Ассура, состоящая

из звеньев 2 и 3, образуя раму, имеющую ту же степень подвижности, что и исходный механизм. К группе Ассура, состоящей из звеньев 2 и 3, присоединяется группа Ассура, состоящая из звеньев 4 и 5. При этом степень подвижности образованного механизма не увеличивается.

Представленный механизм включает начальный механизм I класса и две группы Ассура II класса, в результате чего является механизмом II класса.

Результаты структурного анализа механизма приводятся в табл. 3.4 – 3.5.

Таблица 3.4

Анализ кинематических пар

Обозначение кинематической пары	O	A	B	O_1	C	D	D_1
Звенья, образующие пару	1 – 6	1 – 2	2 – 3	3 – 7	3 – 4	4 – 5	5 – 8
Наименование пары	Вращательная, низшая						Поступательная, низшая
Класс пары	5-й класс						

Таблица 3.5

Анализ групп Ассура

Группы Ассура	4 – 5	2 – 3	1
Наименование группы Ассура	Ползун–поводок	Двухповодковая	Начальное звено
Класс групп Ассура	II класс	II класс	I класс
Класс механизма	Механизм II класса		

3.2. Построение плана механизма

Построение плана механизма начинается с определения масштабного коэффициента длины. Выберем для плана механизма стандартный масштаб, например 1:4. Масштаб выбирается таким образом, чтобы длина самого большого звена механизма на чертеже не превышала 100 – 150 мм. Так, при масштабе 1:4 длина отрезка l_{CD}, изображающего на чертеже звено CD (с максимальной среди всех звеньев длиной 0,5 м), составит: $l_{CD} = \frac{0{,}5}{4} = 0{,}125$ м = 125

мм и находится в пределах допустимых границ длин. Масштабный коэффициент длины рассчитывается как отношение заданной длины звена к длине его изображения на чертеже: $k_l = \frac{0{,}5}{125} = 0{,}004 \ \frac{\text{м}}{\text{мм}}$.

Определяем длины звеньев на чертеже с учётом масштабного коэффициента:

$$l_{OA} = \frac{OA}{k_l} = \frac{0{,}1}{0{,}004} = 25 \text{ мм}, \qquad l_{CD} = \frac{CD}{k_l} = \frac{0{,}5}{0{,}004} = 125 \text{ мм},$$

$$l_{AB} = \frac{AB}{k_l} = \frac{0{,}4}{0{,}004} = 100 \text{ мм}, \qquad l_a = \frac{a}{k_l} = \frac{0{,}4}{0{,}004} = 100 \text{ мм},$$

$$l_{O_1C} = \frac{O_1C}{k_l} = \frac{0{,}15}{0{,}004} = 37{,}5 \text{ мм}, \quad l_{BC} = \frac{BC}{k_l} = \frac{0{,}15}{0{,}004} = 37{,}5 \text{ мм}.$$

Порядок построения положения механизма таков:

1. Первоначально на чертеже фиксируем неподвижные точки O и O_1. Поставим на свободном поле чертежа точку O_1, затем, отложив расстояние a, поставим точку O_2..

2. Радиусом l_{OA} проведём окружность, по которой будет перемещаться точка A, лежащая на кривошипе. Установим заданное положение кривошипа под углом $\varphi = 90°$ и получим положение точки A (начальное положение и направление отсчёта угла показано на схеме механизма).

3. Из точки A проводим дугу радиусом l_{AB}, затем из точки O_1 дугу радиусом $l_{O_1B} = l_{O_1C} + l_{CB}$. В точке пересечения ставим точку B. Прямая линия, соединяющая точки A и B, определяет положение шатуна 2.

4. Из точки C, находящейся на средине коромысла 3, проводим дугу окружности радиусом l_{DC} до пересечения её с продолжением линии OO_1. Точка пересечения D определяет положение ползуна 5.

План механизма насоса в масштабе 1: 4 показан на рис. 3.4.

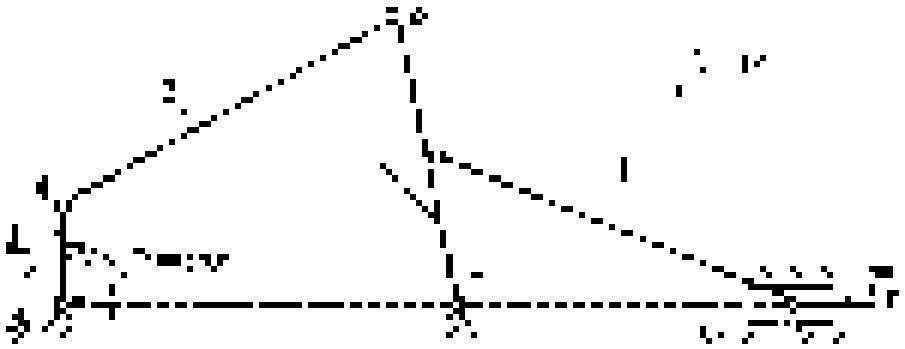


Рис. 3.4. План механизма насоса в масштабе 1:4

3.3. Построение плана скоростей механизма

Построение начинаем с определения модуля скорости точки *A* ведущего звена 1 – кривошипа.

Вычисляем угловую скорость кривошипа ω, рад/с, по заданной его частоте вращения *n*, об/мин: $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 95{,}5}{30} = 10$ рад/с. Вычисляем модуль скорости точки *A* кривошипа: $V_A = \omega \cdot O_1A = 10 \cdot 0{,}1 = 1$ м/с. Длину вектора скорости $\vec{V}_A$ точки *A* на плане скоростей принимаем равной 100 мм. Вычисляем масштаб плана скоростей: $k_v = \frac{V_A}{100} = \frac{1}{100} = 0{,}01$ (мм/с)/м .

Точка *B* принадлежит как звену *AB* (шатун 2), совершающему плоскопараллельное движение, так и звену O_1B (коромысло 3), вращающемуся вокруг неподвижного центра O_1 (рис. 3.4).

Скорость точки *B* звена *AB* равна векторной сумме скорости полюса, например точки *A*, и скорости точки *B* во вращательном движении звена *AB* по отношении к полюсу. Тогда для определения скорости точки *B* имеем первое векторное равенство $\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}$, где $\vec{V}_B$ – вектор скорости точки *B*; $\vec{V}_A$ – вектор скорости точки *A*, известный по величине и направлению; $\vec{V}_{BA}$ – вектор

скорости точки B во вращательном движении звена AB по отношении к полюсу A. Известно, что вектор скорости $\vec{V}_{BA}$ перпендикулярен линии AB (рис. 3.5, *а*).

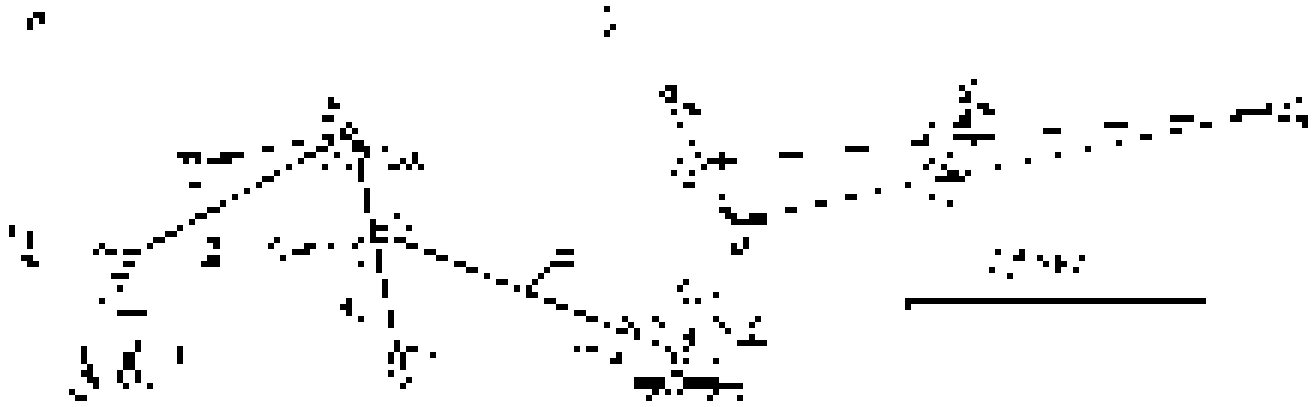


Рис. 3.5. План скоростей механизма:
а – направления векторов скоростей точек механизма; *b* – план скоростей

Проведём построение векторов на плане скоростей (рис. 3.5, *b*). Выберем в качестве полюса плана скоростей точку p_v, которую изображаем на поле чертежа в удобном для построения месте. Изобразим вектор скорости $\vec{V}_A$. На плане механизма (см. рис. 3.5, *а*) вектор $\vec{V}_A$ перпендикулярен кривошипу O_1A и направлен в сторону его вращения. На плане скоростей вектор, изображающий скорость точки A, направляется из точки p_v параллельно $\vec{V}_A$. Длина вектора на чертеже в соответствии с масштабным коэффициентом равна 100 мм. В конце построенного вектора поставим точку *a*. Таким образом, вектор $\vec{V}_A$ на плане скоростей изображается горизонтальным отрезком $p_v a$ (см. рис. 3.5, *b*). Далее, из точки *a* направляем вектор $\vec{V}_{BA}$ перпендикулярно линии звена AB. Поскольку величина вектора $\vec{V}_{BA}$ неизвестна, найти вектор $\vec{V}_B$ из первого векторного уравнения не представляется возможным.

С другой стороны, в силу того, что точка B принадлежит звену O_1B, вращающемуся вокруг неподвижного центра O_1, скорость точки B может быть найдена из второго векторного равенства: $\vec{V}_B = \vec{V}_{BO_1}$, где $\vec{V}_{BO_1}$ – вектор скорости

точки B при вращении звена BO_1 вокруг центра O_1. Вектор $\vec{V}_{BO_1}$ (и, следовательно, вектор $\vec{V}_B$) перпендикулярен линии BO_1 (см. рис. 3.5, *а*).

Построим вектор $\vec{V}_B$ в соответствии со вторым векторным уравнением. Из него следует, что направление вектора $\vec{V}_B$ совпадает направлением вектора $\vec{V}_{BO_1}$, который перпендикулярен линии звена BO_1. Проведём из полюса p_v линию, параллельную вектору $\vec{V}_B$ (перпендикулярную BO_1), до пересечения её с линией, вдоль которой направлен вектор $\vec{V}_{BA}$. Обозначим пересечение этих линий точкой b. Вектор, проведённый из полюса p_v в точку b, равен вектору скорости $\vec{V}_B$. Для определения модуля скорости точки B измерим длину отрезка $p_v b$ на плане скоростей (в мм) и умножим её на масштабный коэффициент плана скоростей. Получим: $V_B = p_v b \cdot k_v = 92 \cdot 0{,}01 = 0{,}92$ м/с.

Скорость V_{BA} точки B во вращательном движении звена AB вокруг полюса A найдём измерив длину отрезка ab на плане скоростей и умножив её на величину масштабного коэффициента: $V_{BA} = ab \cdot k_v$. Угловая скорость ω_2 звена AB определяется как отношение: $\omega_2 = \frac{V_{BA}}{BA} = \frac{ab \cdot k_v}{BA} = \frac{18 \cdot 0{,}01}{0{,}4} = 0{,}45$ рад/с. Угловая скорость ω_3 вращения коромысла BO_1 вокруг оси O_1 равна: $\omega_3 = \frac{V_B}{BO_1} = \frac{0{,}92}{0{,}3} = 3{,}06$ рад/с.

Точка C является срединой коромысла BO_1. Вектор скорости $\vec{V}_C$ перпендикулярен линии BO_1 и по модулю равен: $V_C = \omega_3 \cdot CO_1 = 3{,}06 \cdot 0{,}15 = 0{,}46$ см/с.

Скорость точки C механизма направлена так же как скорость точки B, но по величине в два раза её меньше. На плане скоростей точке C механизма соответствует точка c, лежащая на средине отрезка $p_v b$, изображающего скорость точки B.

Величина и направление скорости $\vec{V}_D$ точки *D* (ползуна 5) находится с учётом плоскопараллельного движения звена *CD* на основании векторной формулы: $\vec{V}_D = \vec{V}_C + \vec{V}_{DC}$, где величина и направление вектора $\vec{V}_C$ скорости точки *C* определены на плане скоростей. Вектор $\vec{V}_{DC}$ скорости точки *D* при вращении звена *CD* вокруг полюса *C* направлен перпендикулярно звену *CD*. В соответствии с этим на плане скоростей (см. рис. 3.5, *b*) из точки *c* (конец вектора $\vec{V}_C$) проводим прямую, параллельную скорости $\vec{V}_{DC}$, (перпендикулярно линии *CD*) и, так как точка *D* (ползун 5) движется горизонтально, из полюса p_v проводим горизонтальную прямую, параллельную скорости $\vec{V}_D$. Точка *d* пересечения этих прямых на плане скоростей определяет конец вектора $\vec{V}_D$ (см. рис. 3.5, *b*). Измерим на чертеже расстояние $p_v d$ (44 мм) и, умножив его на масштабный коэффициент скоростей, получим модуль скорости точки *D*: $V_D = p_v d \cdot k_v = 44 \cdot 0{,}01 = 0{,}44$ м/с.

Угловая скорость звена 4 равна: $\omega_4 = \dfrac{V_{DC}}{DC}$, где скорость V_{DC} точки *D*. Измерим на чертеже расстояние *dc* (*dc* = 8 мм) и, умножив его на масштабный коэффициент скоростей получим скорость $V_{DC} = dc \cdot k_v = 8 \cdot 0{,}01 = 0{,}08$ м/с. Угловая скорость звена 4: $\omega_4 = \dfrac{V_{DC}}{DC} = \dfrac{dc \cdot k_v}{DC} = \dfrac{8 \cdot 0{,}01}{0{,}5} = 0{,}16$ рад/с.

Найдём скорости центров масс звеньев механизма. Полагая, что центры масс звеньев механизма расположены в средине соответствующих отрезков, отметим эти точки на плане скоростей. Так, для того, чтобы на плане скоростей найти скорость центра масс звена *AB* механизма, разделим пополам отрезок *ab*. Получим точку s_2. Скорость центра масс звена *AB* равна расстоянию $p_v s_2$, умноженному на масштабный коэффициент, $V_{S_2} = p_v s_2 \cdot k_v = 96 \cdot 0{,}01 = 0{,}96$ м/с.

Аналогично, разделив пополам отрезки $p_v b$, cd на плане скоростей, получим точки s_3, s_4, которые определяют скорости центров масс, соответствен-

но, звена 3 (коромысла) и звена 4 (шатуна). Измерив нужные расстояния, получим: $V_{S_3} = p_v s_3 \cdot k_v = 46 \cdot 0{,}01 = 0{,}46$ м/с, $V_{S_4} = p_v s_4 \cdot k_v = 44 \cdot 0{,}01 = 0{,}44$ м/с.

Результаты расчётов скоростей центров масс звеньев механизма и угловых скоростей звеньев приведены в табл. 3.6.

Таблица 3.6

Абсолютные скорости центров масс и угловые скорости звеньев

Звено	*AB*	BO_1	*CD*	Ползун
Обозначение скорости центра масс звена	V_{S2}	V_{S3}	V_{S4}	V_D
Величина скорости, м/с	0,96	0,46	0,44	0,44
Обозначение угловой скорости звена	ω_2	ω_3	ω_4	–
Величина угловой скорости, рад/с	0,45	3,06	0,16	–

3.4. Построение плана ускорений механизма

Для определения значений ускорений точек механизма и угловых ускорений его звеньев построим план ускорений.

Ведущее звено 1 – кривошип *OA* – движется с постоянной угловой скоростью. В этом случае касательное ускорение точки *A* равно нулю: $a_A^{\tau} = 0$. Полное ускорение $\vec{a}_A$ точки *A* совпадает с нормальным и направлено к оси вращения звена – точке O_1 (рис. 3.6, *a*). По величине ускорение точки *A* равно: $a_A = a_A^n = \omega_1^2 \cdot O_1A = 10^2 \cdot 0{,}1 = 10$ м/с^2.

Перед началом построения плана ускорений выберем масштабный коэффициент. Примем длину вектора ускорения точки *A* на плане ускорений равной 100 мм. В этом случае масштабный коэффициент ускорений: $k_a = \frac{a_A}{100} = \frac{10}{100} = 0{,}1$ (м/с^2)/мм.

Чертёж плана ускорений начинаем с построения ускорения точки *A*.

Из некоторой точки p_a, называемой полюсом плана ускорений и взятой на чертеже в произвольном месте (рис. 3.6, *b*), направим линию вертикально вниз параллельно направлению вектора $\vec{a}_A$ ускорения точки *A* кривоши-

па (рис. 3.6, *a*). С учётом масштабного коэффициента ускорений длина вектора ускорения точки *A* на чертеже 100 мм. В конце вектора поставим стрелку и точку *a* (см. рис. 3.6, *b*).

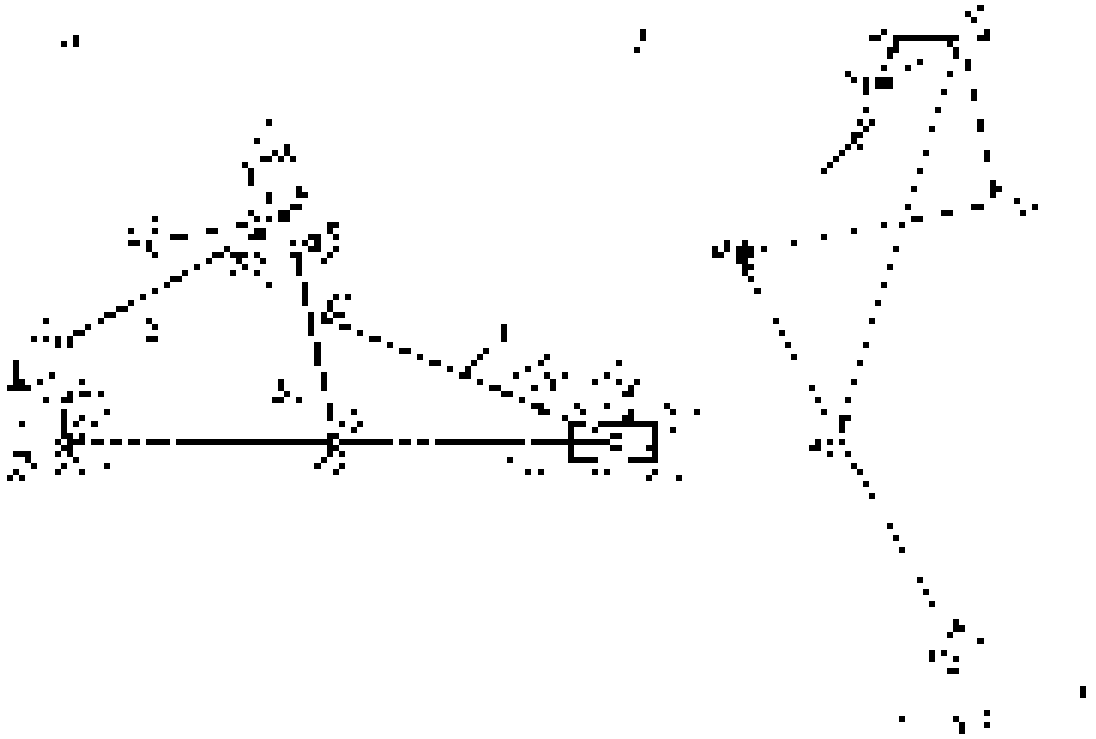


Рис. 3.6. План ускорений механизма:
a – направления векторов ускорений точек механизма; *b* – план ускорений

Ускорение точки *B* находим в соответствии с векторной формулой: $\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}^n_{BA} + \vec{a}^\tau_{BA}$, где $\vec{a}_A$ – ускорение точки *A*, выбранной за полюс; $\vec{a}^n_{BA}$, $\vec{a}^\tau_{BA}$ – нормальная и касательная составляющие ускорения точки *B* во вращательном движении шатуна *AB* относительно полюса *A*.

Правило сложения векторов в векторной формуле следующее: к концу вектора, изображающего на чертеже ускорение $\vec{a}_A$, присоединяем вектор, изображающий ускорение $\vec{a}^n_{BA}$, а к его концу – вектор, изображающий ускорение $\vec{a}^\tau_{BA}$. Тогда вектор, проведённый из начала первого вектора в конец последнего, представляет собой сумму складываемых векторов.

Проведём необходимые построения для определения ускорения точки *B*. Модуль вектора $\vec{a}^{\,n}_{BA}$ – нормальной составляющей ускорения точки *B* при вращении шатуна *AB* вокруг полюса *A* равен: $a^n_{BA} = \omega_2^2 \cdot AB = 0{,}45^2 \cdot 0{,}4 = 0{,}08$ м/с^2. На плане ускорений это будет отрезок длиной $\frac{a^n_{BA}}{k_a} = \frac{0{,}08}{0{,}1} = 0{,}8$ мм. Отложим на чертеже из точки *a* (конец вектора $\vec{a}_A$) отрезок длиной 0,8 мм вдоль линии, параллельной вектору $\vec{a}^{\,n}_{BA}$ (см. рис. 3.6, *a*, *b*), в сторону, куда на плане механизма направлен этот вектор. В конце отрезка поставим точку n_2. Отрезок an_2 на плане ускорений изображает нормальную составляющую $\vec{a}^{\,n}_{BA}$ ускорения точки *B* во вращательном движении шатуна *AB* относительно полюса *A*. Здесь следует заметить, что расчётная величина отрезка an_2 мала и точно показать его на чертеже невозможно. В расчётах можно считать, что вектор $\vec{a}^{\,n}_{BA}$ нормальной составляющей ускорения точки *B* и отрезок an_2 на плане ускорений равны нулю: $a^n_{BA} = 0$, $an_2 = 0$ и точка n_2 совпадает с точкой *a*. На рис. 3.6, *b* отрезок an_2 показан ненулевым только для того, чтобы сохранить правило последовательного построения суммы векторов.

Далее, из конца отрезка an_2 проведём линию, параллельную вектору $\vec{a}^{\,\tau}_{BA}$ (рис. 3.6, *a*), то есть перпендикулярно отрезку an_2. Однако вычислить сумму этих векторов и получить ускорение точки *B* невозможно, так как величина касательного ускорения a^{τ}_{BA} неизвестна.

Воспользуемся тем, что точка *B* принадлежит звену 3 – коромыслу BO_1, совершающему вращательное движение вокруг неподвижного центра O_1. В этом случае полное ускорение точки *B* может быть представлено как сумма его нормальной и касательной составляющих: $\vec{a}_B = \vec{a}^{\,n}_B + \vec{a}^{\,\tau}_B$. Направления векторов $\vec{a}^{\,n}_B$ и $\vec{a}^{\,\tau}_B$ показаны на рис. 3.6, *a*. Величина нормальной составляющей ускоре-

ния: $a_B^n = \omega_3^2 \cdot O_1B$ = 3,06²·0,3 = 2,84 см/с². Относительно касательной составляющей $\vec{a}_B^{\tau}$ ускорения точки *B* известно только, что она направлена перпендикулярно BO_1. Вычислим длину отрезка, изображающего на чертеже нормальную составляющую ускорения точки *B*, как отношение $\frac{a_B^n}{k_a} = \frac{2,84}{0,1}$ = 28,4 мм и на чертеже отложим его из полюса p_a параллельно вектору $\vec{a}_B^n$. В конце отрезка поставим точку n_3 (см. рис. 3.6, *b*). По правилу сложения векторов из точки n_3 (конца отрезка $p_a n_3$, изображающего ускорение $\vec{a}_B^n$) проводим линию, параллельную вектору $\vec{a}_B^{\tau}$ (касательная составляющая ускорения точки *B*). Линия, параллельную вектору $\vec{a}_B^{\tau}$ перпендикулярна отрезку $p_a n_3$. Пересечение двух перпендикуляров (к отрезку $p_a n_3$ в точке n_3 и к отрезку an_2 в точке n_2) обозначим точкой *b*. Отрезок, проведённый из полюса p_a в точку *b*, изображает на плане ускорений полное ускорение $\vec{a}_B$ точки *B* механизма. Величину ускорения точки *B* найдём, измерив на чертеже длину отрезка $p_a b$ и умножив его на масштабный коэффициент: $a_B = p_a b \cdot k_a$ = 52·0,1 = 5,2 м/с².

Отрезок $n_3 b$ изображает на чертеже касательную составляющую ускорения $\vec{a}_B^{\tau}$ точки *B* . Измеряем длину отрезка $n_3 b$ ($n_3 b$ = 43 мм), тогда угловое ускорение звена 3 равно: $\varepsilon_3 = \frac{a_B^{\tau}}{BO_1} = \frac{n_3 b \cdot k_a}{BO_1} = \frac{43 \cdot 0,1}{0,3}$ = 14,3 рад/с². Угловое ускорение звена 2 находится аналогично. На чертеже измеряем отрезок $n_2 b$, который изображает ускорение $\vec{a}_{BA}^{\tau}$ ($n_2 b$ = 74 мм). Тогда угловое ускорение звена 2: $\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^{\tau}}{BA} = \frac{n_2 b \cdot k_a}{BA} = \frac{74 \cdot 0,1}{0,4}$ = 18,5 рад/с².

Точка *C* принадлежит звену 3, совершающему вращательное движение вокруг неподвижного центра O_1. Так как точка *C* на плане механизма находится в средине звена BO_1, величина ускорения точки *C* равна половине ускорения

точки *B*: a_C = 2,6 м/с^2. Соответствующая ей точка *c* на плане ускорений находится на средине отрезка $p_a b$. Отрезок $p_a c$ изображает ускорение точки *C*

Ускорение точки *D* находим на основании векторной формулы: $\vec{a}_D = \vec{a}_C + \vec{a}^{\,n}_{DC} + \vec{a}^{\,\tau}_{DC}$, где $\vec{a}_C$ – ускорение точки *C*, выбранной за полюс; $\vec{a}^{\,n}_{DC}$, $\vec{a}^{\,\tau}_{DC}$ – нормальная и касательная составляющие ускорения точки *D* во вращательном движении шатуна *DC* относительно полюса *C*.

Заметим сразу, что величина вектора $\vec{a}^{\,n}_{DC}$ (нормальной составляющей ускорения точки *D*) очень мала: $a^n_{DC} = \omega_4^2 \cdot DC = 0{,}16^2 \cdot 0{,}5 = 0{,}01$ м/с^2. На плане ускорений это будет отрезок, длиной $\frac{a^n_{DC}}{k_a} = \frac{0{,}01}{0{,}1} = 0{,}1$ мм, который при выбранном масштабе построить точно невозможно. Можно считать, что вектор $\vec{a}^{\,n}_{DC}$ и соответствующий ему отрезок на плане ускорений равны нулю. В результате ускорение точки *D* находим из векторной формулы: $\vec{a}_D = \vec{a}_C + \vec{a}^{\,\tau}_{DC}$.

Ускорение $\vec{a}_D$ точки *D* ползуна на плане механизма направлено вдоль линии OO_1. Это означает, что на плане ускорений ускорение точки *D* должно изображаться горизонтальным отрезком, исходящим из центра p_a.

Проведём необходимые построения. На плане ускорений (см. рис. 3.6, *b*) из точки *c* (конец вектора $\vec{a}_C$) проведём линию, параллельную вектору $\vec{a}^{\,\tau}_{DC}$, до пересечения её с горизонтальной прямой, идущей из полюса ускорений, вдоль которой направлен вектор ускорения точки *D*. Обозначим точку пересечения *d*. Отрезок прямой $p_a d$ изображает на плане ускорений ускорение точки *D*. Замеряем на чертеже длину отрезка $p_a d$ ($p_a d$ = 13 мм) и находим ускорение точки *D*: $a_D = p_a d \cdot k_a = 13 \cdot 0{,}1 = 1{,}3$ м/с^2. Замеряем на плане ускорений длину отрезка *cd*, изображающего ускорение $\vec{a}^{\,\tau}_{DC}$ (*cd* = 18 мм), и находим угловое ускорение звена 4: $\varepsilon_4 = \frac{a^\tau_{DC}}{DC} = \frac{cd \cdot k_a}{DC} = \frac{18 \cdot 0{,}1}{0{,}5} = 3{,}6$ рад/с^2.

Определим ускорения центров масс звеньев механизма.

Разделим пополам отрезок *ab* на плане ускорений, обозначим середину отрезка точкой s_2 и соединим с полюсом p_a. Отрезок $p_a s_2$ изображает ускорение центра масс звена 2 – шатуна *AB*. Длина отрезка $p_a s_2$ = 70 мм. Ускорение центра масс звена 2: $a_{S2} = p_a s_2 \cdot k_a = 70 \cdot 0{,}1 = 7$ м/с^2. Аналогично, точка s_4, лежащая на средине отрезка *cd*, изображает центр масс звена 4 шатуна *CD*. Ускорение центра масс звена 4: $a_{S4} = p_a s_4 \cdot k_a = 18 \cdot 0{,}1 = 1{,}8$ м/с^2. Ускорение центра масс звена 3 равно ускорению точки *C*: $a_{S3} = a_C = 2{,}6$ м/с^2.

Все построения плана ускорений приведены на рис. 3.6.

Результаты вычислений ускорений центров масс звеньев, а также угловых ускорений звеньев механизма приводятся в табл. 3.7.

Таблица 3.7

Ускорения центров масс звеньев механизма и угловые ускорения звеньев

Звено	*AB*	BO_1	*DC*	Ползун
Обозначение ускорения центра масс звена	a_{S2}	a_{S3}	a_{S4}	a_D
Величина ускорения, м/с^2	7	2,6	1,8	1,3
Обозначение углового ускорения звена	ε_2	ε_3	ε_4	–
Величина углового ускорения, рад/с^2	18,5	14,3	3,6	–

3.5. Кинетостатический расчёт механизма

Разделение механизма на группы Ассура приведено на рис. 3.3. Изобразим группу Ассура, состоящую из звеньев 5 – 4, в масштабе 1:4 и приложим в соответствующих точках действующие силы (рис. 3.7).

Силу тяжести $\vec{G}_4$ и силу инерции $\vec{F}_4^{\text{ин}}$ прикладываем в точке s_4 – центре масс стержня *CD*. При этом сила тяжести $\vec{G}_4$ направлена вертикально вниз, а сила инерции $\vec{F}_4^{\text{ин}}$ направлена параллельно линии $p_a s_4$, обозначающей на плане ускорений (см. 3.6, *b*) направление ускорения центра масс стержня, в сторону, противоположную направлению вектора ускорения $\vec{a}_{S4}$.

В точке D – центре масс ползуна 5 – прикладываем силу тяжести $\vec{G}_5$, силу полезного сопротивления $\vec{F}_{\text{р}}$, направленную в сторону, противоположную направлению вектора скорости ползуна, и силу инерции $\vec{F}_5^{\text{ин}}$, направленную в сторону, противоположную направлению вектора ускорения ползуна $\vec{a}_D$.



Рис. 3.7. Силы, действующие на группу Асура 5–4

Направления векторов скоростей и ускорений показаны на рис. 3.5 – 3.6. Реакцию $\vec{R}_{05}$ стойки на ползун (0 – индекс стойки, 5 – индекс ползуна) изображаем перпендикулярно неподвижным направляющим.

Полную реакцию шарнирного соединения в точке C раскладываем на две составляющие: вдоль стержня CD – $\vec{R}_{34}^{n}$ и перпендикулярно ему – $\vec{R}_{34}^{\tau}$. Здесь первый нижний индекс в обозначении реакции означает, со стороны какого звена действует реакция, второй нижний – на какое звено.

Главный момент сил инерции, приложенный к 4 звену, обозначаем дуговой стрелкой $M_4^{\text{ин}}$, направленной в сторону, прогтивоположную угловому ускорению стержня 4 (см. рис. 3.6).

В соответствии с принципом Д'Аламбера полученная система сил находится в равновесии. Составим уравнение равновесия в виде равенства нулю суммы моментов сил относительно точки D.

$$-R_{34}^{\tau} \cdot CD + G_4 h_3 - F_4^{\text{ин}} h_4 - M_4^{\text{ин}} = 0 .$$

Способ построения плеч h_3, h_4 сил $\vec{G}_4$ и $\vec{F}_4^{\text{ин}}$ показан на рис. 3.7.

Вычисляем модули сил и моментов сил инерции.

$$F_4^{\text{ин}} = m_4 a_{S4} = 50 \cdot 1{,}8 = 90 \text{ Н}, \quad F_5^{\text{ин}} = m_5 a_D = 10 \cdot 1{,}3 = 13 \text{ Н}.$$

$$M_4^{\text{ин}} = J_{S4}\varepsilon_4 = 3\cdot 3{,}6 = 10{,}8 \text{ Н·м}.$$

Вычисляем плечи сил. Длина звена *CD* равна 0,5 м. При масштабе 1:4 масштабный коэффициент длины выбран равным: $k_l = 0{,}004 \ \frac{\text{м}}{\text{мм}}$ (см. рис. 3.4). На рис. 3.7 измеряем длины отрезков плеч сил (в мм) и умножаем их на масштабный коэффициент длины. Получим

$$h_3 = l_{h3}k_l = 61\cdot 0{,}004 = 0{,}244 \text{ м}, \ h_4 = l_{h4}k_l = 48\cdot 0{,}004 = 0{,}192 \text{ м}.$$

Из уравнения равновесия находим силу R_{34}^{τ}:

$$R_{34}^{\tau} = \frac{G_4 h_3 - F_4^{\text{ин}} h_4 - M_4^{\text{ин}}}{CD} = \frac{490\cdot 0{,}244 - 90\cdot 0{,}192 - 10{,}8}{0{,}5} = 183 \text{ Н}.$$

Неизвестные силы R_{34}^{n} и R_5 находим из многоугольника сил, который строится согласно векторному уравнению:

$$\vec{F}_{\text{р}} + \vec{F}_5^{\text{ин}} + \vec{G}_5 + \vec{G}_4 + \vec{F}_4^{\text{ин}} + \vec{R}_{34}^{\tau} + \vec{R}_{34}^{n} + \vec{R}_{05} = 0.$$

Для построения силового многоугольника выбираем масштабный коэффициент сил k_F таким образом, чтобы на чертеже длина максимального вектора составляла, например, 300 мм. Таким вектором здесь является сила сопротивления. Тогда $k_F = \frac{F_{\text{р}}}{300} = \frac{16045}{300} = 53{,}48$ Н/мм.

Определяем длины векторов силового многоугольника:

$$l_{F_{\text{р}}} = \frac{F_{\text{р}}}{k_F} = \frac{16045}{53{,}48} = 300 \text{ мм}, \ l_{F_5^{\text{ин}}} = \frac{F_5^{\text{ин}}}{k_F} = \frac{13}{53{,}48} \ 1{,}3 \text{ мм},$$

$$l_{G_5} = \frac{G_5}{k_F} = \frac{98}{53{,}48} = 1{,}8 \text{ мм}, \ l_{G_4} = \frac{G_4}{k_F} = \frac{490}{53{,}48} = 9{,}2 \text{ мм},$$

$$l_{F_4^{\text{ин}}} = \frac{F_4^{\text{ин}}}{k_F} = \frac{90}{53{,}48} = 1{,}7 \text{ мм}, \quad l_{R_{34}^{\tau}} = \frac{R_{34}^{\tau}}{k_F} = \frac{183}{53{,}48} = 3{,}4 \text{ мм}.$$

Построение многоугольника сил (рис. 3.8) проводим последовательно в том же порядке, в каком они расположены в векторном равенстве многоугольника сил. Направления действия сил показаны на рис. 3.8, *а*.

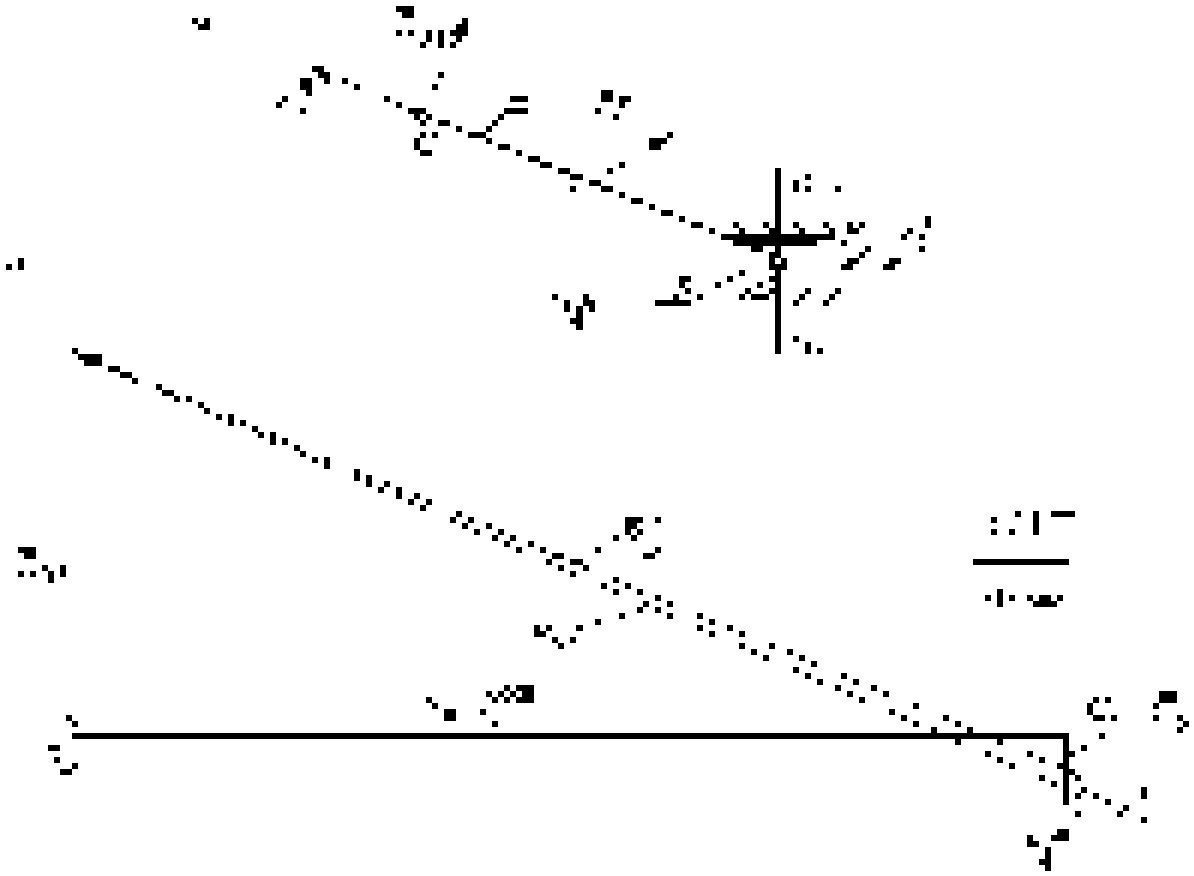


Рис. 3.8. Силовой многоугольник группы Ассура 5 – 4:
а – направления действия сил; *b* – силовой многоугольник

Из произвольной точки p_F – полюса сил – (см. рис. 3.8, *b*) строим горизонтальный вектор $\vec{F}_{\text{р}} + \vec{F}_5^{\text{ин}}$ с учётом выбранного масштаба и в сторону действия этих сил. Из конца этого вектора вертикально вниз строим вектор $\vec{G}_4 + \vec{G}_5$ и так далее последовательно строятся все вектора из векторного уравнения многоугольника сил.

Для того, чтобы завершить построение и определить неизвестные силы $\vec{R}_{34}^{n}$ и $\vec{R}_{05}$, поступаем следующим образом.

Из конца вектора $\vec{R}_{34}^{\tau}$ (см. рис. 3.8, *b*) проводим линию, параллельную линии действия силы $\vec{R}_{34}^{n}$ (по направлению стержня *CD*). Так как равенство нулю векторного уравнения означает, что силовой многоугольник замкнут, из полюса p_F проводим линию, параллельную линии действия реакции $\vec{R}_{05}$. Точка

пересечения этой линии с линией действия силы $\vec{R}_{34}^{n}$ является концом вектора $\vec{R}_{34}^{n}$ и началом вектора $\vec{R}_{05}$. Соединив начало вектора $\vec{R}_{34}^{\tau}$ с концом вектора $\vec{R}_{34}^{n}$, получим полную реакцию $\vec{R}_{34}$ звена 3 на звено 4 (см. рис. 3.8, *b*). Модуль силы $\vec{R}_{34}$ равен произведению длины отрезка, изображающего силу, на масштабный коэффициент силы: $R_{34} = l_{R_{34}} \cdot k_F = 327 \cdot 53{,}48 = 17487$ Н.

Изобразим вторую группу Ассура, состоящую из звеньев 3 – 2, в масштабе 1:4 (рис. 3.9). Прикладываем в точках, изображающих центры масс, силы тяжести $\vec{G}_2$, $\vec{G}_3$, силы инерции $\vec{F}_2^{\text{ин}}$, $\vec{F}_3^{\text{ин}}$ и изображаем моменты сил инерции $M_2^{\text{ин}}$, $M_3^{\text{ин}}$. Направления сил и моментов сил инерции противоположны направлениям, соответственно, векторов ускорений центров масс и угловых ускорений стержней на плане ускорений (см. рис. 3.6, *b*). Силы реакции со стороны звена 1 на звено 2 в точке *A* раскладываем на составляющие – вдоль звена 2 – $\vec{R}_{12}^{n}$ и перпендикулярно ему – $\vec{R}_{12}^{\tau}$. Аналогично раскладываем на составляющие $\vec{R}_{03}^{n}$ и $\vec{R}_{03}^{\tau}$ реакцию стойки (индекс 0) на звено 3 (индекс 3) в точке O_1.

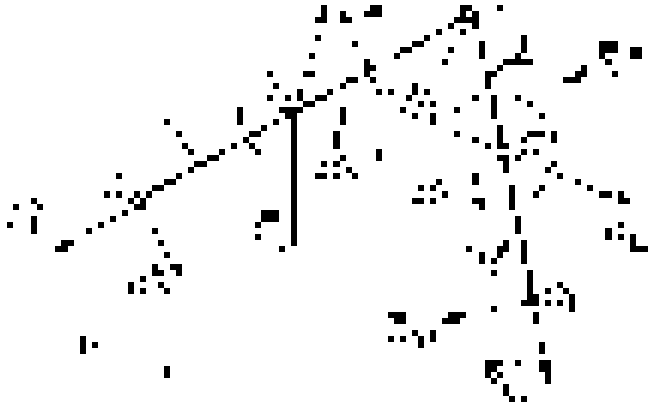


Рис. 3.9. Силы, действующие на группу Асура 3–2

Реакцию $\vec{R}_{43}$ со стороны звена 4 на звено 3 прикладываем в точке *C* и направляем в сторону, противоположную направлению реакции $\vec{R}_{34}$ (см. рис. 3.8). Вычисляем модули сил и моментов сил инерции:

$$G_2 = m_2 g = 40 \cdot 9{,}8 = 392 \text{ Н}, \quad G_3 = m_3 g = 30 \cdot 9{,}8 = 294 \text{ Н},$$

$$F_2^{\text{ин}} = m_2 a_{S2} = 40 \cdot 7 = 280 \text{ Н}, \quad F_3^{\text{ин}} = m_3 a_{S3} = 30 \cdot 2{,}6 = 78 \text{ Н},$$

$$M_2^{\text{ин}} = J_{S2} \varepsilon_2 = 2 \cdot 18{,}5 = 37 \text{ Н·м}, \quad M_3^{\text{ин}} = J_{S3} \varepsilon_3 = 1 \cdot 14{,}3 = 14{,}3 \text{ Н·м}.$$

Касательную составляющую реакции шарнира O_1 находим на основании принципа Д'Аламбера из условия равновесия звена 3. Составим условие равновесия звена 3 в виде равенства нулю суммы моментов сил и сил инерции относительно точки B.

$$-R_{03}^{\tau} \cdot O_1B + F_3^{\text{ин}} h_{F_3} + R_{43} h_{R_{43}} - G_3 h_{G_3} - M_3^{\text{ин}} = 0.$$

Вычисляем плечи сил h_{F_3}, $h_{R_{43}}$, h_{G_3} относительно центра B (на рис. 3.9 показано построение плеча $h_{R_{43}}$ силы $\vec{R}_{43}$). Для этого необходимо измерить на чертеже (в мм) длины отрезков плеч сил и умножить их на масштабный коэффициент длины $k_l = 0{,}004 \ \frac{\text{м}}{\text{мм}}$. Получим:

$$h_{F_3} = l_{F_3} \cdot k_l = 32 \cdot 0{,}004 = 0{,}13 \text{ м}, \qquad h_{R_{43}} = l_{R_{43}} \cdot k_l = 30 \cdot 0{,}004 = 0{,}12 \text{ м}.$$

$$h_{G_3} = l_{G_3} \cdot k_l = 9{,}7 \cdot 0{,}004 = 0{,}04 \text{ м}$$

Из уравнения моментов следует:

$$R_{03}^{\tau} = \frac{1}{O_1B}\left(F_3^{\text{ин}} h_{F_3} + R_{43} h_{R_{43}} - G_3 h_{G_3} - M_3^{\text{ин}}\right) =$$

$$= \frac{1}{0{,}3}\left(78 \cdot 0{,}13 + 17487 \cdot 0{,}12 - 294 \cdot 0{,}04 - 14{,}3\right) = 6940 \text{ Н}.$$

Аналогично, касательную составляющую реакции шарнира A находим из условия равновесия звена 2, записанного в виде равенства нулю суммы моментов сил относительно точки B:

$$R_{12}^{\tau} \cdot AB - F_2^{\text{ин}} h_{F_2} + G_2 h_{G_2} - M_2^{\text{ин}} = 0.$$

Отсюда

$$R_{12}^{\tau} = \frac{1}{AB}\left(F_2^{\text{ин}} h_{F_2} - G_2 h_{G_2} + M_3^{\text{ин}}\right) = \frac{1}{0{,}4}\left(280 \cdot 0{,}15 - 392 \cdot 0{,}18 + 37\right) = 21{,}1 \text{ Н}.$$

Неизвестные силы $\vec{R}_{12}^{n}$ и $\vec{R}_{03}^{n}$ находим из силового многоугольника, представляющего векторное уравнение равновесия системы сил, действующих на группу Ассура 3–2

$$\vec{G}_2 + \vec{G}_3 + \vec{R}_{43} + \vec{F}_2^{\text{ин}} + \vec{F}_3^{\text{ин}} + \vec{R}_{03}^{\tau} + \vec{R}_{03}^{n} + \vec{R}_{12}^{n} + \vec{R}_{12}^{\tau} = 0.$$

Выбираем масштабный коэффициент сил k_F. Предположим, что на чертеже длина максимального вектора, каковым здесь является сила реакции $\vec{R}_{43}$, модуль которой $R_{43} = 17487$ Н, должна быть равна 300 мм. Тогда масштабный коэффициент сил: $k_F = \dfrac{R_{43}}{300} = \dfrac{17487}{300} = 58{,}29$ Н/мм.

Определяем длины векторов сил:

$$l_{G_2} = \frac{G_2}{k_F} = \frac{392}{58{,}29} = 6{,}7 \text{ мм}, \quad l_{G_3} = \frac{G_3}{k_F} = \frac{294}{58{,}29} = 5{,}1 \text{ мм},$$

$$l_{R_{43}} = \frac{R_{43}}{k_F} = \frac{17487}{58{,}29} = 300 \text{ мм}, \quad l_{F_2^{\text{ин}}} = \frac{F_2^{\text{ин}}}{k_F} = \frac{280}{58{,}29} = 4{,}8 \text{ мм},$$

$$l_{F_3^{\text{ин}}} = \frac{F_3^{\text{ин}}}{k_F} = \frac{78}{58{,}29} = 1{,}3 \text{ мм}, \quad l_{R_{03}^{\tau}} = \frac{R_{03}^{\tau}}{k_F} = \frac{6940}{58{,}29} = 119{,}1 \text{ мм},$$

$$l_{R_{12}^{\tau}} = \frac{R_{12}^{\tau}}{k_F} = \frac{21{,}1}{58{,}29} = 0{,}4 \text{ мм}.$$

Построение многоугольника сил проводим последовательно в том же порядке, в каком они расположены в векторном равенстве многоугольника сил.

Из произвольной точки p_F – полюса сил – вертикально вниз проводим вектор $\vec{G}_2 + \vec{G}_3$ с учётом выбранного масштаба его длины (рис. 3.10, *b*). Затем из конца вектора $\vec{G}_2 + \vec{G}_3$ строим вектор $\vec{R}_{43}$, величина и направление которого получены из силового анализа группы Ассура 4–5 и показаны на рис. 3.10, *a*. Таким образом, последовательно строятся все вектора из векторного уравнения многоугольника сил.

Для того, чтобы завершить построение и определить неизвестные силы $\vec{R}_{03}^{n}$ и $\vec{R}_{12}^{n}$, поступаем следующим образом. Из конца вектора $\vec{R}_{03}^{\tau}$ проводим линию, перпендикулярную этому вектору. Это направление вектора $\vec{R}_{03}^{n}$. Вектор $\vec{R}_{12}^{n}$ следует строить перпендикулярно вектору $\vec{R}_{12}^{\tau}$ так, чтобы конец

вектора суммы $\vec{R}_{12}^{n}+\vec{R}_{12}^{\tau}$ пришёлся в точку p_F (условие замкнутости силового многоугольника).

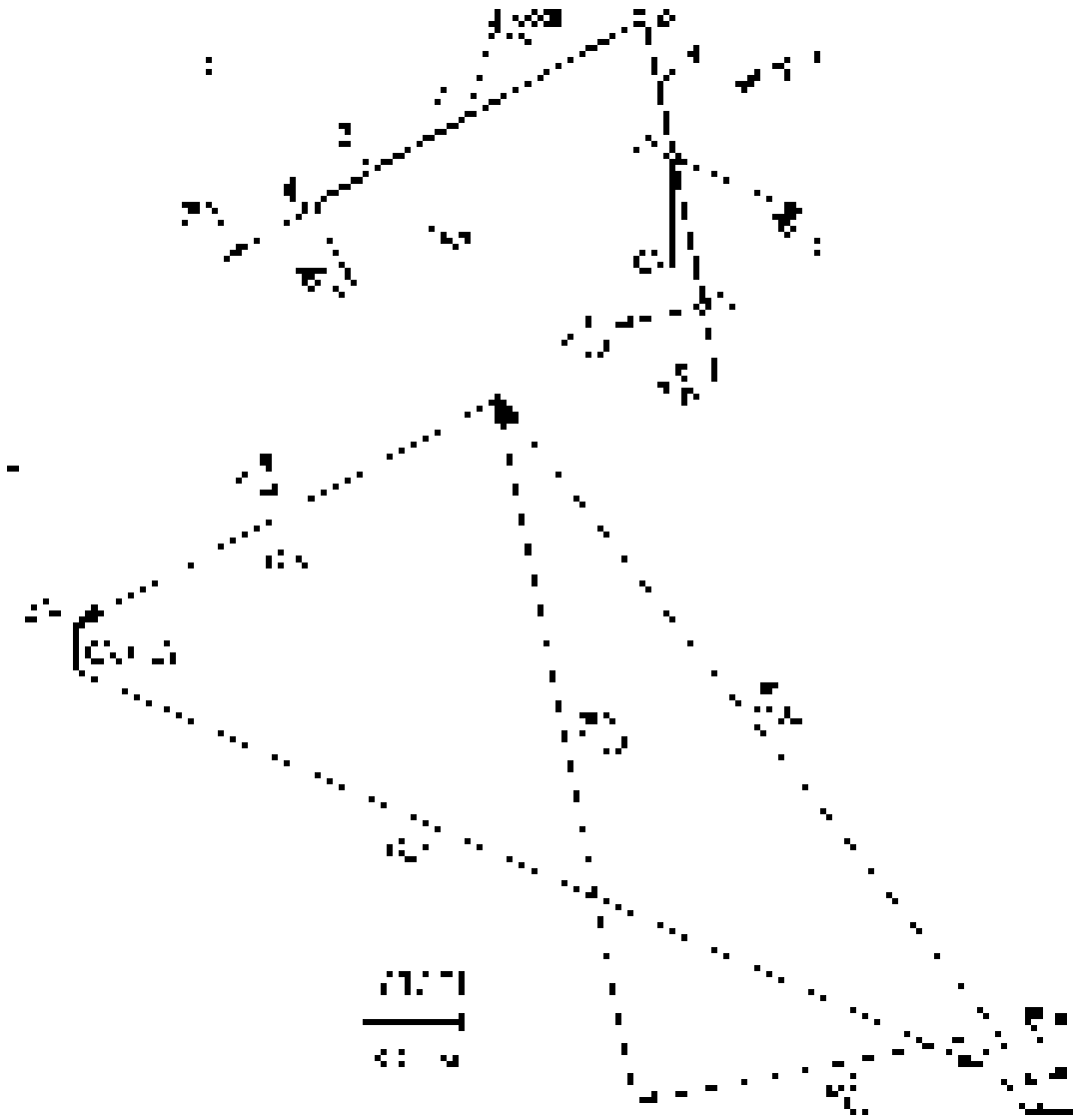


Рис. 3.10. Силовой многоугольник группы Ассура 3 – 2:
а – направления действия сил; *b* – силовой многоугольник

Заметим, что длина векора $\vec{R}_{12}^{\tau}$ настолько мала ($l_{R_{12}^{\tau}} = 0{,}4$ мм), что изобразить его на чертеже силового многоугольника группы Ассура 3 – 2 не представляется возможным. Полагаем этот вектор равным нулю. Тогда из точки p_F (формально из начала вектора $\vec{R}_{12}^{\tau}$) проводится линия, параллельная

звену 2 (см. рис. 3.10, *b*). Это направление нормальной составляющей реакции $\vec{R}_{12}^{n}$. Точка пересечения двух построенных линий определяет конец вектора $\vec{R}_{03}^{n}$ и начало $\vec{R}_{12}^{n}$.

Полная реакция $\vec{R}_{03}$ стойки на звено 3 в точке O_1 на чертеже силового многоугольника представляется вектором, проведённым из начала вектора $\vec{R}_{03}^{\tau}$ в конец вектора $\vec{R}_{03}^{n}$.

Полная реакция шарнира *A* совпадает по величине и направлению с нормальной составляющей $\vec{R}_{12} = \vec{R}_{12}^{n}$.

Для того, чтобы найти величины полных реакций, измерим (в мм) на плане сил длины векторов $\vec{R}_{03}$ и $\vec{R}_{12}^{n}$ и умножим их на масштабный коэффициент сил. Получим:

$$R_{12} = R_{12}^{n} = l_{R_{12}^{n}} k_F = 132{,}5 \cdot 58{,}29 = 7723 \text{ Н}, \quad R_{03} = l_{R_{03}} k_F = 211 \cdot 58{,}29 = 12299 \text{ Н}.$$

Ведущее звено механизма в масштабе 1:4 и силы, действующие на него, показаны на рис. 3.11. Масштабный коэффициент длины такой же, как и при построении плана механизма $k_l = 0{,}004 \ \frac{\text{м}}{\text{мм}}$ (см. рис. 3.4). Сила $\vec{R}_{21}$ направлена навстречу силе $\vec{R}_{12}$ (см. рис. 3.10, *b*) и приложена в точке *A*. Предполагается, что центр масс кривошипа находится на валу, тогда сила тяжести кривошипа $\vec{G}_1$ приложена на оси вала.



Рис. 3.11. Ведущее звено

Движущий момент $M_{\text{дв}}$ находим из уравнения равновесия ведущего звена в форме моментов относительно оси вала кривошипа: $M_{\text{дв}} - R_{21} h_{R_{21}} = 0$, где $h_{R_{21}}$ – плечо силы $\vec{R}_{21}$. Измерив (в мм) на чертеже длину отрезка, изображающего плечо силы $\vec{R}_{21}$, и умножив его на масштабный коэффициент длины, получим

плечо $h_{R_{21}} = l_{R_{21}} \cdot k_l$ = 23·0,004 = 0,093 м. Из уравнения равновесия ведущего звена находим величину движущего момента:

$$M_{\text{дв}} = R_{21} h_{R_{21}} = 7723 \cdot 0{,}093 = 718{,}2 \text{ Н·м}.$$

3.6. Определение движущего момента на валу кривошипа по методу Н. Е. Жуковского

Проверку найденного значения движущего момента проведём, рассчитав его по методу Н. Е. Жуковского.

Определим уравновешивающую силу, приведённую к точке *A* кривошипа. Вычисляем силы тяжести звеньев.

$$G_2 = m_2 g = 40 \cdot 9{,}8 = 392 \text{ Н}, \quad G_3 = m_3 g = 30 \cdot 9{,}8 = 294 \text{ Н},$$

$$G_4 = m_4 g = 50 \cdot 9{,}8 = 490 \text{ Н}, \quad G_5 = m_5 g = 10 \cdot 9{,}8 = 98 \text{ Н}.$$

Вычисляем модули сил инерции, действующих на механизм.

$$F_2^{\text{ин}} = m_2 a_{S2} = 40 \cdot 7 = 280 \text{ Н}, \quad F_3^{\text{ин}} = m_3 a_{S3} = 30 \cdot 2{,}6 = 78 \text{ Н},$$

$$F_4^{\text{ин}} = m_4 a_{S4} = 50 \cdot 1{,}8 = 90 \text{ Н}, \quad F_5^{\text{ин}} = m_5 a_D = 10 \cdot 1{,}3 = 13 \text{ Н}.$$

Вычисляем модули моментов сил инерции.

$$M_2^{\text{ин}} = J_{S2} \varepsilon_2 = 2 \cdot 18{,}5 = 37 \text{ Н·м}, \quad M_3^{\text{ин}} = J_{S3} \varepsilon_3 = 1 \cdot 14{,}3 = 14{,}3 \text{ Н·м},$$

$$M_4^{\text{ин}} = J_{S4} \varepsilon_4 = 3 \cdot 3{,}6 = 10{,}8 \text{ Н·м}.$$

Построим «жёсткий рычаг» Жуковского. Изобразим план скоростей механизма (см. рис. 3.5, *b*), повернув его на 90º. Приложим силы тяжести и силы инерции в точках, изображающих на повернутом плане скоростей, центры масс звеньев механизма. Направление сил инерции противоположно направлению ускорений центров масс, показанных на плане ускорений. Моменты сил инерции, действующие на звенья механизма, раскладываем на две антипараллельные силы, приложенные к крайним точкам звена, перпендикулярно ему:

$$F_2' = F_2'' = \frac{M_2^{\text{ин}}}{AB} = \frac{37}{0{,}4} = 92{,}5 \text{ Н}, \quad F_3' = F_3'' = \frac{M_3^{\text{ин}}}{O_1 B} = \frac{14{,}3}{0{,}3} = 48 \text{ Н},$$

$$F_4' = F_4'' = \frac{M_4^{\text{ин}}}{CD} = \frac{10{,}8}{0{,}5} = 21{,}6 \text{ Н}.$$

Заданное положение кривошипа осуществляется на рабочем ходу поршня. Сила полезного сопротивления $F_{\text{р}}$ направлена в сторону, противоположную движению поршня. Рычаг Н. Е. Жуковского приведён на рис. 3.12. На рисунке отмечены силы тяжести и силы инерции звеньев, приложенные в точках плана скоростей $s_2 - s_4$, соответствующих положению центров масс этих звеньев. Показаны пары сил инерции $(\vec{F}_2', \vec{F}_2'')$, $(\vec{F}_3', \vec{F}_3'')$, $(\vec{F}_4', \vec{F}_4'')$, образующие главные моменты сил инерции $M_2^{\text{ин}}$, $M_3^{\text{ин}}$, $M_4^{\text{ин}}$, приложенные, соответственно, к звеньям 2 – 4. Применение «рычага Жуковского» для определения приведённой силы заключается в составлении уравнения равновесия в форме равенства нулю суммы моментов заданных сил относительно полюса p_v:



Рис. 3.12. «Жёсткий рычаг» Н. Е. Жуковского

$$-F_{\text{пр}} \cdot h_{\text{пр}} - F_2' \cdot h_2' + F_2'' \cdot h_2'' - G_2 \cdot h_{G2} + F_2^{\text{ин}} \cdot h_2 + F_3'' \cdot h_3'' - F_4' \cdot h_4' + F_4'' \cdot h_4'' -$$

$$-G_4 \cdot h_{G4} - G_3 \cdot h_{G3} + (F_{\text{р}} + F_5^{\text{ин}}) h_5 + F_4^{\text{ин}} \cdot h_4 + F_3^{\text{ин}} \cdot h_3 = 0.$$

При вычислении моментов сил плечи сил определяются графически с учётом масштабного коэффициента плана скоростей. Так плечом $h_{\text{пр}}$ силы $\vec{F}_{\text{пр}}$ относительно полюса p_v на плане рычага Жуковского является отрезок $p_v a$, равный, согласно масштабному коэффициенту, 100 мм. На рис. 3.12, в качестве примера, показан способ вычисления плеча h_2' силы $\vec{F}_2'$ – как кратчайшее рас-

стояние от полюса p_v до линии действия силы $\vec{F}_2'$. Измерив это расстояние, найдём $h_2' = 52$ мм. Аналогичным образом в уравнении равновесия вычисляются плечи остальных сил. В результате получим:

$$F_{\text{пр}} \cdot 100 = -92{,}5 \cdot 52 + 92{,}5 \cdot 21 - 392 \cdot 6 + 280 \cdot 31 + 48 \cdot 92 - 21{,}6 \cdot 23 + 21{,}6 \cdot 33 -$$

$$-490 \cdot 3 - 294 \cdot 7 + (16045 + 13)44 + 90 \cdot 42 + 78 \cdot 36,$$

откуда находим: $F_{\text{пр}} = 7177$ Н·м. Величина движущего момента на валу кривошипа, находится из формулы: $M_{\text{пр}} = F_{\text{пр}} \cdot O_1A = 7177 \cdot 0{,}1 = 717{,}7$ Н·м.

Погрешность расчёта движущего момента по методу «рычага Н. Е. Жуковского» по сравнению с кинетостатическим расчётом ($M_{\text{дв}} = 718{,}2$ Н·м) составляет: $\delta_M = \dfrac{718{,}2 - 717{,}7}{718{,}2} 100\ \% = 0{,}0\ 7\ \%$.

3.7. Построение профиля кулачка

Построение кинематических диаграмм движения толкателя

Закон изменения аналога ускорения центрального плоского толкателя по фазам движения кулачка приведён в задании на курсовой проект (см. рис. 3.1). Построенный в масштабе, с учётом исходных данных, указанных в задании, график изменения аналога ускорения центрального плоского толкателя по фазам движения кулачка показан на рис. 3.13, *а*.

На первом участке изменение аналога ускорения происходит по линейному закону: $S_1'' = a_1\varphi + b_1$. Из графика найдём величины аналога ускорения в граничных точках первого участка (численные значения граничных точек должны быть переведены в радианы): $S_1''(0) = 0$, $S_1''(1{,}57) = 40$ мм/рад^2. Подставляя их в закон изменения аналога ускорения на первом участке, получим два алгебраических уравнения относительно неизвестных a_1, b_1:

$$0 = a_1 \cdot 0 + b_1,\ \ 40 = a_1 \cdot 1{,}57 + b_1,$$

откуда находим a_1 = 25,48; b_1 = 0. Таким образом, закон изменения аналога ускорения толкателя на первом участке $S_1'' = 25{,}48\varphi$. На втором участке величина аналога ускорения $S_2'' = -20$ мм/рад^2.

Для того, чтобы построить диаграмму изменения аналога скорости, проинтегрируем полученный аналог ускорения. На первом участке получим:

$$S_1' = \int S_1'' d\varphi = \int 25{,}48\varphi d\varphi = 12{,}74\varphi^2 + C_1.$$

Константа интегрирования C_1 находится из начального условия: при $\varphi = 0$ $S_1' = 0$. Отсюда следует C_1 = 0. Окончательно закон изменения аналога скорости на первом участке движения толкателя представляет собой параболу $S_1' = 12{,}74\varphi^2$ с вершиной при $\varphi = 0$.

В конце первого участка (при $\varphi = 1{,}57$) величина аналога скорости толкателя равна: $S_1'(1{,}57) = 12{,}74 \cdot 1{,}57^2$ = 31,4 мм/рад.

Аналогично проводим интегрирование аналога ускорения толкателя на втором участке: $S_2' = \int S_2'' d\varphi = -\int 20 d\varphi = -20\varphi + C_2$.

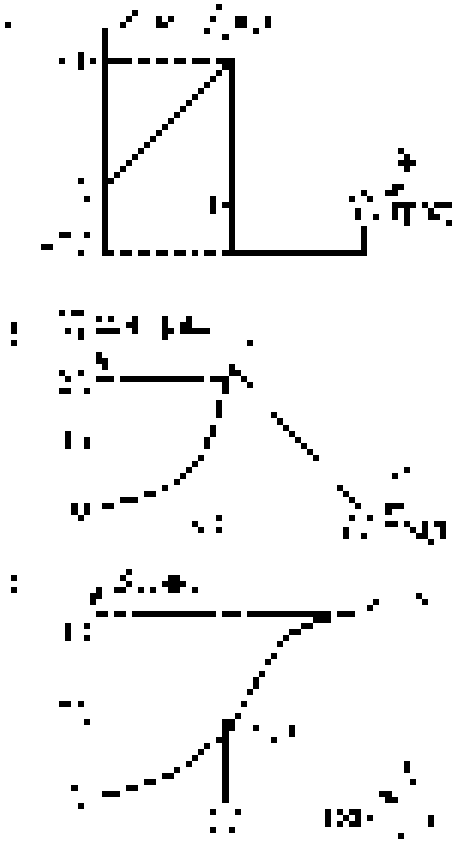


Рис. 3.13. Диаграммы движения толкателя:
a – диаграмма изменения аналога ускорения; *b* – диаграмма изменения аналога скорости; *c* – диаграмма изменения пути

Константу интегрирования C_2 найдём из краевого условия, согласно которому аналог скорости толкателя в начале второго участка равен аналогу скорости в конце первого: $S_2'(1{,}57) = S_1'(1{,}57) = 31{,}4$ мм/рад. Подставляя это условие в уравнение для аналога скорости на втором участке, получим $C_2 = 31{,}4 + 20 \cdot 1{,}57 =$ 62,8. В результате, закон изменения аналога скорости на втором участке представляется линейной функцией: $S_2' = -20\varphi + 62{,}8$. График изменения аналога скорости толкателя показан на рис. 3.13, *b*.

Для того, чтобы получить график изменения пути толкателя, необходимо проинтегрировать его скорость по участкам. Получим на первом участке: $S_1 = \int S_1' d\varphi = \int 12{,}74\varphi^2 d\varphi = 4{,}25\,\varphi^3 + C_3$. Используя краевое условие на начало движения толкателя: при $\varphi = 0$ $S_1 = 0$, получим $C_3 = 0$. Таким образом, на первом участке движение толкателя определяется кубической параболой: $S_1 = 4{,}25\,\varphi^3$. В конце первого участка при $\varphi = 1{,}57$ $S_1 = 4{,}25 \cdot 1{,}57^3 = 16{,}45$ мм,

На втором участке $S_2 = \int S_2' d\varphi = \int (-20\varphi + 62{,}8) d\varphi = -10\,\varphi^2 + 62{,}8\,\varphi + C_4$. Константу C_4 найдём из условия, что положение толкателя в конце первого участка равно его положению на начало второго: $S_2(1{,}57) = S_1(1{,}57) = 16{,}45$ мм. Подставляя это условие в уравнение движения толкателя, получим $C_4 = -57{,}4$. Окончательно на втором участке движение толкателя описывается параболой: $S_2 = -10\,\varphi^2 + 62{,}8\,\varphi - 57{,}4$. Вершина параболы, которая определяется из условия равенства нулю производной: $S_2' = -20\varphi + 62{,}8 = 0$, находится в конце второго участка при $\varphi = 3{,}14$. Значение функции в вершине (максимальный ход толкателя): $S_2 = -10 \cdot 3{,}14^2 + 62{,}8 \cdot 3{,}14 - 57{,}4 = 41{,}2$ мм. Диаграмма движения толкателя приведена на рис. 3.13, *с*. Результаты расчётов параметров движения толкателя на фазе подъёма кулачка поместим в таблицу

Таблица 3.8

Значения параметров движения толкателя на фазе подъёма

	Первый участок				Второй участок			
φ, град	0	30	60	90	90	120	150	180
φ, рад	0	0,52	1,05	1,57	1,57	2,09	2,62	3,14
S, мм	0	0,6	4,92	16,5	16,5	30,17	38,5	41,2
S', мм/рад	0	3,44	14,05	31,4	31,4	21	10,4	0
S'', мм/рад^2	0	13,25	26,75	40	–20	–20	–20	–20

Вычисление начального радиуса кулачка и построение профиля

График зависимости аналога скорости S' от перемещения толкателя S, построенный по точкам, приведён на рис. 3.14. Масштабные коэффициенты по обеим осям одинаковы.

Выбираем максимально допустимое значение угла давления $\theta_{доп}$ для кулачка с плоским толкателем $\theta_{доп} = 30^\circ$. Прямая *aa* (см. рис. 3.14), проведённая под углом $\theta_{доп} = 30^\circ$ к оси S, касается графика в точке B с координатами $S_B = 12$ мм и $S'_B = 32$ мм (измерены на графике). Начальный радиус кулачка R_0 определяется из соотношения: $\mathrm{tg}\theta_{доп} = 0{,}58 = \dfrac{S'_B}{R_0 + S_B} = \dfrac{32}{R_0 + 12}$, откуда получим $R_0 = 43{,}2$ мм.

Построение профиля кулачка производится в полярной системе координат с центром на оси вращения кулачка. Задавшись углом φ поворота толкателя, найдём полярный угол θ радиус-вектора R в точке контакта по формуле: $\theta = \varphi + \mathrm{arctg}\dfrac{S'}{R_0 + S}$, где S' и S – аналог скорости толкателя и его перемещение при одном и том же значении угла φ поворота толкателя. Длина радиус-вектора R в точке контакта находится по формуле:

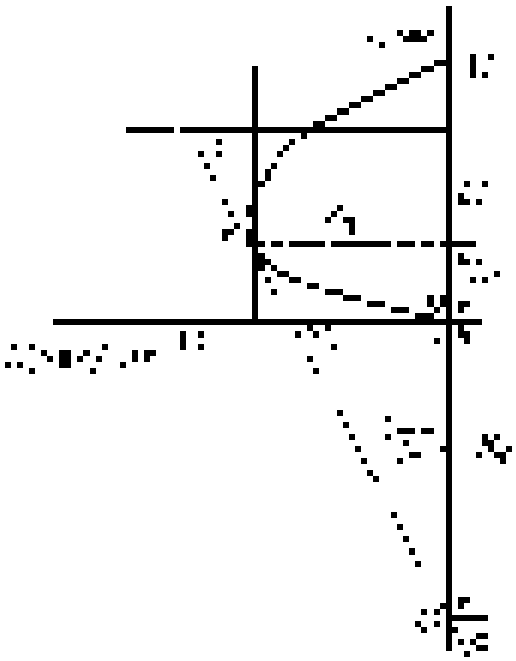


Рис. 3.14. Схема построения начального радиуса кулачка

$$R = \sqrt{(R_0 + S)^2 + (S')^2}\ .$$

Результаты расчётов полярных координат θ, R точек профиля кулачка на фазе подъёма толкателя при $R_0 = 43{,}2$ мм приведены в табл. 3.9. Эскиз профиля кулачка показан на рис. 3.15. На фазе опускания толкателя профиль кулачка является симметричным.

Таблица 3.9

Расчёт полярных координат точек профиля кулачка на фазе подъёма толкателя

Параметры	Расчётные точки профиля и значения параметров в расчётных точках						
φ, град	0	30	60	90	120	150	180
φ, рад	0	0,52	1,05	1,57	2,09	2,62	3,14
S, мм	0	0,6	4,92	16,5	30,17	38,5	41,2
S', мм/рад	0	3,4	14,05	31,4	21	10,4	0
β, град	0	4,44	16,28	27,74	15,97	7,25	0
θ, град	0	34,44	76,28	117,74	135,97	157,25	180
R, мм	43,2	43,9	50,13	67,45	76,32	82,36	84,4

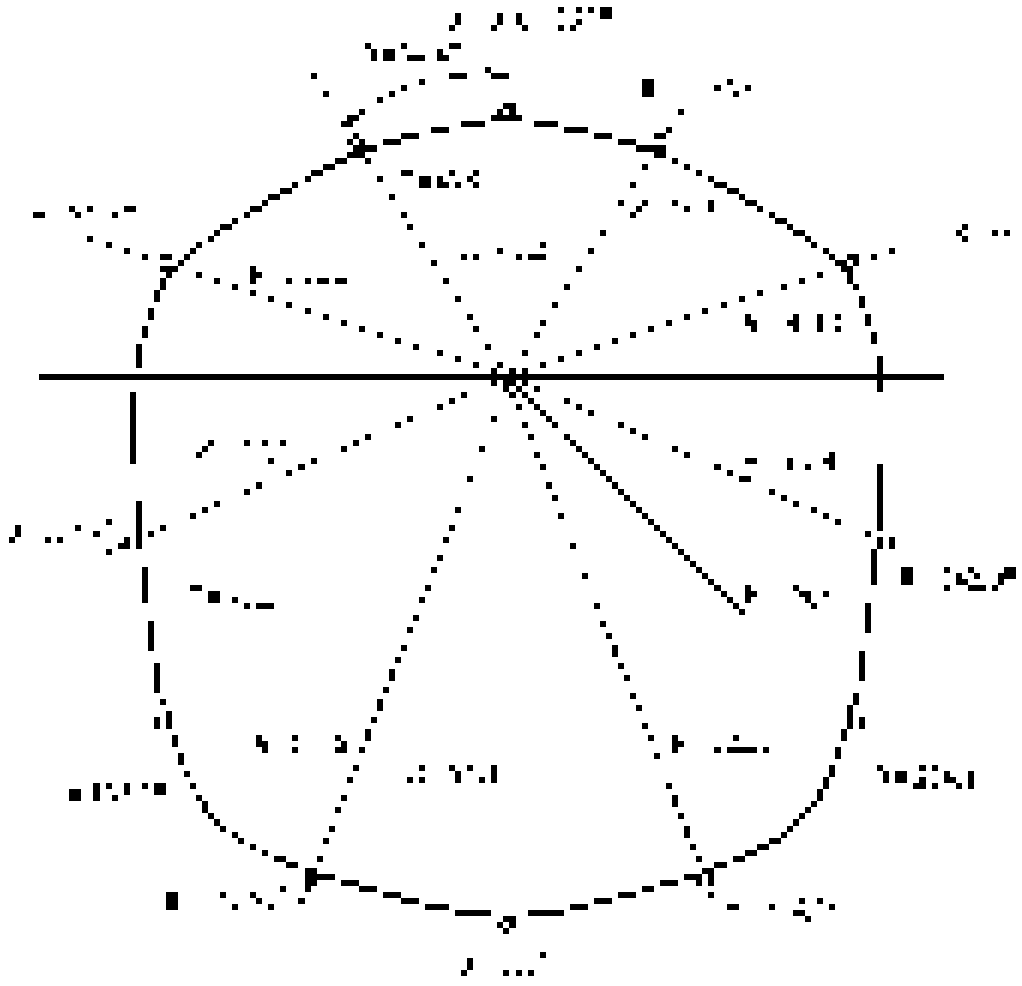


Рис. 3.15. Профиль кулачка

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Афанасьев А. И., Ляпцев С. А. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. Екатеринбург: Изд–во УГГУ, 2005.

Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин: уч. пособие для студ. техн. спец. вузов. М.: Изд. центр «Академия», 2003, 496 с.

Иванов М. Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 2010.

Краснов М. М., Вереина Л. И. Техническая механика. М.: Academia, 2010. 288 с.

Левитский И. И. Теория механизмов и машин. М.: Высшая школа, 2007.

Мокрушин Н. В., Ляпцев С. А. Лекции по сопротивлению материалов. Екатеринбург: Изд–во УГГУ, 2012.

Олофинская В. П. Техническая механика. М.: Форум, 2009.

Смеляпин А. И. Теория механизмов и машин. М.: Инфра, 2009.

Учебное издание

Анатолий Ильич Афанасьев
Юрий Михайлович Казаков
Сергей Андреевич Ляпцев

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

*Учебно-методическое пособие
и контрольные задания на курсовой проект
«Кинематический, силовой анализ и синтез
плоского механизма» для студентов
направления бакалавриата
151000 – «Технологические машины и оборудование»*

Редактор *В. В. Баклаева*

Подписано в печать
Бумага писчая. Формат бумаги 60×84 1/16.
Гарнитура Times New Roman. Печать на ризографе.
Печ. л. Уч. изд. л. Тираж 200 экз. Заказ №

Издательство УГГУ
620144, Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30
Уральский государственный горный университет
Отпечатано с оригинал-макета
в лаборатории множительной техники УГГУ

УДК 621.01
ФГБОУ ВО «УГГУ»

В. М. Таугер, А. А. Леонтьев

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Учебное пособие

2020

УДК 621.01

Рецензент: А. П. Котельников, канд. техн. наук (доцент кафедры «Проектирование и эксплуатация автомобилей» УрГУПС)

Печатается по решению Учебно-методического совета Уральского государственного горного университета

Таугер В. М., Леонтьев А. А.

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН: учебное пособие / В. М. Таугер, А. А. Леонтьев; Урал. гос. горный ун-т. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2020. – 128 с.: ил.

Изложены методы структурного анализа и синтеза, кинематического и динамического расчёта наиболее распространённых в промышленности механизмов и машин.

Учебное пособие предназначено для студентов направлений, программа которых включает дисциплину «Теория механизмов и машин».

УДК 621. 01

© Таугер В. М., Леонтьев А. А.

© Урал. гос. горный ун-т. 2020

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение……...4
1. Основные понятия и определения ТММ……..…….5
2. Основные стадии проектирования и создания новой техники…….8
3. Структурная классификация и виды механизмов…..……..10
4. Кинематический анализ рычажных механизмов…….……19
5. Динамический анализ рычажных механизмов……..…….....28
6. Синтез рычажных механизмов…….48
7. Кулачковые механизмы…….57
8. Фрикционные и зубчатые механизмы…...……...72
9. Трение в кинематических парах…….110
10. Уравновешивание масс в механизмах и машинах……...120
Библиографический список……..……..128

ВВЕДЕНИЕ

Теория механизмов и машин (ТММ) является одним из разделов механики, в котором изучается строение, кинематика и динамика механизмов и машин в связи с их анализом и синтезом.

Прикладная механика, которая в настоящее время объединяет такие дисциплины, как ТММ, сопротивление материалов, и детали машин, является одной из старейших областей знаний. Известно, например, что еще при строительстве египетских пирамид использовались простейшие механизмы (рычаги, блоки и т. д.). ТММ как наука выделилась около 200 лет тому назад. Существенный вклад в её развитие внесли такие ученые и изобретатели, как М.В. Ломоносов, И.И. Ползунов – создатель паровой машины, И.П. Кулибин – создатель часов-автоматов, механизма протеза и т. п., отец и сын Черепановы, построившие первый в России паровоз, Л. Эйлер, разработавший теорию плоского зацепления и предложивший эвольвентный профиль зубьев колес, который используется в настоящее время.

Внесли свой вклад в развитие науки академики П.Л. Чебышев, И.А. Вышнеградский, Н.П. Петров, В.П. Горячкин, М.В. Остроградский; профессора Н.Е. Жуковский – отец русской авиации, В.Л. Кирпичев, Н.И. Мерцалов, Л.А. Ассур, И.В. Мещерский, физик Д. Максвелл, а также современные ученые, такие как И.И. Артоболевский, Н.Г. Бруевич, Д.Н. Решетов и другие.

1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Ведущей отраслью современной техники является машиностроение, развитие которого неразрывно связано с созданием новых машин и механизмов, повышающих производительность труда и заменяющих ручной труд машинным.

В технике широко используются подвижные механические системы, подразделяемые на машины, машинные агрегаты и механизмы.

В обобщенном виде *машина* – это устройство, создаваемое человеком для использования законов природы с целью облегчения физического и умственного труда.

По функциональному назначению машины условно можно разделить на энергетические, транспортные, технологические, контрольно-управляющие, логические (ЭВМ).

Устройства, включающие ряд машин и механизмов, называются машинными агрегатами (МА). Обычно МА состоит (рис. 1) из двигателя (*D*), передаточного механизма (ПМ), рабочей машины (РМ) и, в ряде случаев, контрольно-управляющего устройства, или системы автоматического регулирования (САР).

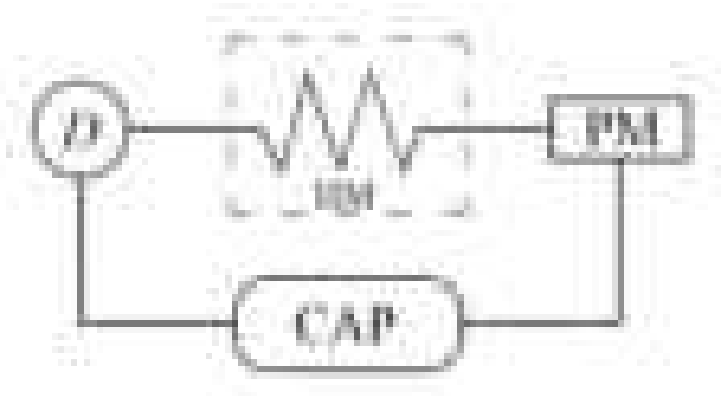


Рис. 1. Схема машинного агрегата

В состав каждой отдельной машины входит один или несколько механизмов.

Механизмом называется система материальных тел, предназначенных для преобразования движения одного или нескольких тел в требуемые движения остальных.

Состав механизмов разнообразен и включает механические, гидравлические, электрические и другие устройства.

Несмотря на разницу в назначении механизмов их строение, кинематика и динамика имеет много общего, поэтому исследование механизмов проводится на базе основных принципов современной механики.

Всякий механизм состоит из отдельных тел (деталей), соединенных между собой.

Деталь – это изделие, изготовленное из однородного материала без сборочных операций.

Детали, соединенные между собой неподвижно или с помощью упругих связей, образуют отдельное *звено*.

Выполнение звеньев из нескольких деталей обеспечивается их *соединением*. Различают соединения неразъемные (сварные, заклепочные, клеевые) и разъемные (шпоночные, шлицевые, резьбовые).

Звенья в зависимости от вида их материала могут быть твердые и гибкие (упругие).

Два звена, соединенных друг с другом подвижно, образуют *кинематическую пару*.

Неподвижное звено, состоящее из одной или нескольких деталей, называется *стойкой*.

Таким образом, каждый механизм имеет стойку и подвижные звенья, среди которых выделяют входные, выходные и промежуточные звенья.

Входным (*ведущим*) звеньям сообщается движение, преобразуемое механизмом в требуемые движения *выходных* (*ведомых*) звеньев с помощью *промежуточных* звеньев. В простых механизмах имеется одно входное и одно выходное звено.

Но в некоторых случаях имеют место механизмы с несколькими входными или выходными звеньями, например, дифференциал автомобиля.

Развитие техники осуществляется в направлении совершенствования ранее известных механизмов и путем создания принципиально новых их видов.

2. ОСНОВНЫЕ СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И СОЗДАНИЕ НОВОЙ ТЕХНИКИ

При проектировании новой техники возникает необходимость проведения работ, связанных с анализом и синтезом новой конструкции.

Анализ осуществляется при заданных размерах и массе звеньев, когда необходимо определить: скорости, ускорения, действующие силы, напряжения в звеньях и их деформации. В результате может быть произведен проверочный расчет на прочность, выносливость и т. д.

Синтез осуществляется при заданных скоростях, ускорениях, действующих силах, напряжениях или деформациях. При этом требуется определить необходимые размеры звеньев, их форму и массу.

При синтезе часто решается задача оптимального проектирования конструкции, когда находятся необходимые показатели работы машины при наименьших затратах труда.

Обычно основными этапами создания новой конструкции являются:

1) разработка принципиальной схемы;

2) проектирование и расчет машины и отдельных ее узлов;

3) экспериментальные исследования и доводка опытного образца.

Проектирование новой техники включает следующие основные этапы:

а) разработка технического задания, включающего основные исходные данные;

б) разработка эскизного проекта, включающего выбор схемы и компоновку основных узлов конструкции;

в) разработка технического проекта, где осуществлены основные расчеты и представлены сборочный чертеж и др. документация.

При проектировании сложных механизмов обычно стремятся выделить из общей схемы отдельные, более простые типовые механизмы, проектирование которых имеет свои закономерности. К таким широко используемым в технике механизмам относятся рычажные (стержневые),

кулачковые, фрикционные, зубчатые и т. д., причем с точки зрения строения, кинематики и динамики любой механизм можно заменить условным рычажным механизмом с последующим его анализом, поэтому структура, кинематика и динамика рычажных механизмов рассматривается наиболее подробно.

3. СТРУКТУРНАЯ КЛАССИФИКАЦИЯ И ВИДЫ МЕХАНИЗМОВ

3.1. Классификация кинематических пар

Подвижные соединения двух звеньев, называемые кинематической парой (КП), классифицируются по разным признакам. Например, по характеру соприкосновения звеньев различают низшие КП, когда контакт происходит по поверхности (рис. 2, *а*), и высшие, когда контакт звеньев осуществляется по линии или в точке (рис. 2, *б*).



а *б*

Рис. 2. Кинематические пары:
а – низшая; *б* – высшая

Преимуществом низших КП является возможность передачи значительных усилий при малом износе, а достоинством высших кп возможность воспроизводить достаточно сложные относительные движения.

Низшие КП могут быть поступательными, вращательными, плоскими и пространственными, а также классифицироваться по числу условий связи, накладываемых на звенья при формировании КП.

Любое тело в декартовой системе координат (рис. 3) имеет 6 степеней свободы, или подвижности ($W = 6$), часть из которых уничтожается в КП. При этом класс КП определяется числом S накладываемых связей, а число её степеней подвижности равно

$$W = 6 - S. \qquad (3.1)$$

На рис. 4 приведены КП различных классов.



Рис. 3. Степени свободы в декартовой системе координат

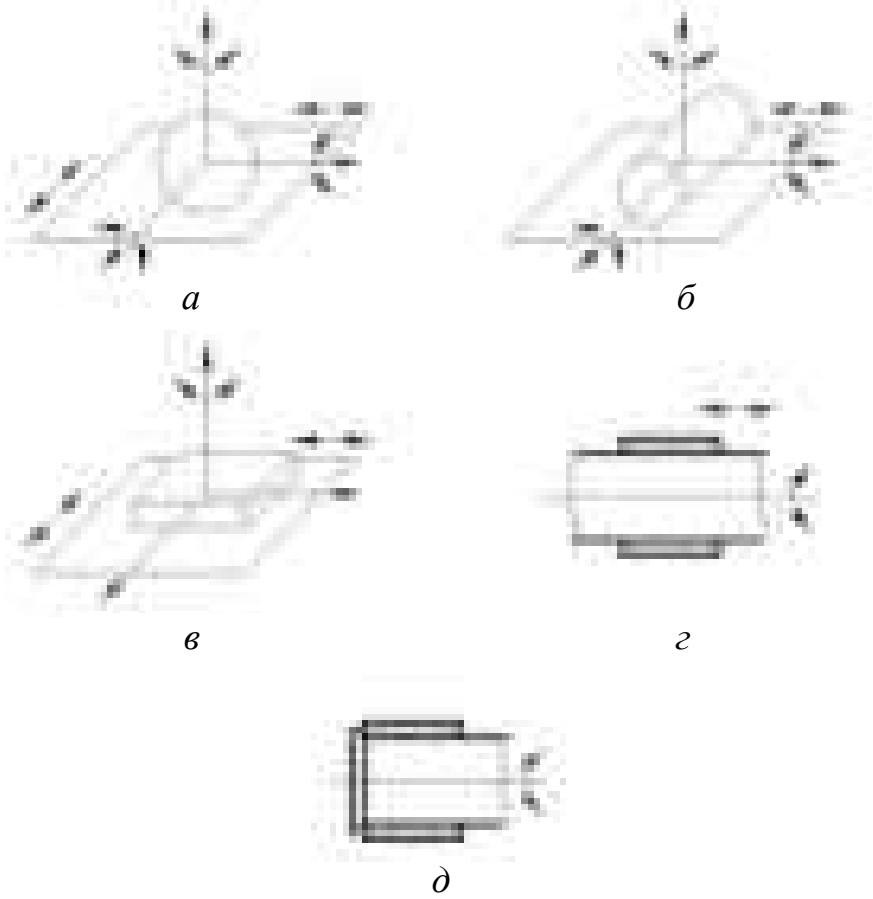


Рис. 4. Классификация КП по числу условий связи:
а – КП 1 класса, S = 5; *б* – КП 2 класса, S = 4; *в* – КП 3 класса, S = 3;
г – КП 4 класса, S = 2; *д* – КП 5 класса, S = 1

Кинематические пары и звенья механизмов изображаются упрощенно (рис. 5) при соблюдении стандарта на обозначения звеньев и КП.



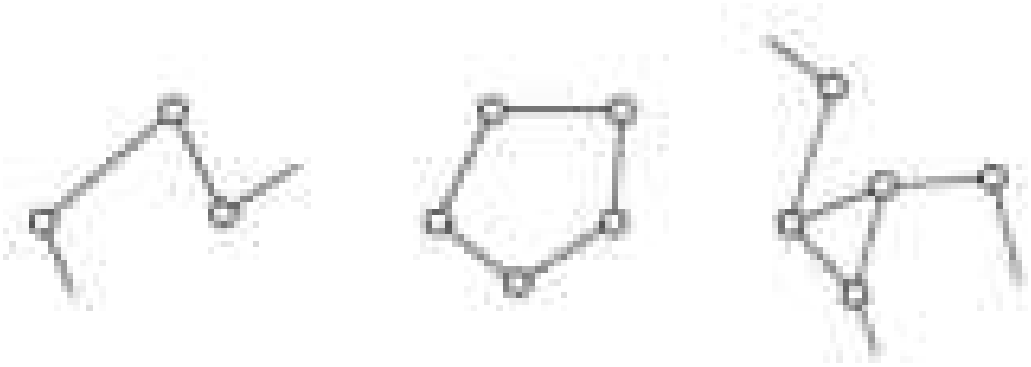
Рис. 5. Упрощенное изображение КП

3.2. Кинематические цепи и их классификация

Любой механизм представляет собой *кинематическую цепь* (КЦ) звеньев, соединенных в КП. КЦ могут быть простыми и сложными, открытыми и замкнутыми, плоскими и пространственными.

В *простой* КЦ каждое из ее звеньев входит в состав одной или двух КП, а в *сложной* КЦ имеются звенья, входящие в состав трех и более КП.

В *открытой* КЦ имеются звенья, входящие в состав одной КП, а в замкнутой цепи каждое звено входит в состав двух и более КП (рис. 6).



а *б* *в*

Рис. 6. Классификация КЦ:
а – простая открытая; *б* – простая замкнутая; *в* – сложная открытая

Если точки всех звеньев двигаются в одной или параллельных плоскостях, то КЦ называется *плоской*, в противном случае КЦ –

пространственная (точки звеньев описывают плоские кривые в непараллельных плоскостях или пространственные кривые).

3.3. Понятие о степени подвижности механизма

Если в пространственной КЦ, состоящей из n подвижных звеньев, имеются КП 1, 2,… 5 класса, число которых, соответственно, $p1$, $p2$,… $p5$, то КЦ имеет число степеней свободы, определяемое формулой А.П. Малышева:

$$W = 6n - 5p5 - 4p4 - 3p3 - 2p2 - p1. \qquad (3.2)$$

Так как любой механизм имеет одно неподвижное звено (стойку) и n подвижных звеньев, то формула (3.2) может использоваться для определения W пространственного механизма, где n – число подвижных звеньев, а W – степень подвижности механизма, показывающая, сколько нужно иметь ведущих звеньев (двигателей) для получения определенного движения остальных его звеньев.

Для плоского механизма степень подвижности определяется по формуле Чебышева:

$$W = 3n - 2p5 - p4, \qquad (3.3)$$

причём КП 5 класса существуют в виде поступательных, вращательных и винтовых пар.

Например, кривошипно-ползунный плоский механизм (рис. 7), в котором $n = 3$; $p5 = 4$; $p4 = 0$, имеет степень подвижности

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$

При определении W необходимо учитывать возможность наличия так называемых *пассивных* звеньев, т.е. звеньев, которые могут быть исключены без формального ущерба для кинематики анализируемого механизма (рис. 8).

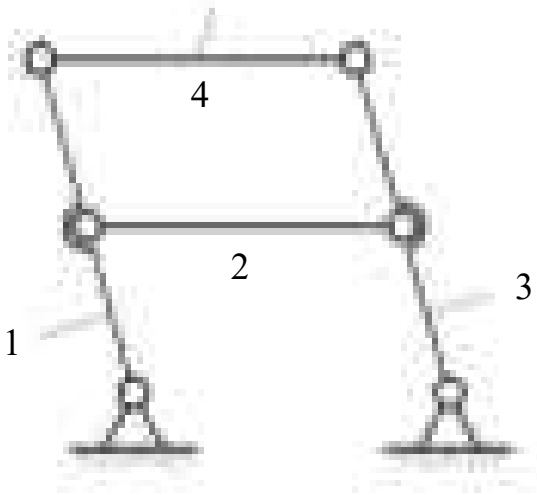
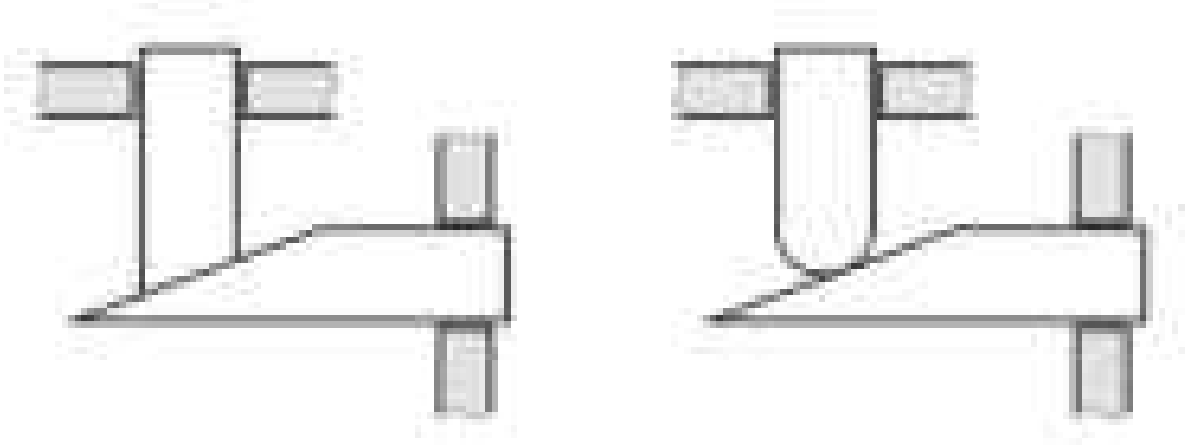


Рис. 8. Механизм с пассивным звеном

Кроме того, необходимо учитывать возможность наличия избыточных связей, которые не реализуются в реальном механизме, а их число q определяется разностью между числом связей в КП действительного и формально возможного механизмов.

На рис. 9, *а* показан действительный механизм, а на рис. 9, *б* – формально возможный механизм, имеющий функциональное назначение, аналогичное действительному механизму, но все связи в котором, в отличие от действительного механизма, реализованы.



а *б*

Рис. 9. Примеры механизмов:
а – действительный механизм; *б* – формально возможный механизм

Степень подвижности действительного механизма с учётом избыточных связей равна

$$W = 3n - 2p5 - p4 + q. \tag{3.4}$$

В общем случае пространственного механизма

$$W = 6n - ipi + q, \tag{3.5}$$

где i от 1 до 5.

3.4. Структурный анализ механизмов

Основной принцип образования рычажных механизмов был сформулирован в 1914 г. профессором Л. В. Ассуром и заключается в следующем.

Схема любого механизма может быть составлена последовательным присоединением к входным (начальным) звеньям и стойке КЦ с нулевой степенью подвижности. Такие КЦ называются структурными группами Ассура. Примеры различных групп Ассура показаны на рис. 10.

Начальное звено со стойкой образует простейший механизм 1-ого класса (рис. 11).

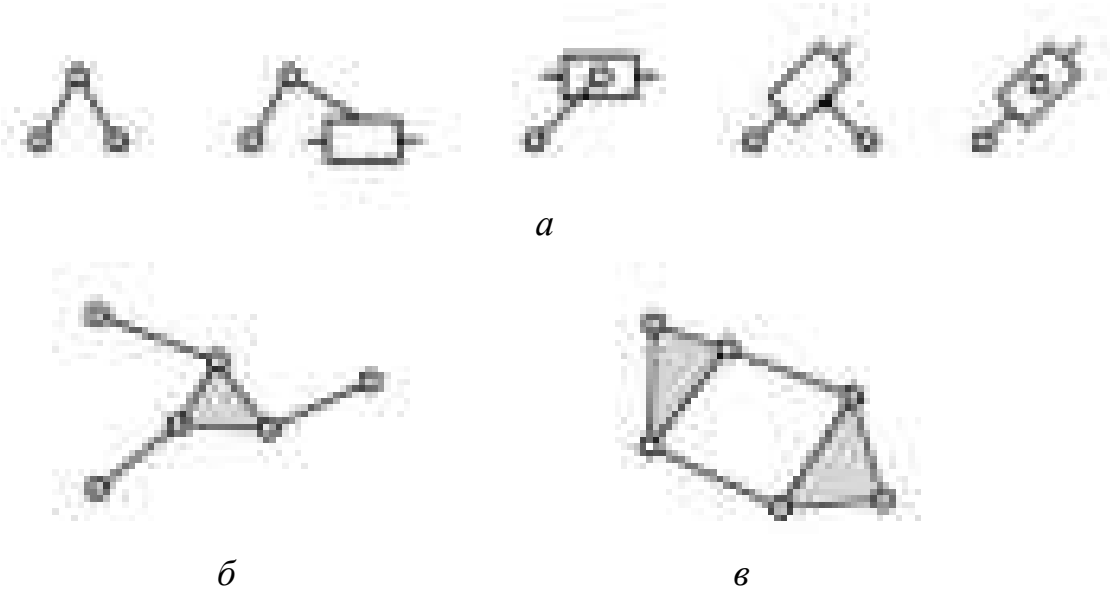
Путем присоединения к таким механизмам различных групп Ассура можно получить механизм любой сложности.

Группы Ассура классифицируются по числу КП, которыми они присоединяются к основному механизму. Это число определяет *порядок* группы. Кроме того, группа Ассура имеет *класс*, определяемый числом КП, образующих наиболее сложный замкнутый контур.

Состав и последовательность присоединения групп Ассура в механизме можно выразить его формулой строения. Механизм в целом классифицируется по группе наивысшего класса. Для показанного на рис. 12 механизма формула строения выглядит следующим образом:

$$1(1,6) \rightarrow 2(2,3) \rightarrow 2(4,5), \qquad (3.6)$$

и означает, что механизм 1 класса, состоящий из звена 1 и стойки 6, взаимодействует с группой 2 класса из звеньев 2 и 3, которая, в свою очередь, взаимодействует с группой 2 класса из звеньев 4 и 5.



а

б *в*

Рис. 10. Примеры групп Ассура:
а – двухповодковая группа 2 класса, 2 порядка, $W = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0$;
б – трёхповодковая группа 3 класса, 3 порядка, $W = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 6 - 0 = 0$;
в – группа 4 класса, 2 порядка, $W = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 6 - 0 = 0$



Рис. 11. Простейшие механизмы 1 класса

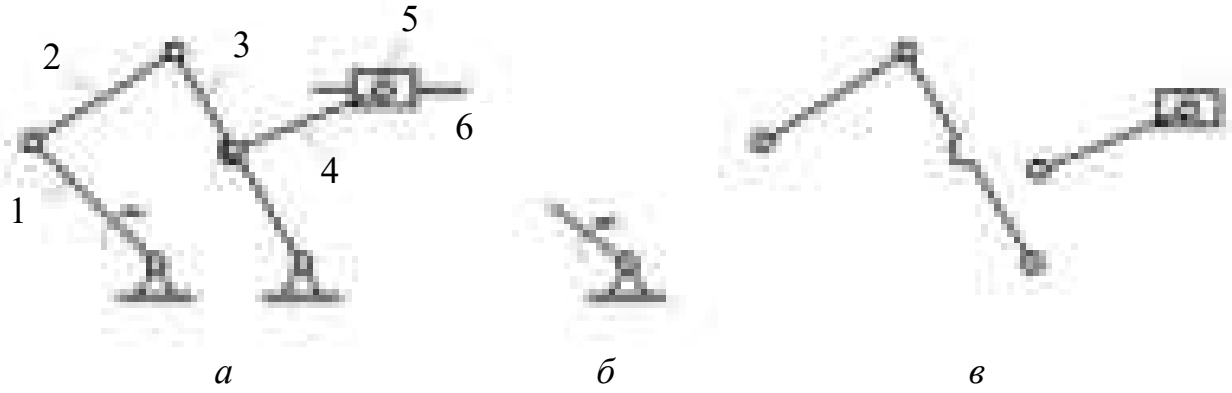


Рис. 12. Классификация механизма по группам Ассура:
а – схема полного механизма; *б* – механизм 1 класса;
в – группы Ассура 2 класса, 2 порядка

3.5. Виды механизмов и их структурные схемы

Среди всего многообразия конструкций механизмов различают: стержневые (рычажные), кулачковые, фрикционные, зубчатые механизмы, механизмы с гибкими звеньями (например, ременные передачи) и другие виды.

Менее распространенные классификации подразумевают наличие механизмов с низшими или высшими парами в плоском или пространственном исполнении и т. д.

Учитывая возможность условного превращения практически любого механизма с высшими парами в рычажный, в дальнейшем наиболее подробно рассматривается именно эти механизмы, а структурные схемы других механизмов изложены в соответствующих разделах.

Среди рычажных механизмов наиболее распространены так называемые четырехзвенные, примеры которых представлены на рис.13.

В этих механизмах встречаются однотипные звенья: *кривошип* 1 –звено, совершающее полноповоротное вращательное движение вокруг неподвижной оси; *коромысло* 3 (рис. 13, *б*) – звено, совершающее неполноповоротное вращательное движение вокруг неподвижной оси; *ползун* 3 (рис. 13, *а*) – звено, совершающее поступательное движение относительно стойки; *камень* 2 –

звено, совершающее поступательное движение относительно подвижной направляющей, называемой *кулисой* 3 (рис. 13, *в*, *г*); *шатун* 2 (рис. 13, *а*, *б*) – звено, совершающее плоскопараллельное движение.

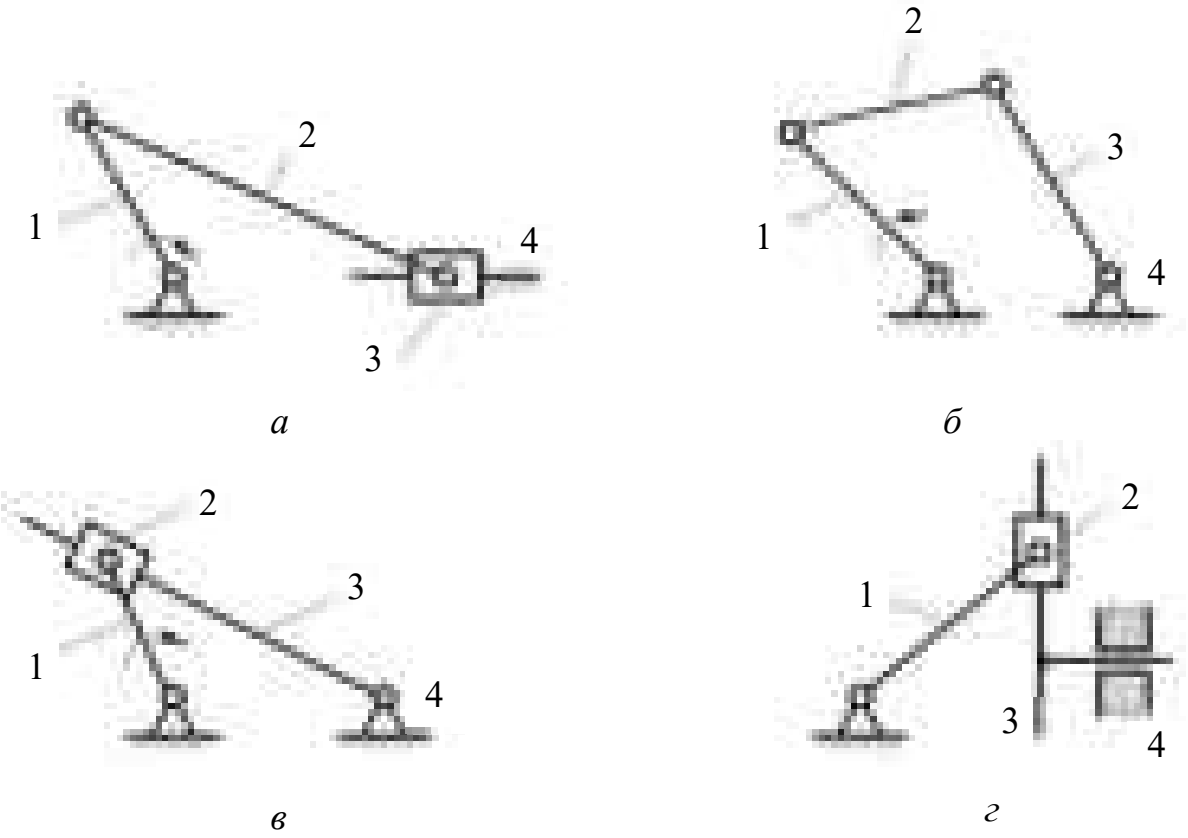


Рис. 13. Виды четырехзвенных рычажных механизмов:
а – кривошипно-ползунный механизм; *б* – четырехшарнирный механизм;
в – кулисный механизм; *г* – синусный механизм

4. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

4.1. Построение планов положения механизма

Кинематический анализ механизмов включает вопросы изучения звеньев с геометрической точки зрения, т. е. без учета действующих сил. Для этого используются графические, аналитические и экспериментальные методы исследования.

Одним из наглядных методов является графоаналитический, который включает:

а) построение планов положения механизма; б) определение скоростей и ускорений характерных точек или звеньев механизма.

При графических построениях на чертеже изображаются длины звеньев, скорости, ускорения и другие величины в определенном масштабе, характеризуемом масштабным коэффициентом μ:

$$\mu = \frac{\text{значение параметра}}{\text{длина отрезка}}. \qquad (4.1)$$

Например, вектор ***ра*** длиной 10 мм изображает скорость v = 20 м/с. Тогда

$$\mu = \frac{20}{10} = 2\,\text{м}\cdot\text{с}^{-1}/\,\text{мм}.$$

Графическое изображение взаимного расположения звеньев механизма, соответствующее заданному моменту времени, называется *планом положений* или *планом механизма*.

Планы положения строятся в определенном масштабе методом засечек в соответствии с формулой строения механизма. Линейные размеры всех звеньев должны быть заданы (рис. 14).

После построения нескольких совмещенных планов механизма при необходимости можно определить графически траектории характерных точек звеньев, имеющих сложное движение, например, центра тяжести *S* шатуна АВ.

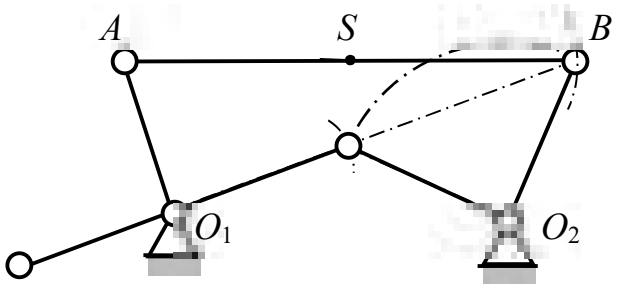


Рис. 14. План положений (план механизма)

4.2. Определение скоростей и ускорений механизма методом планов

Метод планов является одним из самых наглядных. Определению подлежат линейные скорости и ускорения точек и угловые скорости и угловые ускорения звеньев. При этом предварительно составляются векторные уравнения для скоростей и ускорений точек звеньев, совершающих сложное движение.

Пусть звено совершает плоскопараллельное движение, состоящее из переносного, т. е. поступательного со скоростью полюса и относительного вращательного вокруг полюса (рис. 15).

Принимая за полюс т. *A*, получим векторное уравнение скоростей точек:

$$\overline{v}_B = \overline{v}_A + \overline{v}_{BA}, \tag{4.2}$$

где $\overline{v}_B$ – скорость точки *B*; $\overline{v}_A$ – скорость точки *A*; $\overline{v}_{BA}$ – скорость точки *B* относительно точки *A*.

Относительная скорость по модулю равна

$$v_{BA} = \omega l_{AB}, \tag{4.3}$$

где ω – угловая скорость звена; l_{AB} – длина звена (длина отрезка *AB*).

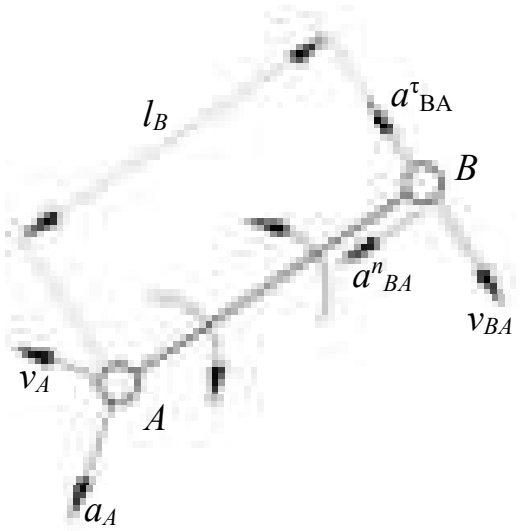


Рис. 15. Векторы скоростей и ускорений для механизма (пример 1)

Векторное уравнение ускорений точек выглядит следующим образом:

$$\overline{a}_B = \overline{a}_A + \overline{a}_{BA}, \qquad (4.4)$$

где $\overline{a}_B$ – ускорение точки B; $\overline{a}_A$ – ускорение точки A; $\overline{a}_{BA}$ – ускорение точки B относительно точки A.

Относительное ускорение равно

$$\overline{a}_{BA} = \overline{a}^{n}_{BA} + \overline{a}^{\tau}_{BA}, \qquad (4.5)$$

где $\overline{a}^{n}_{BA}, \overline{a}^{\tau}_{BA}$ – нормальная и касательная составляющие ускорения $\overline{a}_{BA}$ соответственно.

Нормальное и касательное составляющие по модулю равны

$$a^{n}_{BA} = \omega^2 l_{AB}; \qquad (4.6)$$

$$a^{\tau}_{BA} = \varepsilon l_{AB}, \qquad (4.7)$$

где ε – угловое ускорение звена.

Пусть звено 1 совершает сложное движение, состоящее из переносного вращательного вместе со звеном 2 и относительного поступательного вдоль звена 2 (рис. 16). Точку на звене 1 обозначим B_1, а точку на звене 2, лежащую под точкой B_1, обозначим B_2. Тогда для скорости $\overline{v}_{B1}$ справедливо векторное уравнение

$$\overline{v}_{B1} = \overline{v}_{B2} + \overline{v}_{B1B2}, \qquad (4.8)$$

где $\overline{v}_{B2}$ – окружная скорость точки B_2 (т. е. переносная скорость); $\overline{v}_{B1B2}$ – скорость точки B_1 относительно точки B_2.

Величина переносной скорости

$$v_{B2} = \omega l_{AB}. \qquad (4.9)$$

Векторное уравнение для ускорения точки B_1:

$$\overline{a}_{B1} = \overline{a}_{B2} + \overline{a}^{t}_{B1B2} + \overline{a}^{k}_{B1B2}, \qquad (4.10)$$

где $\overline{a}_{B2}$ – ускорение точки B_2; $\overline{a}^{t}_{B1B2}$ – ускорение точки B_1 относительно точки B_2; $\overline{a}^{k}_{B1B2}$ – ускорение Кориолиса, которое равно

$$a^{k}_{B1B2} = 2v_{B1B2}\omega \qquad (4.11)$$

и совпадает с направлением вектора $\overline{v}_{B1B2}$, повернутого на 90° в сторону переносного вращения.

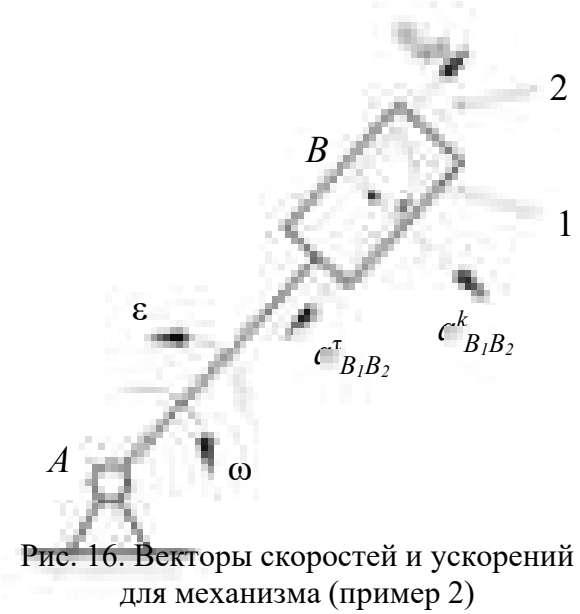
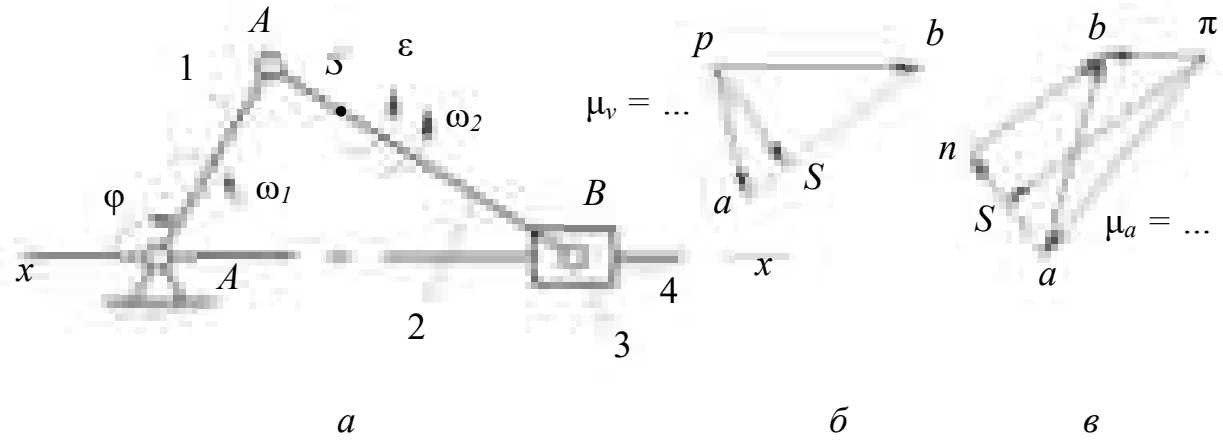


Рис. 16. Векторы скоростей и ускорений для механизма (пример 2)

Решение векторных уравнений осуществляется графически путем построения так называемых *планов скоростей и ускорений*, на которых абсолютные скорости и ускорения откладываются от одной точки, называемой полюсом, в определенном масштабе.

Пример расчета кривошипно-ползунного механизма рассмотрен на рис. 17, где план положений показан на рис. 17, *а*, план скоростей – на рис. 17, *б* и план ускорений – на рис. 17, *в*.



а *б* *в*

Рис. 17. Пример расчета кривошипно-ползунного механизма:
а – план положений; *б* – план скоростей; *в* – план ускорений

Векторное уравнение для скорости точки B записывается в виде:

$$\overline{v}_B = \overline{v}_A + \overline{v}_{BA}, \tag{4.12}$$

где $v_A = \omega_1 l_{OA}; v_{BA} \perp AB; v_B \parallel x - x.$

План скоростей строится в масштабе

$$\mu_v = \frac{v_A}{pa}, \frac{\text{м}}{\text{с} \cdot \text{мм}}, \tag{4.13}$$

где pa – отрезок произвольной длины.

На плане скоростей вектор $\overline{v}_B$ отображается отрезком pb, а вектор $\overline{v}_{BA}$ – отрезком ab, поэтому $pb \parallel x - x$; $ab \perp AB$.

Величины скоростей определяются по формулам:

$$\begin{aligned} v_{BA} &= \mu_v \cdot ab; \\ v_B &= \mu_v \cdot pb; \\ \omega_2 &= \frac{v_{BA}}{l_{AB}}. \end{aligned} \tag{4.14}$$

Векторное уравнение для ускорения точки B при $\omega_1 = const$ записываются в виде:

$$\overline{a}_B = \overline{a}_A + \overline{a}^n_{BA} + \overline{a}^\tau_{BA}, \tag{4.15}$$

где $a_A = \omega_1^2 l_{OA}; a^n_{BA} = \omega_2^2 AB; a_A \parallel AB; a^\tau_{BA} \perp AB; a_B \parallel x - x.$

Все ускорения представлены на рис. 17 в выбранном масштабе μ_a, равном

$$\mu_a = \frac{a_A}{\pi a}, \frac{\text{м}}{\text{с}^2 \cdot \text{мм}}, \tag{4.16}$$

где πa – отрезок произвольной длины.

При определении скоростей и ускорений промежуточных точек звеньев, например, точки S, можно использовать так называемую теорему подобия, согласно которой точки на плане положений звеньев и соответственные точки на планах скоростей и ускорений образуют подобные фигуры или пропорциональные отрезки. Рассмотрим доказательство данной теоремы.

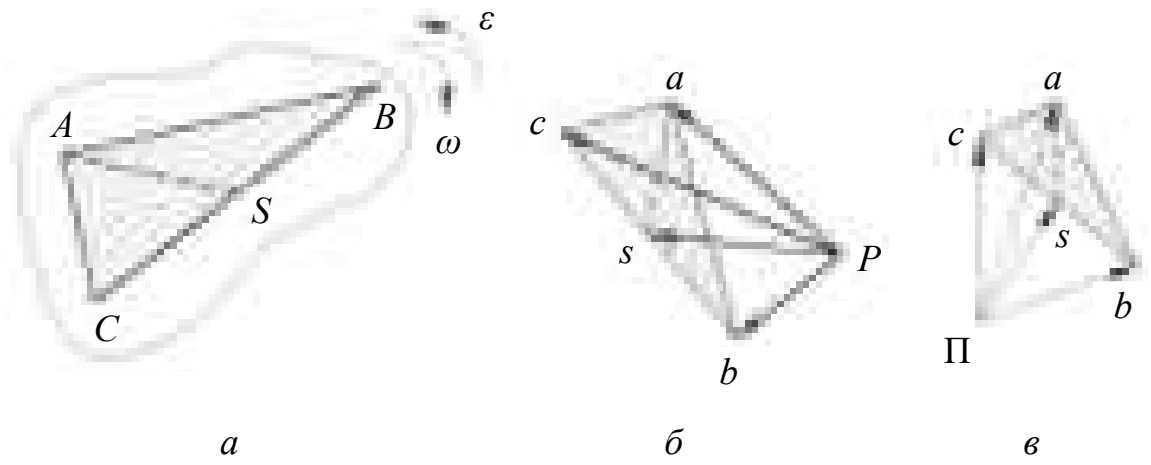
На рис. 18 показано звено ABC и планы скоростей и ускорений для точек этого звена:

– отрезок *ca* на плане скоростей соответствует $v_{CA} \perp CA$;

– отрезок *ab* на плане скоростей соответствует $v_{AB} \perp AB$;

– отрезок *bc* на плане скоростей соответствует $v_{BC} \perp BC$;

т. е. треугольник *abc* подобен треугольнику *ABC*.



а *б* *в*

Рис. 18. Теорема подобия

Ускорения относительного (вращательного) движения равны:

$$\begin{aligned} a_{CA} &= l_{CA}\sqrt{\omega^4 + \varepsilon^2}; \\ a_{AB} &= l_{AB}\sqrt{\omega^4 + \varepsilon^2}; \\ a_{BC} &= l_{BC}\sqrt{\omega^4 + \varepsilon^2}, \end{aligned} \qquad (4.17)$$

т. е. $a_{CA}/l_{CA} = a_{AB}/l_{AB} = a_{BC}/l_{BC}$, или $ca/CA = ab/AB = bc/BC$.

Следовательно, $\triangle abc \sim \triangle ABC$.

Аналогично выполняется построение фигур для любой промежуточной точки, например, точки S (рис. 18, *а*, *б*).

4.3. Исследование рычажных механизмов методом кинематических диаграмм

Кинематической диаграммой называется графическая зависимость какого-либо параметра движения звена от времени или от перемещения входного звена, представленные в определенной системе координат.

Если известна одна кинематическая диаграмма, то можно получить остальные зависимости путем графического дифференцирования или интегрирования.

На рис. 19, *а*, *б* показана последовательность построения кинематической диаграммы перемещения ползуна кривошипно-ползунного механизма от угла поворота кривошипа $S(\varphi)$ и от времени $S(t)$, а также элементы графического дифференцирования с получением диаграммы скоростей $v(t)$ методом хорд.

Если диаграмма $v(t)$ первична, то процесс, обратный интегрированию, обеспечит получение диаграммы $S(t)$ и называется *графическим интегрированием*.

Следует отметить, что графические методы часто приводят к искажениям результатов из-за неточности графических построений, поэтому необходимо контролировать расположение характерных точек, соответствующих экстремумам на диаграммах.

4.4. Кинематическое исследование рычажных механизмов аналитическим методом

Аналитические методы исследования позволяют проводить анализ с заданной степенью точности. Кроме того, создание математических моделей механизмов позволяет решать задачи их оптимального синтеза при использовании ЭВМ.

Рассмотрим пример кинематического исследования синусного механизма (механизм двойного ползуна), где кривошип 1 вращается с угловой скоростью ω и угловым ускорением ε (рис. 20).

Тогда скорость и ускорение точки A равны:

$$\begin{aligned} v_A &= \omega l_{OA}; \\ a_A &= l_{OA}\sqrt{\omega^4 + \varepsilon^2}. \end{aligned} \qquad (4.18)$$

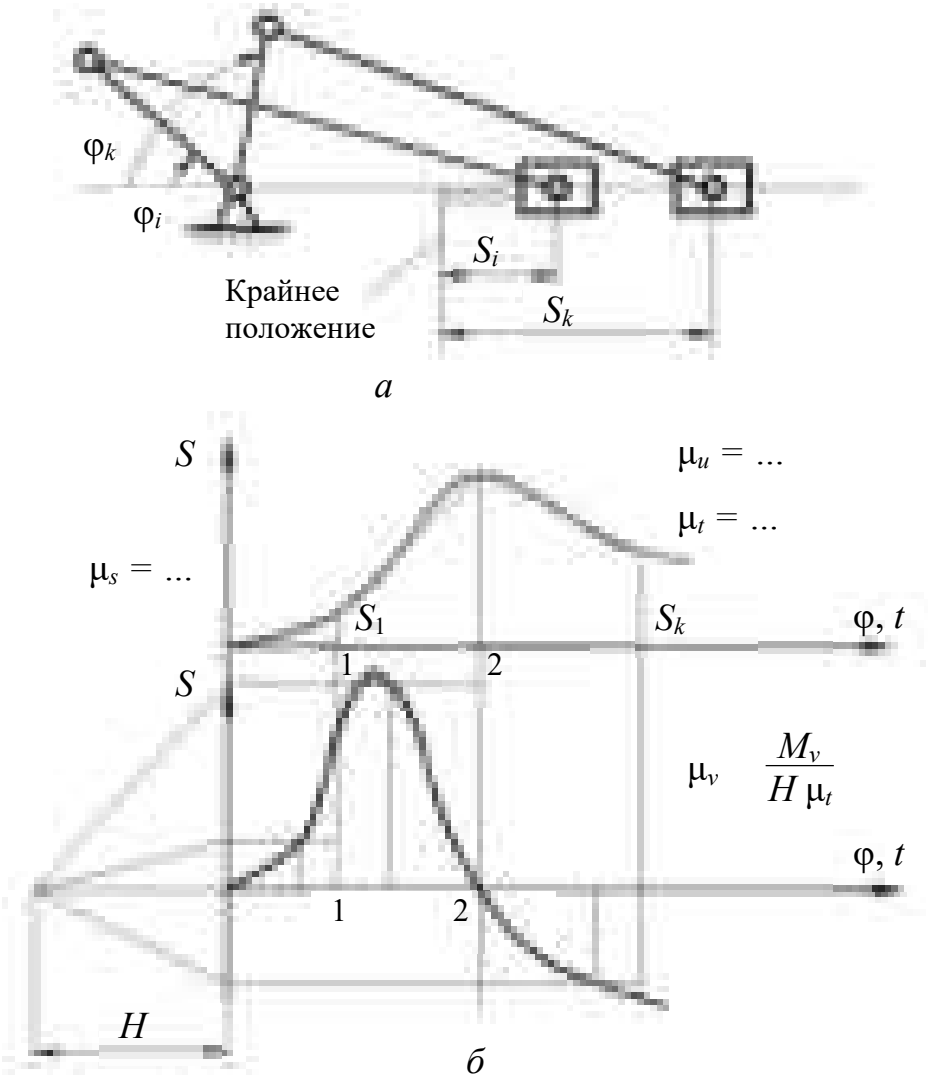


Рис. 19. Последовательность построения кинематической диаграммы перемещения ползуна кривошипно-ползунного механизма:
а – план механизма; *б* – кинематическая диаграмма перемещения ползуна

Рассмотрим пример кинематического исследования синусного механизма (механизм двойного ползуна), где кривошип 1 вращается с угловой скоростью ω и угловым ускорением ε (рис. 20).

Тогда скорость и ускорение точки *A* равны:

$$v_A = \omega l_{OA};$$
$$a_A = l_{OA}\sqrt{\omega^4 + \varepsilon^2}. \qquad (4.18)$$

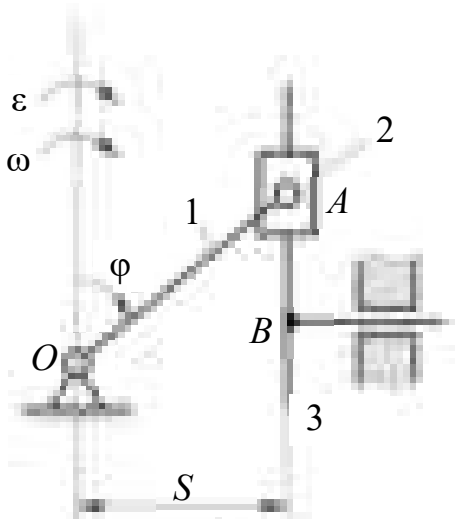


Рис. 20. Синусный механизм

Все точки звеньев 1 и 2 описывают окружности, а точки звена 3 движутся поступательно, причём их перемещения, скорости и ускорения равны:

$$S_B = l_{OA} \sin \varphi = l_{OA} \sin \omega t; \qquad (4.19)$$

$$v_B = \frac{dS_B}{dt} = \frac{dS_B}{dt} \cdot \frac{d\varphi}{d\varphi} = l_{OA} \omega \cos \varphi; \qquad (4.20)$$

$$a_B = \frac{d^2 S_B}{dt^2} = l_{OA} (\varepsilon \cos \varphi - \omega^2 \sin \varphi). \qquad (4.21)$$

В случае равномерного вращения кривошипа при $\varepsilon = 0$

$$a_B = -l_{OA} \omega^2 \sin \varphi. \qquad (4.22)$$

При исследовании многих механизмов получаются достаточно громоздкие формулы, что не является препятствием при использовании ЭВМ.

В исследовании пространственных механизмов используются элементы векторной алгебры и векторного анализа. Положения, скорости и ускорения точек механизма выражаются в векторной форме, при необходимости вычисляются проекции на оси и плоскости. Примеры таких исследований изложены в учебной литературе.

5. ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

5.1. Классификация действующих сил

Среди сил, действующих на механизм, различают:

а) движущие силы $F_д$ или моменты $M_д$, ускоряющие движение входных (начальных) звеньев и совершающие положительную работу (например, силы давления газа на поршень в двигателе внутреннего сгорания, силы веса при опускании груза и т. д.);

б) силы сопротивления $F_с$ или моменты $M_с$, замедляющие движение входных звеньев и совершающие отрицательную работу. Они могут быть силами полезного сопротивления, дающими производственный эффект, и силами вредного сопротивления, не дающими такого эффекта (к первому типу относятся, например, силы тяжести при подъеме груза, а ко второму типу – силы трения);

в) силы реакции в кинематических парах F_{ij}, возникающие в опорах звеньев и являющиеся внутренними силами для механизма в целом и внешними для каждого отдельного звена;

г) силы инерции $F_и$ или моменты сил инерции $M_и$, возникающие при неравномерном движении звеньев механизма и могут быть как движущими, так и силами сопротивления (в зависимости от их направления относительно направления движения звеньев).

Фактически силы инерции действуют на тело, вызывающее ускорение другого тела. Однако условное приложения сил инерции к ускоряемому телу позволяет рассматривать его в равновесии. Этот способ называется **принципом Даламбера** и позволяет задачу динамики свести к статическому расчету.

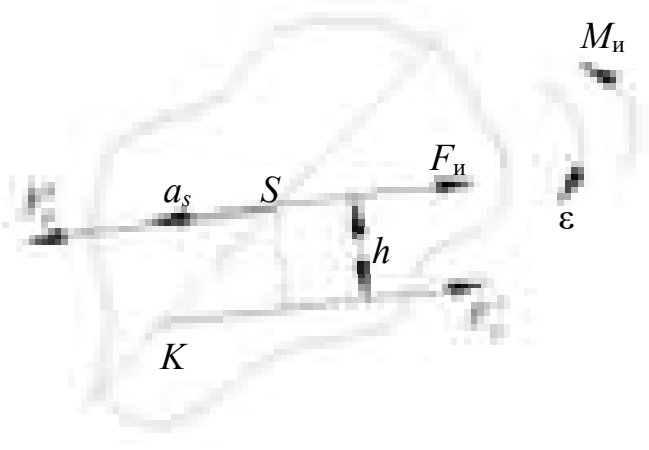


Рис. 21. Пояснение принципа Даламбера

Силы инерции относятся к категории распределенных по объёму или так называемых массовых сил, которые, как и другие аналогичные силы, могут быть приведены к главному вектору и главному моменту (рис. 21).

На рис. 21 сила и момент сил инерции равны:

$$\begin{aligned} F_{и} &= -m\,a_{s}; \\ M_{и} &= -J_{s}\,\varepsilon, \end{aligned} \qquad (5.1)$$

где m, J_S – масса и момент инерции звена относительно оси, проходящей через центр масс; a_S – ускорение центра масс; ε – угловое ускорение звена; знаки минус показывают, что направления $F_и$ и $M_и$ противоположны соответствующим ускорениям.

Сила $F_и$ и момент $M_и$, могут быть заменены одной силой $F'_и = F_и$, линия действия которой проходит через так называемый центр качаний (точка K на рис. 21) на оси звена и отстоит от линии действия $F_и$ на расстоянии $h = \dfrac{M_и}{F_и}$ при замене $M_и$ парой сил: $M_и = F'_и h$.

5.2. Приведение сил и масс в механизме

Для исследования закона движения механизма его удобно заменить одним условным звеном – звеном приведения, имеющим закон движения аналогичного звена реального механизма.

Для этого все внешние силы, действующие на звенья, заменяются одной

приведенной силой $F_{\text{пр}}$, мощность $P_{\text{пр}}$ которой равна сумме мощностей заменяемых сил F_i:

$$P_{\text{пр}} = \Sigma P_i = \Sigma F_i v_i \cos(F_i \hat{} v_i) = F_{\text{пр}} v \cos(F_{\text{пр}} \hat{} v),$$

(5.2)

или приведённым моментом $M_{\Sigma}^{\text{пр}}$, мощность $P_{\Sigma}^{\text{пр}}$ которого равна сумме мощностей заменяемых моментов сил M_i:

$$P_{\text{пр}} = \Sigma P_i = \Sigma M_i \omega_i = M_{\text{пр}} \omega. \qquad (5.3)$$

В формулах (5.2), (5.3) v_i – скорость точки приложения i-ой силы; v – скорость точки приложения приведённой силы на звене приведения; ω_i – угловая скорость i-го звена; ω – угловая скорость звена приведения.

Приведённую силу или приведённый момент удобно записывать в виде суммы составляющих, например:

$$M_{\text{пр}} = \Sigma M_{Fi\ \text{пр}} + \Sigma M_{Mi\ \text{пр}}, \qquad (5.4)$$

где $\Sigma M_{Fi\ \text{пр}}, \Sigma M_{Mi\ \text{пр}}$ – составляющие приведённого момента, обусловленные действием сил и моментов соответственно.

В кривошипно-ползунном механизме (рис. 22):

$$M_{\text{пр}} = M_{F\text{пр}} + M_{G\text{пр}}, \qquad (5.5)$$

где

$$M_{F\text{пр}} = \frac{F v_B}{\omega_1} = F l_{OA} \frac{pb}{pa};$$
$$M_{M\text{пр}} = \frac{G v_S}{\omega_1} \cos(G \hat{} v_S) = G l_{OA} \frac{ps}{pa} \cos(G \hat{} v_S), \qquad (5.6)$$

где pa, pb, ps –вектора, взятые с плана скоростей (рис.22).

Как видно из формул, величина $F_{\text{пр}}$ ($M_{\text{пр}}$) зависит лишь от соотношения скоростей, а не от их абсолютной величины, что позволяет для приведения сил использовать планы скоростей без учета их масштабов.

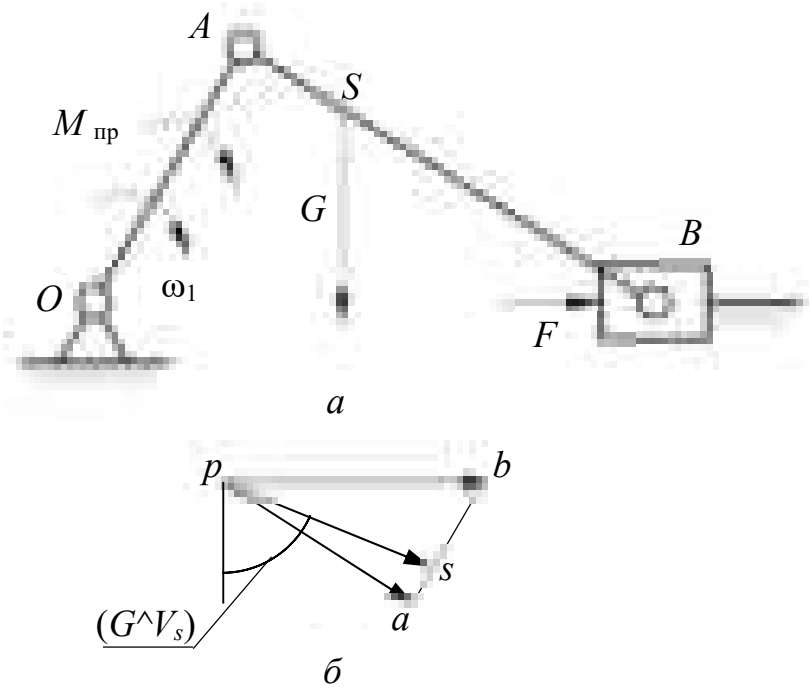


Рис. 22. Пример кривошипно-ползунного механизма:
а – схема; *б* – план скоростей

Каждое *i*-ое звено механизма обладает массой m_i и моментом инерции J_i относительно оси, проходящей через центр масс звена, при этом кинетическая энергия *i*-го звена плоского механизма равна:

$$E_i = \frac{m_i v_i^2}{2} + \frac{J_i \omega_i^2}{2}. \qquad (5.7)$$

Массы и моменты инерции всех звеньев механизма можно условно заменить некоторой массой $m_{\text{пр}}$, сосредоточенной в произвольно выбранной точке *A* звена приведения (рис. 23, *а*), или некоторым моментом инерции $J_{\text{пр}}$, приписанным звену приведения (рис. 23, *б*).

Замена должна производится из условия равенства кинетических энергий:

$$E_{\text{пр}} = \frac{m_{\text{пр}} v_A^2}{2} + \frac{J_{\text{пр}} \omega^2}{2}, \qquad (5.8)$$

где $E_{\text{пр}}$ – приведённая кинетическая энергия.

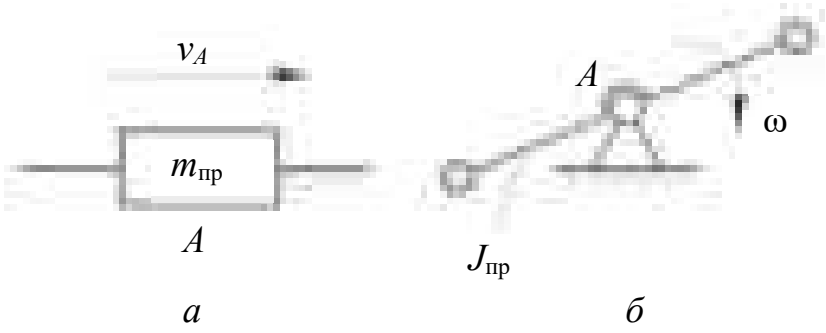


Рис. 23. Массы и моменты инерции звеньев приведения:
а – звено приведения – ползун; *б* – звено приведения - кривошип

Приведённые масса при поступательном движении звена приведения определяется по формуле

$$m_{пр} = \sum \left[m_i \left(\frac{v_i}{v_A} \right)^2 + J_i \left(\frac{\omega_i}{v_A} \right)^2 \right], \tag{5.9}$$

а при вращательном движении звена приведения – по формуле

$$J_{пр} = \sum \left[m_i \left(\frac{v_i}{\omega} \right)^2 + J_i \left(\frac{\omega_i}{\omega} \right)^2 \right]. \tag{5.10}$$

Приведённые масса и момент инерции являются функциями положения звена приведения, т.е. их величина может меняться при изменении положения звена в процессе его движения.

5.3. Уравнение движения машины

Работу машины можно разбить на три периода (рис. 24):

1) период пуска (разгона) $t_п$;

2) период установившегося движения $t_у$;

3) период остановки (выбега) $t_о$.

Аналитическая зависимость между действующими на звенья силами и кинематическими параметрами движения называется уравнением движения.

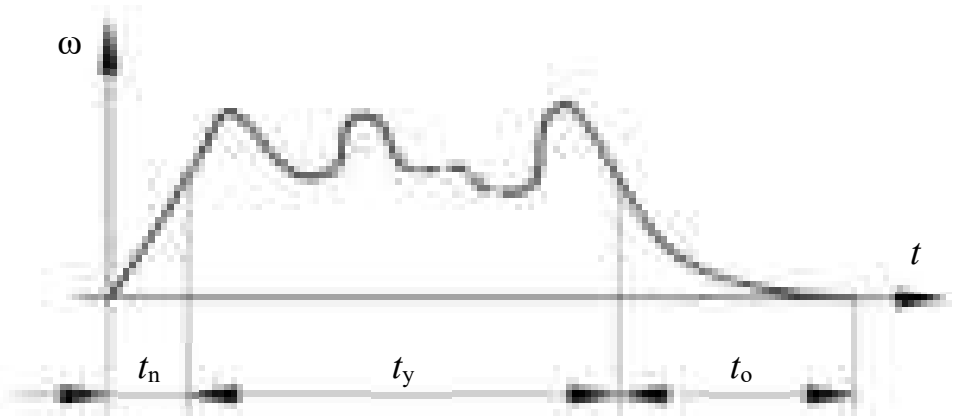


Рис. 24. Периоды работы машины

Это уравнение в общем случае имеет вид

$$\Delta E = E - E_0 = A_д - A_с, \tag{5.11}$$

где ΔE – изменение кинетической энергии за рассматриваемый промежуток времени; E и E_0 – величина кинетической энергии в конце и начале промежутка; $A_д$, $A_с$ – работа движущих сил и сил сопротивления.

В период пуска (разгона) $A_д > A_с$, т. е. происходит ускорение движения звеньев, движение является неустановившимся.

В период установившегося движения $A_д = A_с$, т. е. скорости звеньев в конечный и начальный моменты периода равны, и вся работа движущихся сил расходуется на преодоление сопротивлений.

В период остановки (выбега) $A_д < A_с$, движение продолжается некоторое время за счет накопленной кинетической энергии, поглощаемой силами сопротивления движению.

Уравнение движения может быть выражено в интегральной и дифференциальной форме, а для упрощения его решения исследование машины заменяют исследованием звена приведения, в котором изменение кинетической энергии равно

$$\Delta E_{пр} = A_д^{пр} - A_с^{пр}, \tag{5.12}$$

где суммарная работа действующих на звено приведения сил может быть выражена:

а) в интегральной форме:

$$A_{\text{д}}^{\text{пр}} - A_{\text{с}}^{\text{пр}} = \int F_{\text{пр}} ds \tag{5.13}$$

или

$$A_{\text{д}}^{\text{пр}} - A_{\text{с}}^{\text{пр}} = \int M_{\text{пр}} d\varphi, \tag{5.14}$$

где ds – элементарное перемещение точки приведения; $d\varphi$ – элементарный угол поворота звена приведения;

б) в дифференциальной форме:

$$d\Delta E_{\text{пр}} = d(A_{\text{д}}^{\text{пр}} - A_{\text{с}}^{\text{пр}}) = F_{\text{пр}} ds \tag{5.15}$$

или

$$d\Delta E_{\text{пр}} = d(A_{\text{д}}^{\text{пр}} - A_{\text{с}}^{\text{пр}}) = M_{\text{пр}} d\varphi. \tag{5.16}$$

Таким образом, уравнение движения машины приводится к тому или иному конкретному виду и решается графическим и графоаналитическим методами, а учитываемые силы и моменты сил, приведенные массы и моменты инерции могут быть как постоянными, так и переменными величинами, зависящими от того или иного фактора.

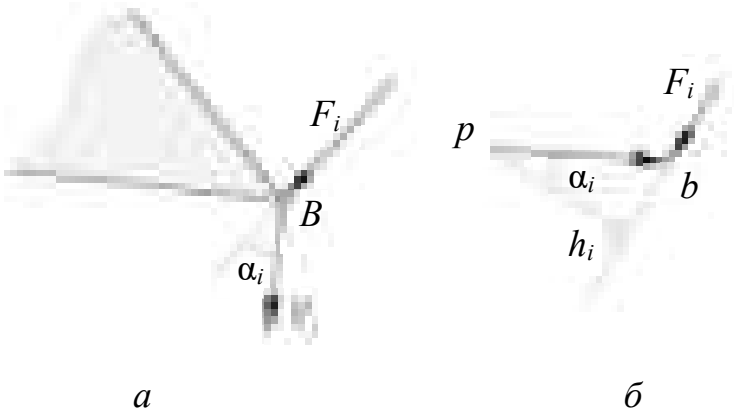
5.4. Понятие об уравновешивающей силе. Теорема Жуковского о жестком рычаге

Одним из способов определения приведенной силы $F_{\text{пр}}$ является способ, предложенный Н. Е. Жуковским. Уравнение, из которого может быть найдена $F_{\text{пр}}$, основано на равенстве мощностей (формула (5.2)).

Рассмотрим какое-либо звено механизма, в точке B которого приложена сила F_i под углом α_i к вектору скорости v_i этой точки (рис.25, *а*).

Мощность силы F_i равна

$$P_i = F_i v_i \cos\alpha_i. \tag{5.17}$$



а *б*

Рис. 25. Теорема Жуковского о жестком рычаге:
а – звено механизма; *б* – план скоростей

Если вектор скорости точки *B* (план скоростей) повернуть на 90° и силу F_i приложить к концу вектора (к точке *b*), сохранив ее направление, то момент этой силы относительно полюса p будет равен (рис. 25, *б*)

$$M_i = F_i h_i = F_i v_i \cos\alpha_i = P_i, \tag{5.18}$$

т.е. равен мощности силы F_i. Таким образом, F_i можно найти, повернув на 90° план скоростей и приложив к нему все внешние силы, включая силы инерции, в соответствующих точках и сохраняя их направления. Тогда из уравнения моментов такого рычага

$$F_{\text{пр}} h_{\text{пр}} = \Sigma F_i h_i \tag{5.19}$$

получим:

$$F_{\text{пр}} = \sum \frac{F_i h_i}{h_{\text{пр}}}, \tag{5.20}$$

где h_i и $h_{\text{пр}}$ – кратчайшие расстояния от полюса плана скоростей до линий действия *i*-ой и приведенной сил.

Повернутый на 90° план скоростей с приложенными к нему силами называется жестким рычагом Жуковского.

Величина $F_{\text{пр}}$ или $M_{\text{пр}}$ зависит от положения механизма, поэтому можно построить диаграмму, например, $F_{\text{пр}}(\varphi)$, являющуюся функцией положения звена приведения. Для этого необходимо последовательно определить

значения $F_{пр}$ методом рычага Жуковского для целого ряда положений механизма в пределах цикла ($F_{1пр}$, $F_{2пр}$, …) и отложить их на диаграмме (рис. 26).

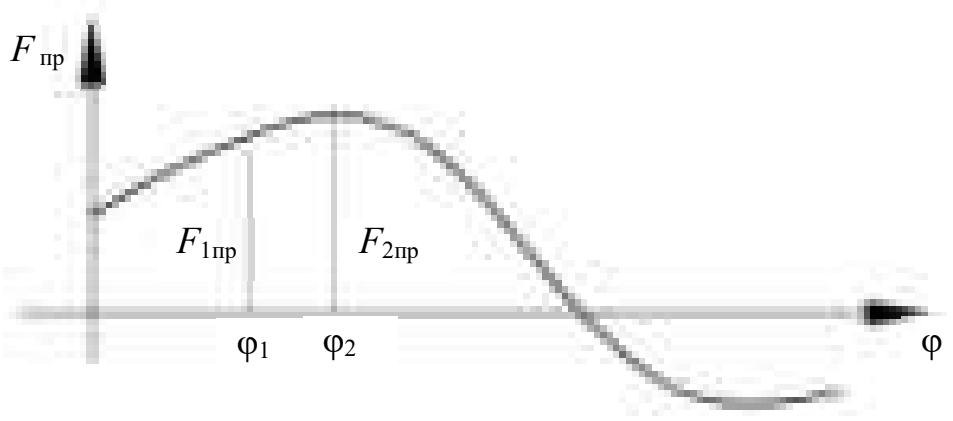


Рис. 26. Диаграмма приведенной силы

Приведенная сила $F_{пр}$ или момент $M_{пр}$ характеризуют реакцию механизма на движение его входного звена по определенному закону, задаваемому двигателем. Сила или момент, равные по величине приведенной силе или моменту, но противоположные им по направлению, называется уравновешивающей силой $F_у$ или уравновешивающим моментом $M_у$. Эти сила или момент развиваются двигателем и обеспечивают заданное движение входного звена.

Если к рычагу Жуковского приложить все внешние силы, включая силы инерции, а также $F_у$, то его можно рассматривать в равновесии, из условия которого

$$F_у h_у + \Sigma F_i h_i = 0 \qquad (5.21)$$

можно определить неизвестную $F_у$, а также найти мощность двигателя $P_{дв}$, требуемую для получения заданного движения входного звена в заданном положении:

$$P_{дв} = F_у v_A \cos(F_у \hat{} v_A) = M_у \omega. \qquad (5.22)$$

5.5. Графоаналитический метод решения уравнения движения машины

Данный метод позволяет не только наглядно иллюстрировать связь между динамическими и кинематическими параметрами движения, но и решать практические задачи синтеза, например, задачу уменьшения неравномерности вращения звеньев.

В качестве примера рассмотрим построение так называемой диаграммы энергомасс. Эта диаграмма строится на основе графиков $J_{\text{пр}}(\varphi)$ и

$$\Delta E_{\text{пр}}(\varphi) = E_{\text{пр}}(\varphi) - E_{0\text{пр}}, \tag{5.23}$$

где $E_{\text{пр}0}$ – энергия звена приведения в начале цикла.

График $\Delta E_{\text{пр}}(\varphi)$ может быть получен путем графического интегрирования графика $M_{\text{пр}}(\varphi)$.

На рис. 27 показана последовательность построения диаграммы энергомасс в координатах $\Delta E_{\text{пр}}(J_{\text{пр}})$, которая при установившемся движении является замкнутой кривой и строится на базе диаграмм $\Delta E_{\text{пр}}(\varphi)$ и $J_{\text{пр}}(\varphi)$ путем исключения параметра φ (угла поворота звена приведения).

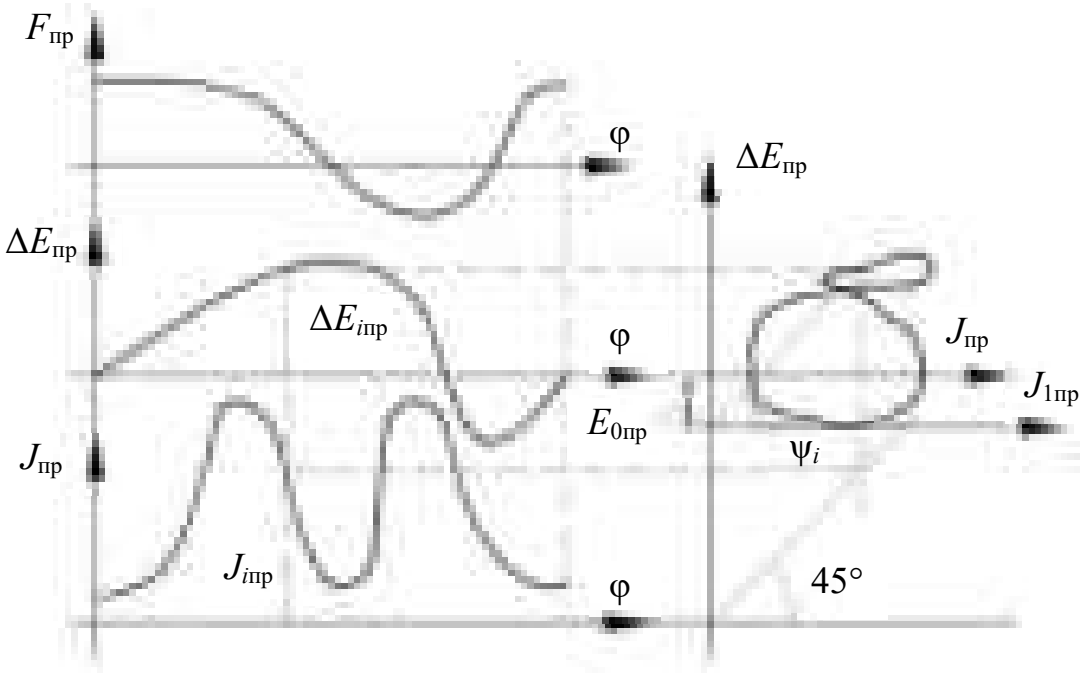


Рис. 27. Диаграмма энергомасс

Если известна угловая скорость вращения ω_0 звена приведения в начале цикла, то можно определить начальную кинетическую энергию:

$$E_{0\text{пр}} = \frac{J_{0\text{пр}}\omega_0^2}{2}. \tag{5.24}$$

Тогда диаграмму энергомасс можно рассматривать в координатах $\Delta E_{\text{пр}}(J_{1\text{пр}})$, где ось $J_{1\text{пр}}$ отстоит от первоначальной оси $J_{\text{пр}}$ на величину $E_{0\text{пр}}$ (рис. 27).

Так как

$$E_{\text{пр}} = \frac{J_{\text{пр}}\omega^2}{2}, \tag{5.25}$$

то

$$\omega^2 = \frac{2E_{\text{пр}}}{J_{\text{пр}}} = 2\frac{\mu_E}{\mu_J}\operatorname{tg}\psi, \tag{5.26}$$

где μ_E и μ_J – масштабные коэффициенты, используемые для построения диаграмм.

Таким образом, диаграмма энергомасс позволяет при установившемся движении определить угловую скорость ω звена приведения в любой момент времени, т. е.

$$\begin{aligned} \omega &= \sqrt{2\frac{\mu_E}{\mu_J}\operatorname{tg}\psi}, \\ \operatorname{tg}\psi &= \frac{\mu_J\omega^2}{2\mu_E}. \end{aligned} \tag{5.27}$$

5.6. Неравномерное движение машин. Маховики

Одним из режимов движения машины при совершении полезной работы является режим равномерного или установившегося движения.

При равномерном движении угловая скорость ω вала двигателя постоянна, а при установившемся движении она периодически изменяется

(рис. 28), причём степень неравномерности можно оценить коэффициентом неравномерности δ:

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_c}, \tag{5.28}$$

где ω_c – средняя угловая скорость за цикл:

$$\omega_c = \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2}. \tag{5.29}$$

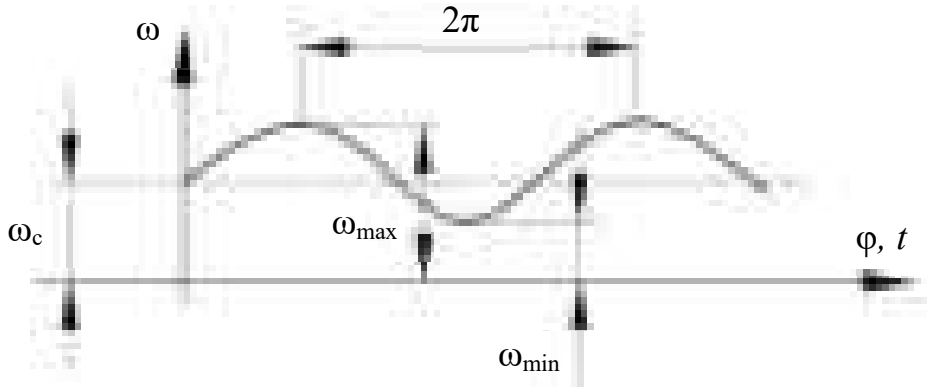


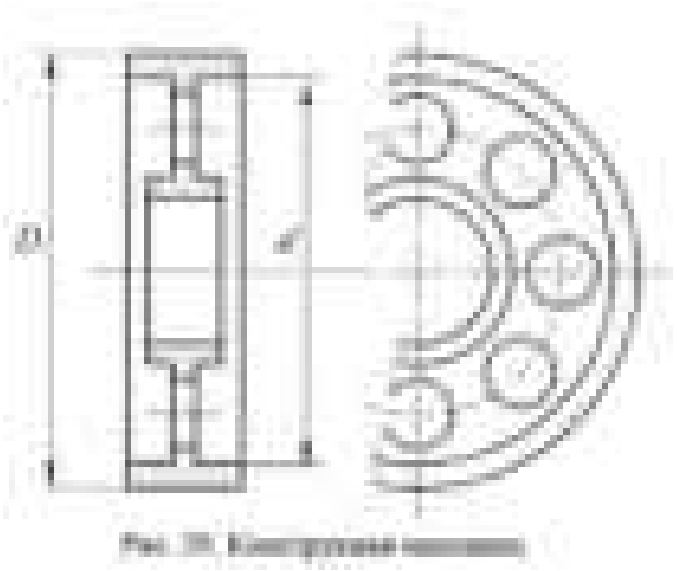
Рис. 28. Изменение угловой скорости ведущего звена

Неравномерность вредно сказывается на работе машин, т. к. вызывает дополнительные инерционные нагрузки, которые могут привести к поломке.

Практикой установлены значения δ, которые допустимы в различных условиях эксплуатации. Регулировать величину δ можно путем изменения величины момента инерции звена приведения, т. е. на быстро вращающийся вал закрепляется дополнительная масса, называемая маховиком.

При конструировании маховика стремятся к получению необходимого момента инерции маховика $J_м$ с наименьшим весом G и заданным диаметром D. Для этой цели маховик изготавливается в виде тяжелого обода, соединенного со втулкой тонким диском с отверстием или спицами (рис. 29). Приближенно $J_м$ можно определить по формуле:

$$J_м = G\frac{D^2 + d^2}{8g}, \tag{5.30}$$



где D, d – диаметры обода маховика; g – ускорение свободного падения.

5.7. Подбор момента инерции $J_м$ маховика по заданному коэффициенту неравномерности δ

Обычно требуется определить параметры маховика при заданных значениях ω_c и δ. Существуют различные методы определения $J_м$, наиболее точным из которых является метод Ф. Виттенбауэра, в соответствии с которым предварительно строится диаграмма энергомасс $\Delta E_{пр}(J_{пр})$.

Согласно этой диаграмме (рис. 30):

$$\omega^2_{max(min)} = 2\frac{\mu_E}{\mu_J}\operatorname{tg}\psi_{max(min)};$$

$$\operatorname{tg}\psi_{max(min)} = \frac{\omega^2_{max(min)}\mu_J}{2\mu_E}. \qquad (5.31)$$

С другой стороны, из уравнений (5.28), (5.29):

$$\omega_{max(min)} = \omega_c\left(1 \pm \frac{\delta}{2}\right). \qquad (5.32)$$

Таким образом, найдя ψ_{max}, ψ_{min} и проведя касательные к диаграмме энергомасс под этими углами к горизонтали (рис. 30), получим в точке их

пересечения начало новой системы координат с осями $E_{пр}$ и $J_{1пр}$, отстоящими от принятых ранее осей на искомую величину $J_м$ и $E_{0пр}$.

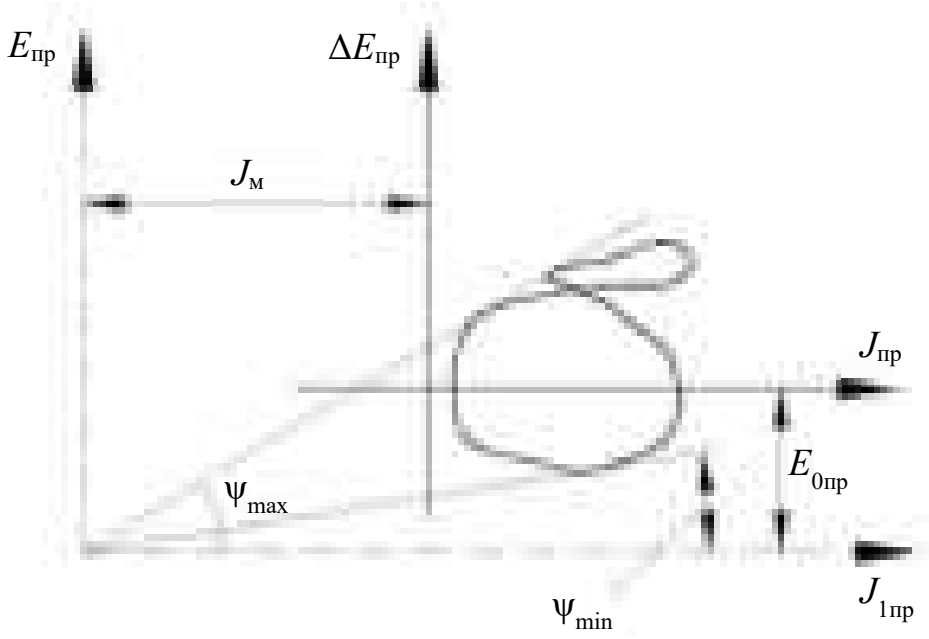


Рис. 30. Определение момента инерции маховика
по диаграмме Виттенбауэра

В целом последовательность определения $J_м$ включает следующие операции:

1) строится диаграмма $M_{пр}(\varphi)$ для установившегося движения;

2) строится диаграмма $\Delta E_{пр}(\varphi)$ путем графического интегрирования диаграммы $M_{пр}(\varphi)$;

3) строится график $J_{пр}(\varphi)$ и диаграмма энергомасс путем исключения параметра φ из графиков $\Delta E_{пр}(\varphi)$ и $J_{пр}(\varphi)$;

4) определяются углы ψ_{max}, ψ_{min}, после чего находится $J_м$ в новых координатах $E_{пр}$ и $J_{1пр}$ диаграммы $E_{пр}(J_{1пр})$.

5.8. Регулирование непериодических колебаний скорости движения машин

В процессе выполнения работы приходится регулировать скорость рабочего органа машины. Например, в стационарных двигателях необходимо

поддерживать скорость рабочего органа постоянной, а в двигателях транспортных машин эта скорость должна изменяться в широких пределах.

Из уравнения движения машины следует, что изменения скорости рабочего органа можно достигнуть за счет изменения разности работ движущих сил и сил сопротивления ($A_д - A_с$). Устройства, обеспечивающие изменения работы сил сопротивления применяются в виде тормозов, например, в транспортных машинах, которые снабжаются также и приспособлениями для одновременного разобщения двигателя с исполнительным механизмом.

Другим способом регулирования является изменение работы движущих сил путем воздействия на орган, подающий энергию к входному звену (поршню у двигателя внутреннего сгорания, лопаткам турбины и т. д.).

Регулирование может осуществляться либо человеком-оператором, либо автоматически – с помощью устройств, называемых регуляторами.

Одним из них является центробежный регулятор (рис. 31), приводимый во вращение валом двигателя *B*. Ползун *A* соединяется с органом, подводящим рабочее тело (пар, топливо и т. д.). Регулятор за счёт изменения сил инерции $F_и$, действующих на шары *C*, автоматически поддерживает угловую скорость вала двигателя постоянной, т. к. ее увеличение приводит к уменьшению подачи рабочего тела и наоборот.

5.9. Силовой расчет рычажных механизмов

Зная активные силы, действующие на звенья механизма и силы инерции этих звеньев, можно произвести его кинетостатический расчет, т.е. определить реакции в кинематических парах и уравновешивающую силу (момент) на входном звене, причем эта сила (момент) является движущей при совпадении ее направления с направлением движения входного звена или силой

(моментом) сопротивления, если ее направление противоположно этому движению.

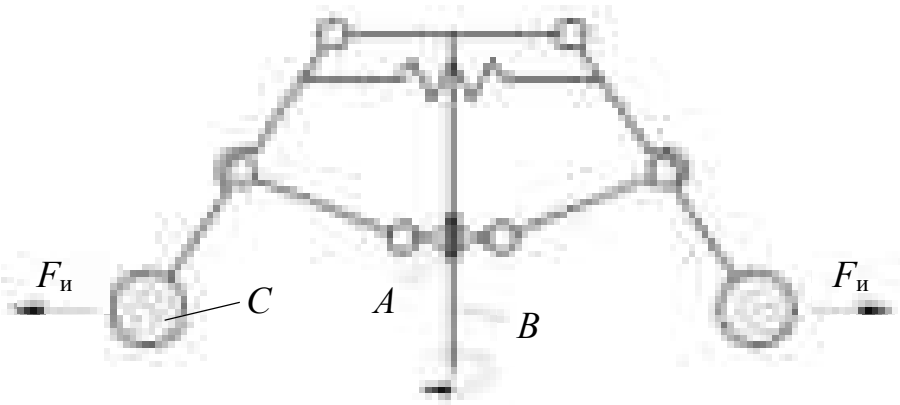


Рис. 31. Центробежный регулятор

При кинетостатическом расчете реакции в кинематических парах определяются путем статического расчета, который базируется на результатах кинематического анализа, включая ускорения, необходимые для определения сил (моментов) инерции.

При силовом расчете используется принцип Даламбера, позволяющий решение задачи динамики свести к статическому расчету (метод кинетостатики). Согласно этому принципу, приведение ускоренно движущейся системы в равновесие обеспечивается условным приложением к этой системе сил инерции. При этом неизвестные силы определяются из уравнений статики.

Силы взаимодействия между звеньями (реакции) можно считать направленными по нормали к контактирующим поверхностям, если расчет ведется без учета сил трения (рис. 32). Принято следующее обозначение реакций: R_{12} – реакция со стороны звена 1 на звено 2; R_{21} – реакция со стороны звена 2 на звено 1.

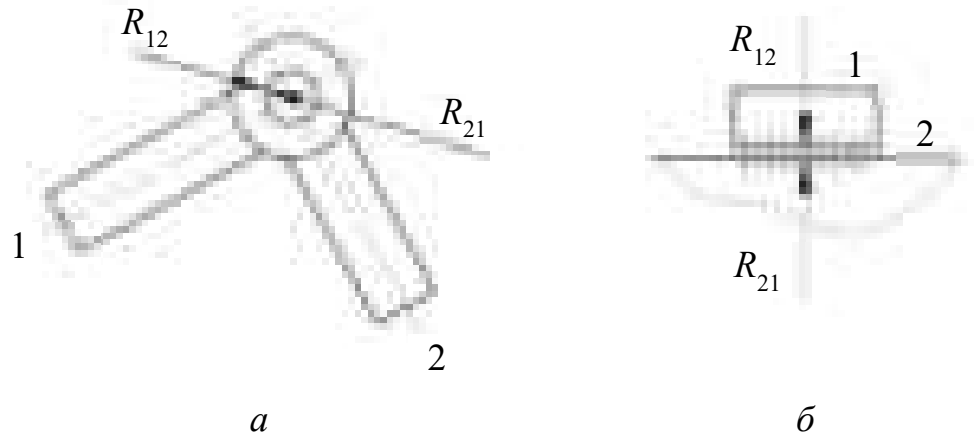


Рис. 32. Реакции в кинематических парах:
а – вращательной; *б* – поступательной

При графоаналитическом решении используется метод плана сил.

Механизм расчленяется на структурные группы Ассура и начальные звенья. Расчет ведется, начиная с последней структурной группы и заканчивается расчетом входного звена.

При расчете структурных групп к ним прикладываются все действующие силы, включая силы инерции и реакции отброшенных связей. Каждая из неизвестных реакций, при необходимости, может быть разложена на две составляющих по выбранным направлениям, например, вдоль оси звена (нормальная R^n) и перпендикулярно оси (тангенциальная R^τ). При равенстве числа уравнений статики числу неизвестных реакций их можно определить аналитически и графически, построив многоугольник (план) сил. Неизвестные определятся из условия замкнутости векторной суммы сил.

Рассмотрим примеры.

Пример 1. Двухповодковая группа с вращательными парами (рис. 33).

Составляющая R_{i1}^τ определяется из уравнения моментов для звена 1 относительно точки B: $\Sigma M_{B1} = 0$ (рис.33, *а*).

Составляющая R_{j2}^τ определяется из уравнения моментов для звена 2 относительно точки B: $\Sigma M_{B2} = 0$ (рис.33, *а*).

При отрицательных значениях реакций необходимо изменить их направления на противоположные.

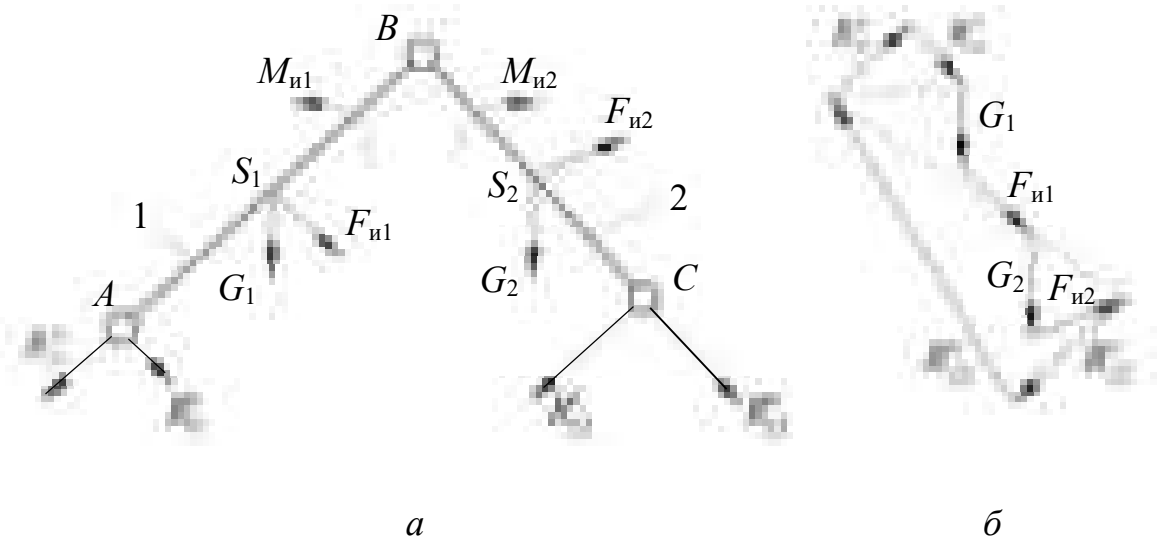


Рис. 33. Двухповодковая группа с вращательными парами:
а – план группы; *б* – план сил

Составляющие R_{i1}^{n}, R_{j2}^{n} определяются из плана сил (рис. 33, *б*), полученного на основе векторного уравнения $\Sigma\overline{F}_k = 0$, где $\overline{F}_k$ – силы, действующие на структурную группу, включая найденные составляющие реакций.

Пример 2. Двухповодковая группа шатун-ползун (рис. 34).

Реакция R_{j2} определяется из уравнения моментов $\Sigma M_A = 0$.

Реакция R_{i1} определяется непосредственно из плана сил (рис. 34, *б*) на основе векторного уравнения $\Sigma\overline{F}_k = 0$. Вычислять для этого составляющую R_{i1}^{τ} нет необходимости.

Пример 3. Двухповодковая группа кулиса-камень (рис. 35) при $G_2 \approx 0$.

Реакция R_{j2} определяется из уравнения моментов $\Sigma M_A = 0$.

Реакция R_{i1} определяется непосредственно из плана сил (рис. 34, *б*) на основе векторного уравнения $\Sigma\overline{F}_k = 0$ по аналогии с примером 2.

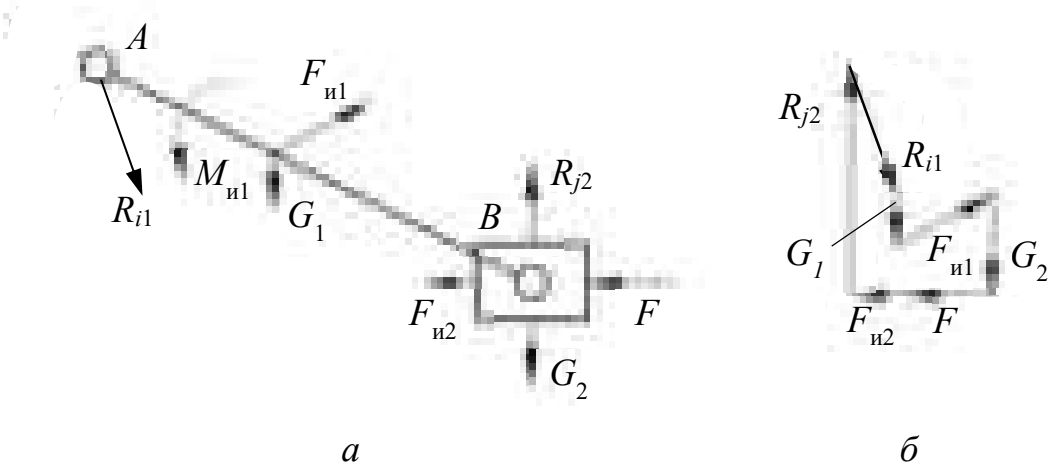


Рис. 34. Двухповодковая группа шатун-ползун:
а – план группы; *б* – план сил

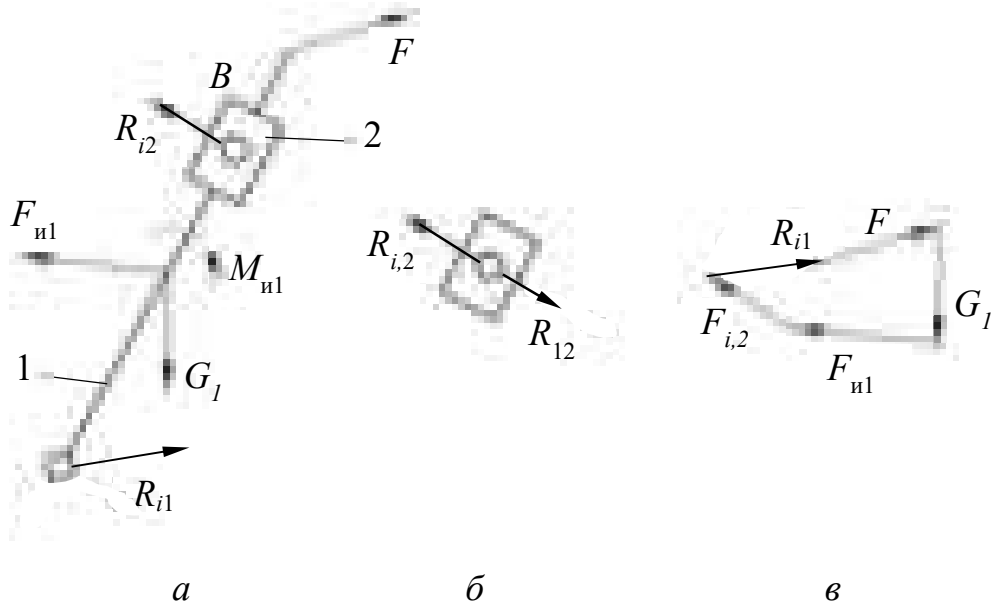
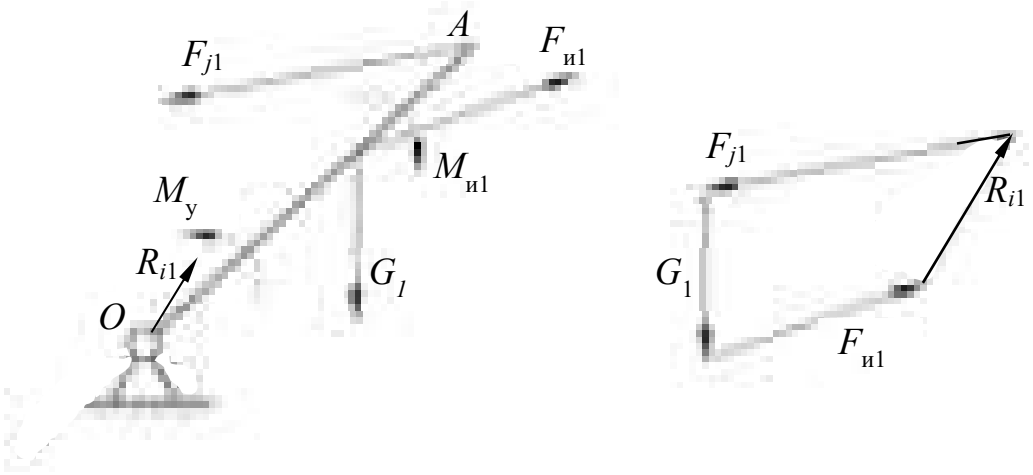


Рис. 35. Двухповодковая группа кулиса-камень:
а – план группы; *б* – силы на звене *B*; *в* – план сил

Особенность расчета данной группы Ассура состоит в возможности некоторого упрощения вычислений в случае, когда весом камня 2 можно пренебречь. Тогда реакция R_{12} равна по модулю и противоположна реакции R_{j2} (рис. 35, *б*).

4. Входное звено – кривошип (рис. 36).

Уравновешивающий момент $M_{\text{у}}$ определяется из уравнения моментов $\Sigma M_O = 0$.



а *б*

Рис. 36. Входное звено – кривошип:
а – план звена; *б* – план сил

Реакция R_{i1} определяется непосредственно из плана сил (рис. 36, *б*) на основе векторного уравнения $\Sigma \overline{F}_k = 0$ по аналогии с примером 2.

6. СИНТЕЗ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

6.1. Постановка задачи, виды и способы синтеза

Задачи синтеза рычажных механизмов в общем случае являются сложными задачами оптимального проектирования, включающими этапы структурного, кинематического и динамического расчёта. Поэтому для упрощения решения рассматриваются частные задачи, в которых учитываются лишь некоторые (основные) условия проектирования.

В зависимости от исходных данных различают следующие виды синтеза:

– геометрический, когда заданы отдельные положения звеньев или траектории отдельных точек;

– кинематический, когда заданы некоторые скорости, ускорения или их соотношения;

– динамический, когда заданы действующие силы или наложены некоторые ограничения на динамические параметры.

К способам синтеза относятся:

а) опытный, когда экспериментальным путём подбираются размеры звеньев для реализации заданной траектории;

б) графический;

в) аналитический.

Возможны различные комбинации видов и способов синтеза, перечисленных выше.

6.2. Решение задач оптимального синтеза стержневых механизмов

При постановке задачи оптимального синтеза следует различать входные и выходные параметры.

Входные – это изначально заданные параметры (размеры звеньев, скорости, ускорения или их соотношения).

Выходные –это параметры, определяемые в результате решения задачи.

При синтезе необходимо учитывать ряд требований кинематического, конструктивного, технологического характера и т. д., среди которых одно, как правило, является главным, а остальные – второстепенными (дополнительными).

Если главное требование записать математически в виде функции $Z = f(x_1, x_2, ..., x_n)$, где $x_1, x_2, \ldots, x_n$ – выходные параметры, то такая функция называется *функцией цели* (целевой), при этом дополнительные условия, выраженные в виде $a_i \le g_i(x_1, x_2, ..., x_n) \le b_i$, называются ограничениями.

Задачей оптимального синтеза является обеспечение экстремального значения Z при соблюдении всех ограничений.

Например, выразив вес механизма в виде функции Z его параметров (длин звеньев), можно решать задачу минимизации Z при соблюдении условий его существования. К таким условиям относятся условия проворачивания кривошипа в шарнирном четырёхзвеннике, условие соблюдения заданного угла давления и ряд других.

При малом числе выходных параметров решение задачи оптимизации может быть получено в аналитической форме. В противном случае используются численные методы направленного, случайного или комбинированного поиска оптимальных решений.

6.3. Условия проворачиваемости кривошипа в шарнирном четырёхзвеннике

При проектировании (синтезе) механизма с ведущим звеном – кривошипом одним из учитываемых условий является проворачиваемость кривошипа. Данное условие иначе называется условием существования кривошипа.

Выполнение условия существования кривошипа обеспечивается определённым соотношением длин звеньев. Например, для того чтобы звено AB четырёхзвенника (рис. 37) могло стать кривошипом, оно должно последовательно пройти через два крайних положения.

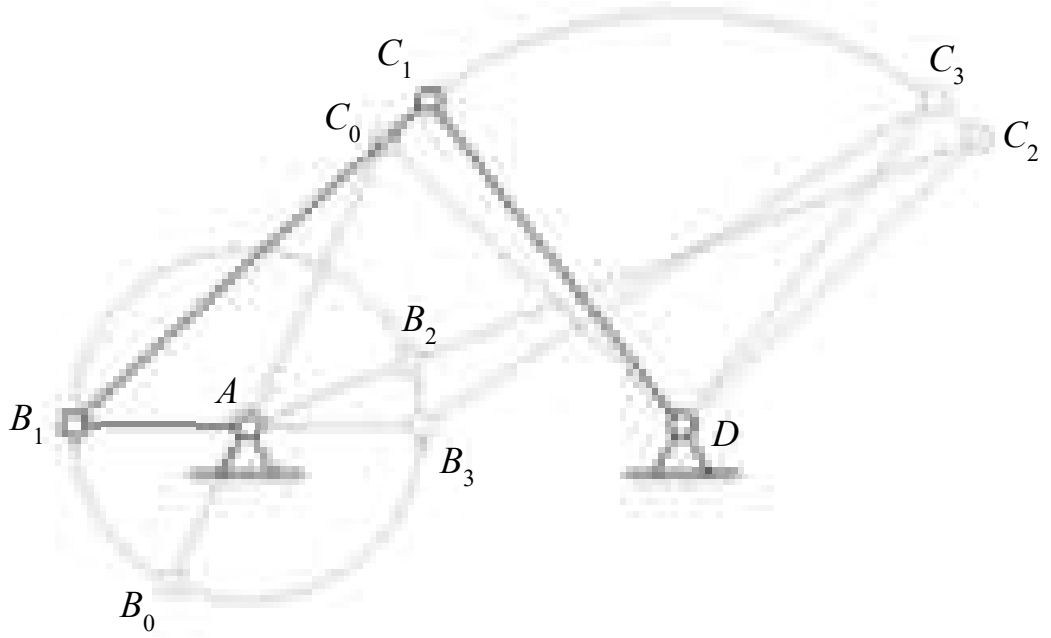


Рис. 37. Выполнение условия существования кривошипа

Используя три положения механизма, получим следующие условия для положений 1, 2, 3, предварительно обозначив длины звеньев $l_{AB} = a$; $l_{BC} = b$; $l_{CD} = c$; $l_{AD} = d$:

а) $a + d < b + c$ – положение 1;

б) $a + b < d + c$ – положение 2;

в) $c < b + d - a$ или $a + c < b + d$ – положение 3;

то есть сумма длин кривошипа и любого другого звена меньше суммы остальных звеньев.

Сложим попарно полученные неравенства и получим: $a < c$; $a < d$; $a < b$, то есть кривошип является самым коротким звеном.

А если данные условия не выполняются, то механизм будет либо двухкривошипным, либо двухкоромысловым. Эти условия используются при геометрическом синтезе.

6.4. Учёт углов давления в стержневых механизмах

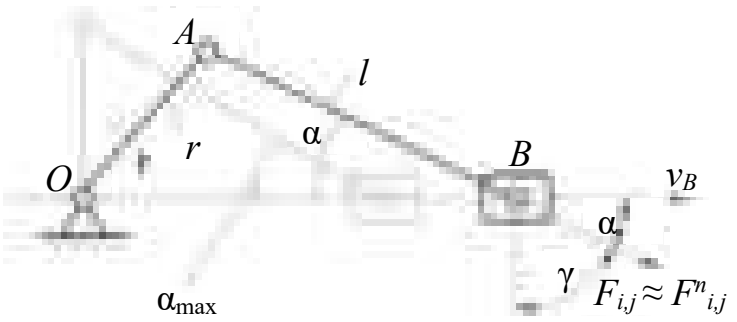


Рис. 38. Углы давления в стрежневом механизме

Углы давления во многом определяют условия работы механизма. Угол давления (например, угол α на рис. 38) измеряется между вектором силы и вектором скорости в точке её приложения и влияет на трение и износ в кинематических парах.

Поэтому максимальные значения углов давления при синтезе механизмов ограничивают допустимыми значениями [α] для исключения возможности заклинивания и предотвращения снижения КПД. Для упрощения расчётов, связанных с определением углов давления, обычно пренебрегают тангенциальными составляющими реакций, что позволяет находить наихудшие положения с точки зрения риска заклинивания и назначать длины звеньев l_{min}, обеспечивающие приемлемые условия работы при заданном [α], т. е. при выполнении условия $\alpha_{max} \leq [\alpha]$.

Углы $\gamma = 90° - \alpha$ называются углами передачи и ограничиваются при проектировании величиной γ_{min}.

6.5. Синтез четырёхзвенника по трём заданным положениям шатуна

Так как точки B и C шарнирного четырёхзвенника описывают дуги окружностей (рис. 39), то, проведя перпендикуляры через середины хорд, соединяющих концы шатуна в трёх положениях, получим центры вращения звеньев *AB* и *CD* (точки *A* и *D*). Вид синтеза – геометрический; способ синтеза – графический.

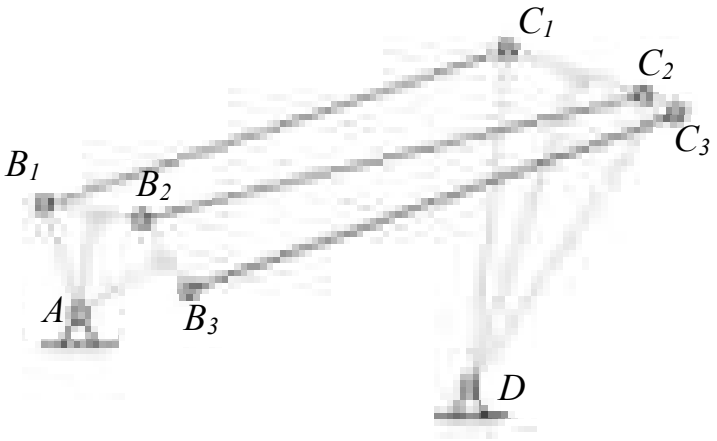


Рис. 39. Синтез четырёхзвенника

6.6. Синтез кривошипно-кулисного механизма по заданному коэффициенту изменения скорости хода

Схема кривошипно-кулисного механизма показана на рис. 40.

Одной из кинематических характеристик стержневого механизма может служить коэффициент изменения скорости хода k_v, представляющий собой отношение средней скорости холостого хода $v_{\text{х.х}}$ к средней скорости рабочего хода $v_{\text{р.х}}$.

При равномерном движении кривошипа коэффициент k_v равен

$$k_v = \frac{v_{\text{х.х}}}{v_{\text{р.х}}} = \frac{s}{t_{\text{х.х}}} \cdot \frac{t_{\text{р.х}}}{s} = \frac{180° + \theta}{\omega} \cdot \frac{\omega}{180° - \theta} = \frac{180° + \theta}{180° - \theta}, \qquad (6.1)$$

где s – ход ползуна; $t_{\text{р.х}}$ и $t_{\text{х.х}}$ – время рабочего и холостого хода; ω – угловая скорость кривошипа; θ – угол размаха кулисы.

При заданном V k можно определить или наоборот. Используя дополнительные конструктивные соображения, можно определить размеры всех звеньев механизма.

Вид синтеза – кинематический; способ – графоаналитический.

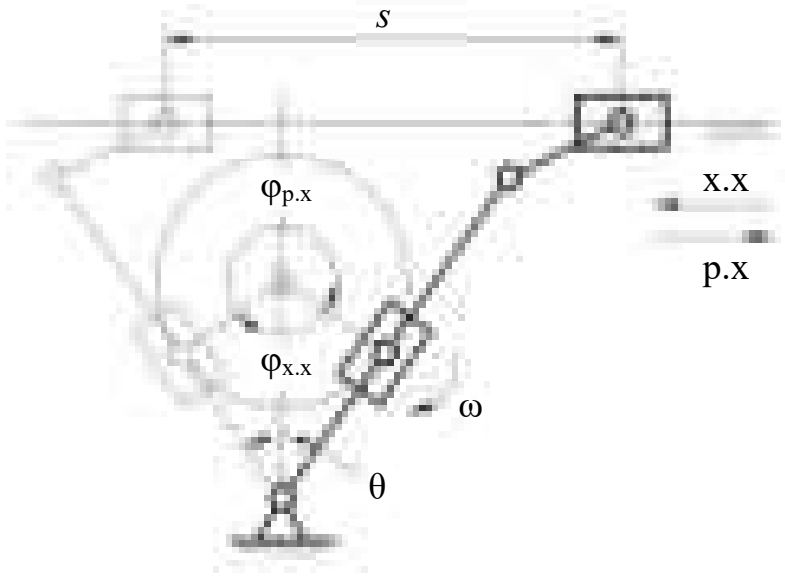


Рис. 40. Синтез кривошипно-кулисного механизма

6.7. Синтез кривошипно-ползунного механизма по некоторым заданным размерам

Кривошипно-ползунный механизм характеризуется пятью параметрами: a, φ_1, φ_2, $r = l_{OA}$, $l = l_{AB}$ (рис. 41), при этом можно записать два аналитических выражения, связывающие эти параметры:

$$\begin{aligned} \sin\varphi_1 &= \frac{a}{l+r}; \\ \sin\varphi_2 &= \frac{a}{l-r}. \end{aligned} \tag{6.2}$$

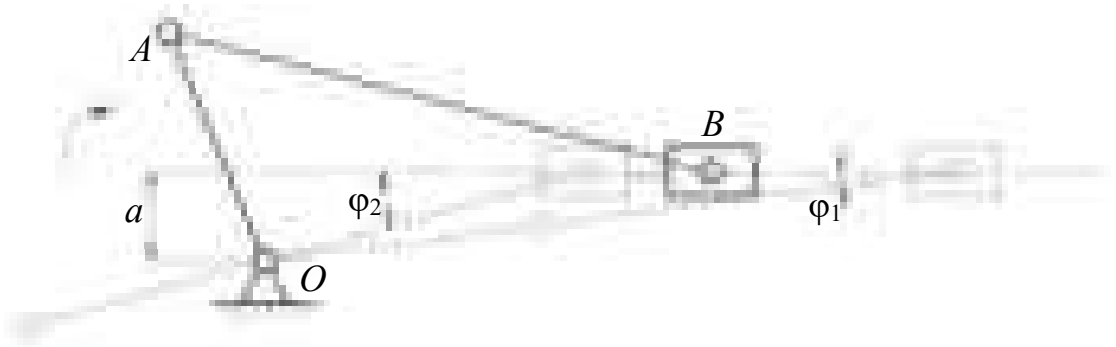


Рис. 41. Синтез кривошипно-ползунного механизма

Таким образом, задавая три параметра из пяти, можно определить два оставшихся из указанных выражений. Например, задав величины: a, φ_1 и φ_2, можно определить r и l.

Вид синтеза – геометрический; способ – аналитический.

6.8. Понятие о синтезе механизма по заданному закону движения выходного звена

Пусть задан закон движения ведомого звена (угла поворота коромысла обозначен ψ) в зависимости от угла поворота кривошипа φ, например, в четырёхшарнирном механизме (рис. 42).

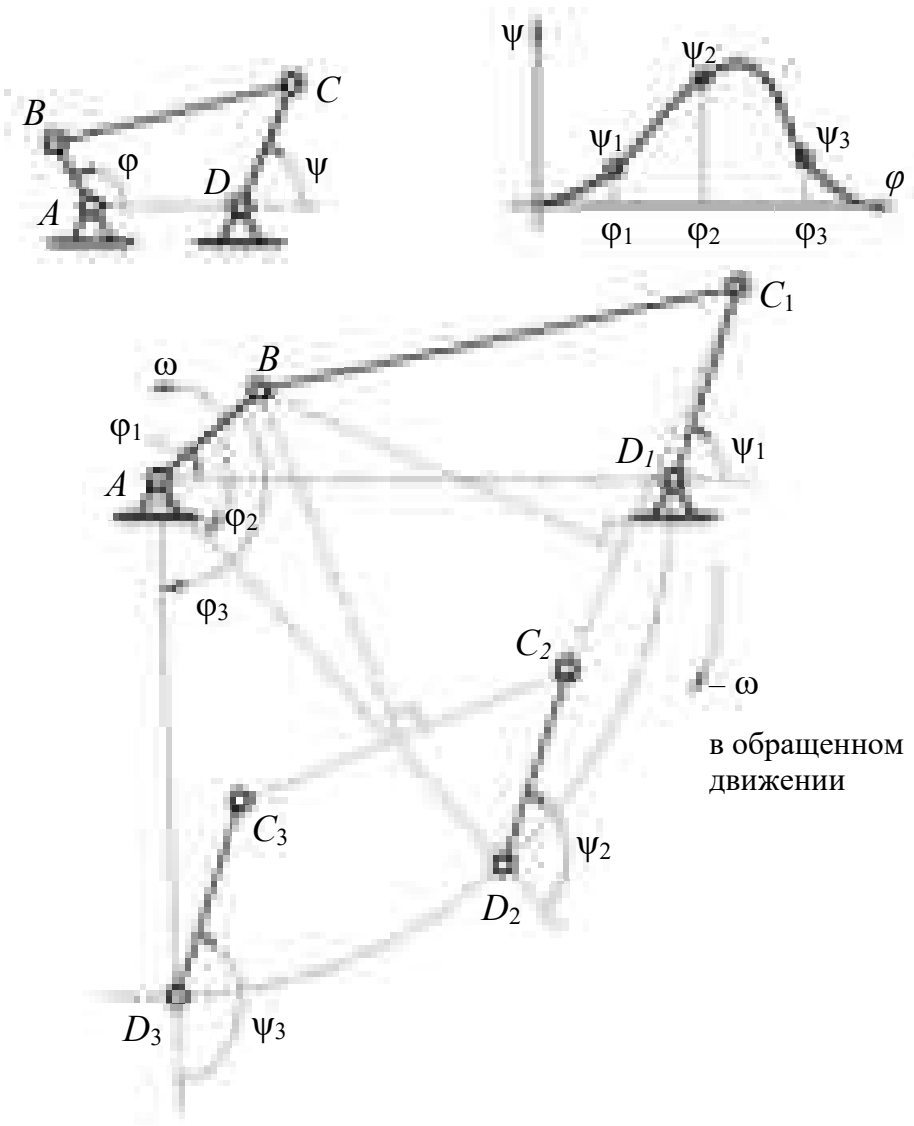


Рис. 42. Синтез механизма по заданному закону движения выходного звена

Приближенный синтез включает разбивку всего интервала по оси графика $\psi(\varphi)$ по оси абсцисс φ на участки, соответствующие трём произвольным значениям φ_1, φ_2, φ_3. Используется метод обращения движения, когда механизму условно задаётся движение, обратное кривошипу. Если заданы длина коромысла и межцентровое расстояние, то по трём положениям в обращённом движении можно найти размеры шатуна и кривошипа согласно рис. 42, где точку *B* находят как центр вращения точки *C* в обращённом движении.

Существует постановка задачи, когда отыскивается оптимальный закон движения с точки зрения различных параметров: скорости, ускорения, работы динамических сил и т. д.

6.9. Понятие о синтезе механизма по заданной траектории

Часто требуется спроектировать механизм с заданной траекторией движения ведомого звена. Например, четырёхшарнирный механизм стрелы портального крана позволяет перемещать груз горизонтально при вращении стрелы в вертикальной плоскости (рис. 43).

Синтез таких механизмов осуществляется графическими и аналитическими методами с использованием теории функций с наибольшим приближением к заданной траектории. В этой области имеются работы Чебышева, который первым предложил решение задачи для лямбдообразного прямила Чебышева, положенного в основу конструкции стрелы портального крана.

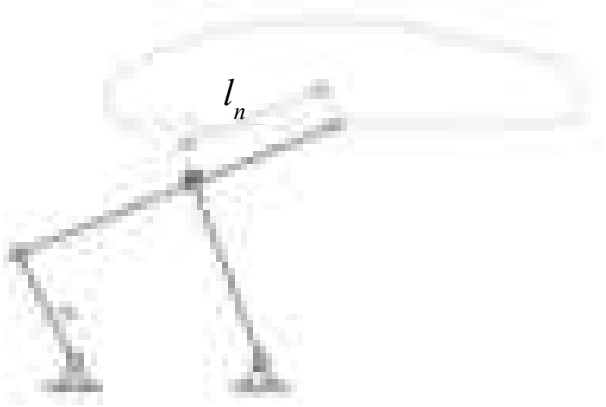


Рис. 43. Синтез механизма по заданной траектории

Искомыми параметрами являются длины звеньев, включая и l_n.

6.10. Общий порядок проектирования рычажного механизма

Процесс проектирования рычажного механизма включает следующие основные этапы:

1) производится синтез кинематической схемы (определяются длины звеньев по заданным условиям;

2) принимается упрощённый закон движения входного звена, определяются скорости и ускорения звеньев, производится приближённый силовой расчёт (определяются реакции в кинематических парах);

3) по найденным усилиям подбираются сечения звеньев и определяются их массы;

4) производится приведение сил и масс, подбор маховика и определение истинного закона движения звена приведения;

5) при найденном законе движения звена приведения находятся уточнённые значения скоростей и ускорений, определяются более точные величины реакций и производится проверка прочности и жёсткости звеньев. Размеры сечений и массы звеньев последовательно уточняются.

Иногда используют более простую последовательность, в которой расчёт ведётся при заданных длинах и массах звеньев, а также при упрощённом законе движения входного звена.

7. КУЛАЧКОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

7.1. Классификация кулачковых механизмов

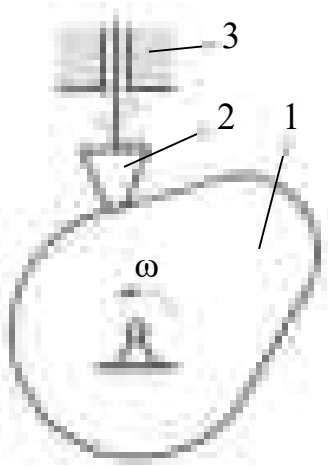


Рис. 44. Кулачковый механизм

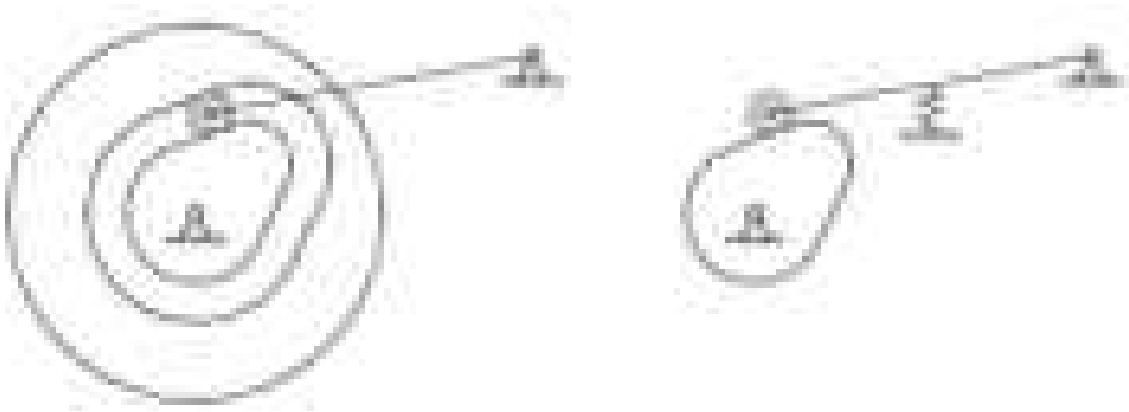
Кулачковые механизмы содержат хотя бы одну высшую кинематическую пару и состоят из кулачка 1, толкателя 2 и стойки 3 (рис. 44).

Степень подвижности такого механизма равна:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 = 1. \qquad (7.1)$$

Основными достоинствами кулачковых механизмов является возможность получения заранее заданного закона движения толкателя с помощью кулачка. К недостаткам следует отнести большое удельное давление в точке контакта кулачка с толкателем, а также сложность изготовления профиля кулачка.

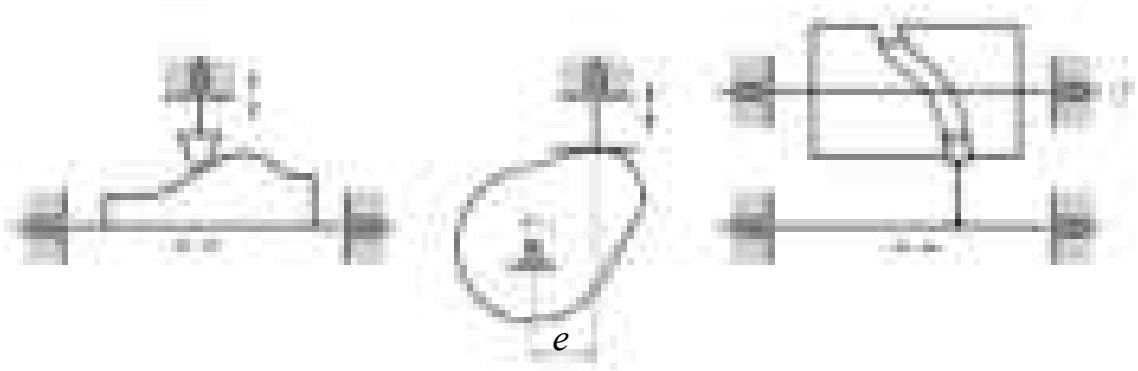
Постоянный контакт толкателя с кулачком обеспечивается с помощью кинематического (рис. 45, *а*) или силового замыкания (рис. 45, *б*).



а *б*

Рис. 45. Классификация кулачковых механизмов по типу контакта толкателя с кулачком: *а* – с кинематическим замыканием; *б* – с силовым замыканием

В зависимости от характера движения кулачка и толкателя возможно преобразование вращательного или поступательного движения кулачка во вращательное или поступательное движение толкателя (рис. 46). На рис. 46, *а* показан механизм с преобразованием поступательного движения в поступательное (плоский с тарельчатым толкателем); на рис. 46, *б* – с преобразованием вращательного движения в поступательное (плоский внеосный с плоским толкателем); на рис. 46, *в* – с преобразованием вращательного движения в поступательное (пространственный с роликовым толкателем).



а *б* *в*

Рис. 46. Классификация кулачковых механизмов

Кулачковые механизмы могут быть плоскими (рис. 46, *а*, *б*) и пространственными (рис. 46, *в*), осевыми ($e = 0$) и внеосными ($e \neq 0$), с плоским, тарельчатым или роликовым толкателем. Назначение ролика – уменьшение трения и износа в контакте толкателя с кулачком.

Кулачковые механизмы, как правило, используются в машинах автоматического или полуавтоматического действия и обеспечивают функции «жёсткого» управления выполняемого процесса.

7.2. Кинематический анализ кулачковых механизмов

Основной задачей кинематического анализа является определение перемещений, скоростей и ускорений толкателя при заданных схеме механизма и профиле кулачка. Решение этой задачи может быть осуществлено аналитическими и графическими методами, первый из которых более точен, но сложен, а второй – менее точен, но более прост.

Рассмотрим графический метод на примере осевого механизма с роликовым толкателем. Анализ начинается с построения планов механизма. При этом используется метод обращения движения, когда всему механизму условно задают вращение с угловой скоростью (– ω), обратной скорости кулачка (рис. 47). Тогда толкатель в обращённом движении будет двигаться вокруг неподвижного кулачка, а центр ролика опишет кривую, отстоящую от профиля кулачка на расстояние радиуса *r* ролика и называемую *эквидистантой*. Построение профиля кулачка называется *профилированием.*

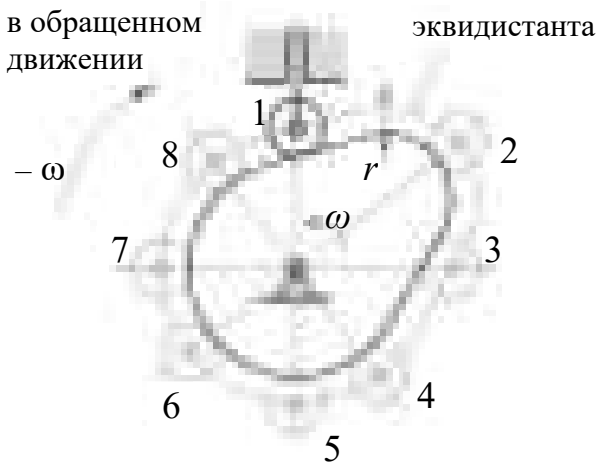


Рис. 47. Профилирование кулачка

Путь *s* любой точки толкателя при повороте кулачка на угол φ будет равен разности радиусов-векторов, соединяющих центр кулачка и соответствующие положения центра ролика.

На основе планов механизма можно построить диаграмму перемещений толкателя в координатах (*s*; φ) или (*s*; *t*), после чего определяются скорости *v*

(рис. 48) (аналоги скорости $\frac{ds}{d\varphi}$) и ускорения a (аналоги ускорения $\frac{d^2s}{d\varphi^2}$) путём графического дифференцирования графиков $s(\varphi)$, $s(t)$, $v(t)$, $\frac{ds}{d\varphi}(\varphi)$.



Рис. 48. Диаграмма перемещений толкателя

Движение толкателя имеет реверсивный характер за весь кинематический цикл, при этом наблюдаются четыре фазы движения толкателя (см. рис. 54), соответствующие четырём фазовым углам поворота кулачка: $\varphi_у$ – угол удаления (подъёма) толкателя; $\varphi_д$ – угол дальнего выстоя; $\varphi_в$ – угол возврата (опускания); $\varphi_б$ – угол ближнего выстоя.

С целью непосредственного определения скоростей и ускорений толкателя осуществляют условную замену высшей пары на низшую. Замена осуществляется так, что движение заменяемого механизма в момент замены соответствует движению заменяющего.

В общем случае мгновенный заменяющий механизм представляет шарнирный четырёхзвенник с подвижными шарнирами A и B, расположенными в центрах кривизны, контактирующих в точке Р профилей (рис. 49).

В частных случаях возможны различные варианты замены (рис. 50), при этом можно производить кинематический анализ кулачкового механизма как обычного стержневого.

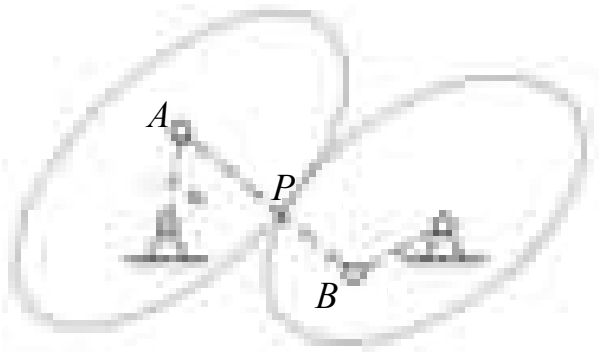


Рис. 49. Мгновенный заменяющий механизм

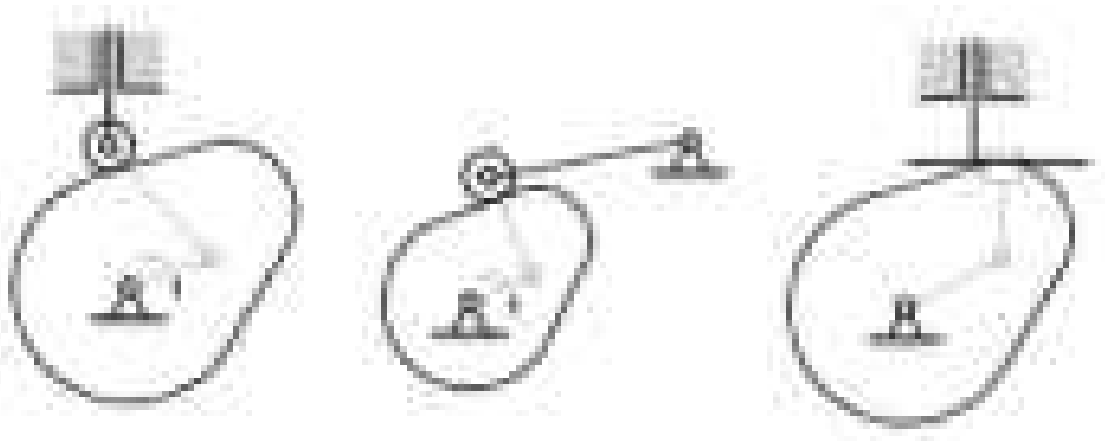


Рис. 50. Различные варианты замены кулачкового механизма

7.3. Некоторые вопросы динамического анализа кулачковых механизмов

Условия нормальной работы звеньев кулачкового механизма в существенной степени зависит от угла давления α между направлением усилия *F*, действующего на толкатель со стороны кулачка, и направлением скорости толкателя (рис. 51, *а*).

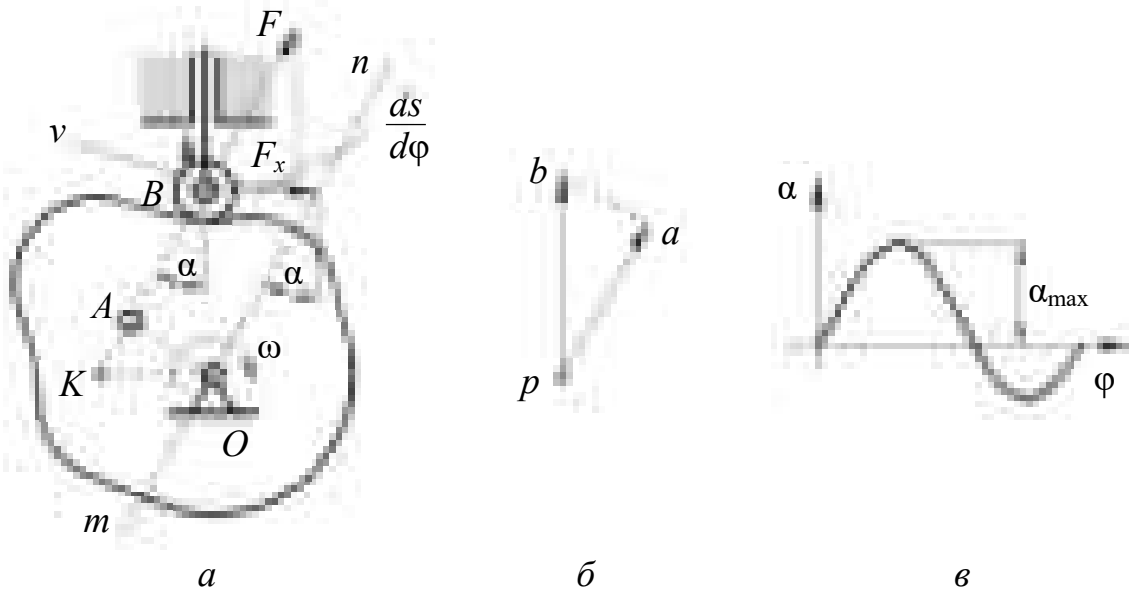
Угол давления – переменная величина, с увеличением которой возрастает опасность заклинивания механизма, т. к. увеличивается составляющая F_x, вызывающая трение в кинематических парах.

Обычно величину α_{max} ограничивают подбором размеров кулачка при условии, что

$$\alpha_{max} \le \begin{cases} 30° - \text{для механизмов с поступательным движением толкателя;} \\ 45° - \text{для механизмов с коромысловым толкателем.} \end{cases}$$

Рассмотрим задачу определения текущего угла α для любого положения механизма (рис. 51).

Построим заменяющий кривошипно-ползунный механизм *OAB*, где точка *A* совпадает с центром кривизны кулачка в точке его контакта с роликом (рис. 51, *а*).



а *б* *в*

Рис. 51. Динамический анализ кулачковых механизмов:
а – план положений; *б* – план скоростей заменяющего механизма; *в* – диаграмма изменения угла α

На рис. 51, *б* приведён план скоростей заменяющего механизма, где $\triangle pab \sim \triangle OAK$ (треугольники с взаимно перпендикулярными сторонами), поэтому

$$\frac{l_{OK}}{l_{OA}} = \frac{pb}{pa} = \frac{v_B}{v_A} = \frac{ds}{dt\omega l_{OA}} = \frac{ds}{dt} \cdot \frac{dt}{d\varphi l_{OA}}, \tag{7.2}$$

откуда

$$l_{OK} = \frac{ds}{d\varphi}. \tag{7.3}$$

Таким образом, отложив вектор $\frac{ds}{d\varphi}$ от точки *B* в направлении вектора скорости *v* толкателя, повёрнутого на 90° в сторону вращения кулачка, и проведя линию *mn* через точку *O* и конец вектора $\frac{ds}{d\varphi}$, получим угол α.

Можно решить обратную задачу, находя положение центра O вращения кулачка при заданных значениях α и $\frac{ds_1}{d\varphi}, \frac{ds_2}{d\varphi}$ для двух положений толкателя (рис. 52).

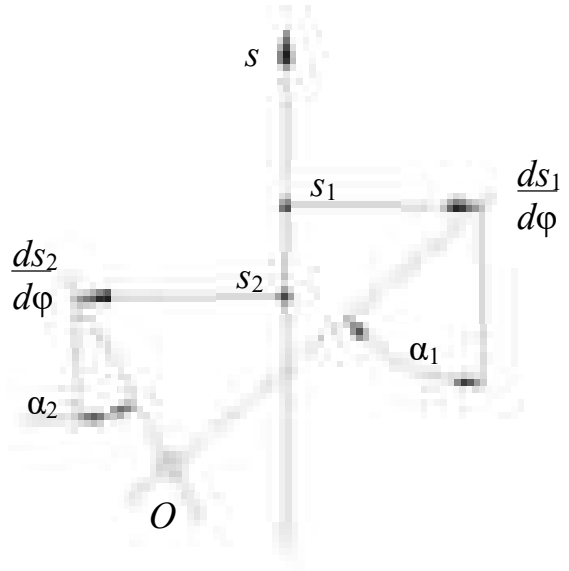


Рис. 52. Решение обратной задачи (нахождение положения центра вращения)

Из рис. 52 видно, что чем больших значений достигают углы давления α, тем меньшие габариты имеет механизм, но риск заклинивания при этом увеличивается.

7.4. Синтез кулачковых механизмов

7.4.1. Выбор закона движения толкателя

При проектировании кулачковых механизмов используются различные методы синтеза.

Если известен минимальный радиус (r_{min}) кулачка и закон его движения, то построение профиля – задача кинематического синтеза. Если r_{min} должен определяться с условием отсутствия заклинивания, то построение профиля – задача динамического синтеза.

Вопрос о выборе закона движения толкателя отпадает в случае, если он полностью определяется той операцией, которую толкатель осуществляет, т. е. является исходно заданным. Однако во многих случаях заданы лишь частичные перемещения, скорости или ускорения толкателя и необходимо подобрать какой-либо закон движения на недостающих участках.

Например, может быть задано максимальное и минимальное перемещение толкателя по двум участкам t_2 и t_4 (рис. 53) в виде графика $s(t)$, показанного основной линией. На остальных участках t_1 и t_3 закон движения следует выбрать.

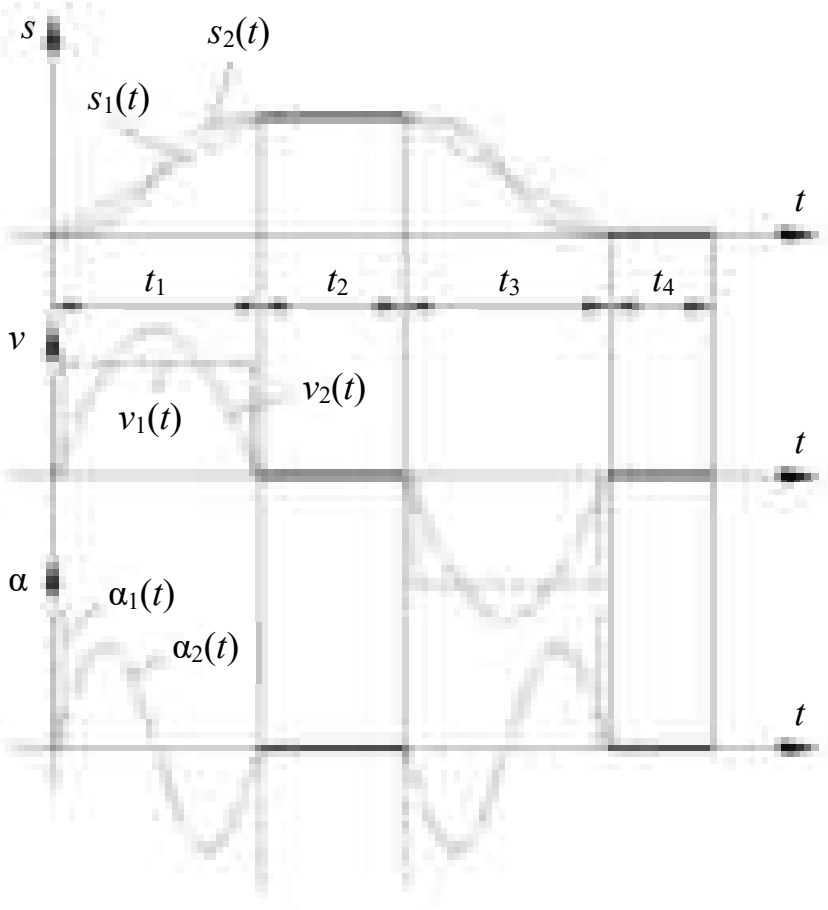


Рис. 53. Выбор закона движения толкателя

Из всех возможных законов движения необходимо выбирать оптимальный с точки зрения условий работы механизма. Одним из таких законов является синусоидальный закон $s_2(t)$, обеспечивающий плавную безударную работу механизма без резких изменений скорости и без больших значений ускорений, как, например, при выборе закона $s_1(t)$, где ускорения, а следовательно, силы инерции достигают больших величин, способных вызвать износ и поломку.

7.4.2. Профилирование кулачка

Рассмотрим графический метод получения профиля кулачка как задачу кинематического синтеза. В этом случае заданы схема кулачкового механизма, закон движения толкателя и r_{min} кулачка. Профилирование осуществляется на основе закона движения толкателя. В качестве примера рассмотрим профилирование кулачка в осевом механизме с поступательно движущимся толкателем.

Схема механизма, диаграмма движения толкателя и r_{min} кулачка даны (рис. 54).

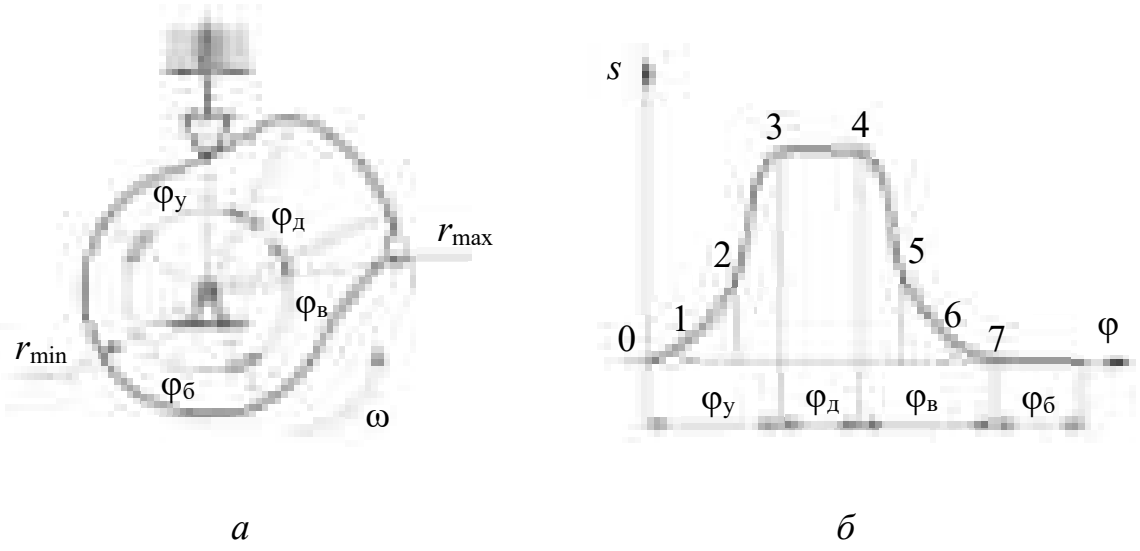


Рис. 54. Профилирование кулачка:
а – схема механизма; *б* – диаграмма движения толкателя

В начале размечаются основные размеры механизма в масштабе μ_l, а также фазовые углы, причём углы $\varphi_у$ и $\varphi_в$ делятся на ряд равных частей в соответствии с диаграммой (рис. 54, *б*). Строятся начальное, а затем ряд последующих положений толкателя в обращённом движении (рис. 55, *а*), и полученные точки соединяются плавной кривой.

В случае построения профиля кулачка для механизма с роликовым толкателем сначала строится эквидистанта (центровой профиль) как и в

предыдущем случае, а затем и сам рабочий профиль кулачка, отстоящий от эквидистанты на величину радиуса ролика $r_{рол}$ (рис. 55, *б*).

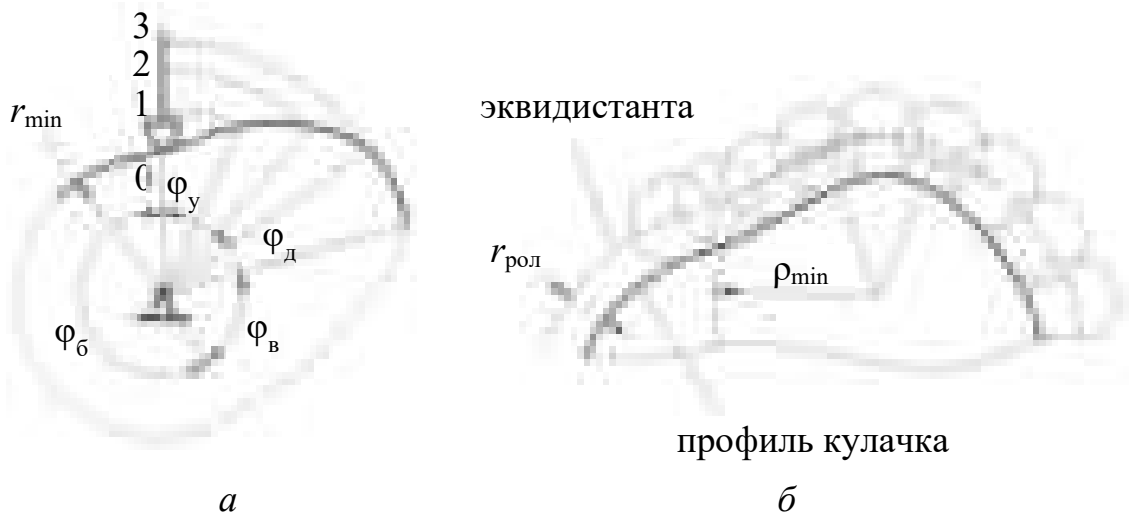


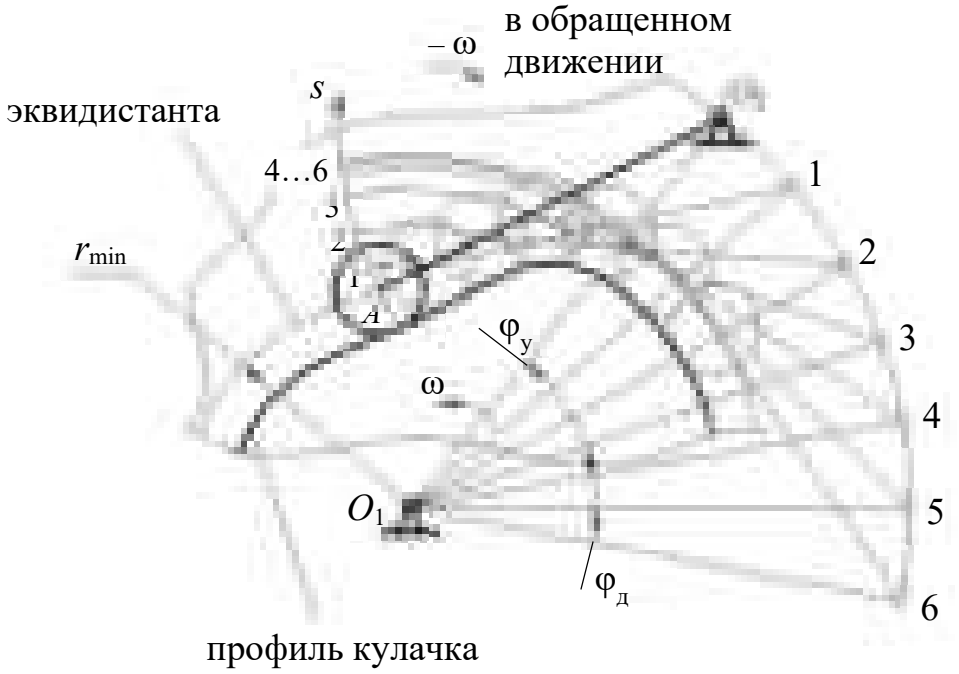
Рис. 55. Построение профиля кулачка:
а – ряд положений толкателя в обращенном движении; *б* – построение профиля кулачка для механизма с роликовым толкателем

Величина $r_{рол}$ выбирается из соотношения:

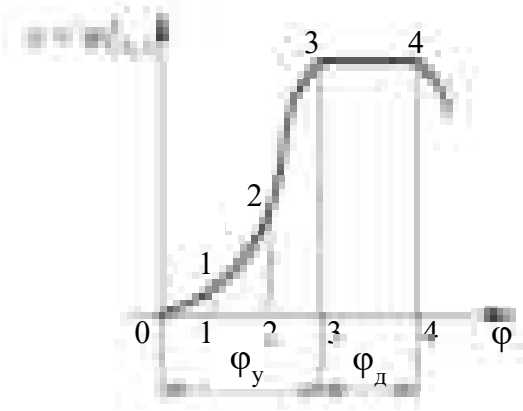
$$r_{рол} \le \min \begin{cases} 0{,}4 r_{min}; \\ 0{,}8 \rho_{min}, \end{cases} \qquad (7.4)$$

где ρ_{min} – минимальный радиус центрового профиля кулачка, который можно определить графически по трём точкам в месте наибольшей кривизны эквидистанты (рис. 55, *б*).

Профилирование кулачка механизма с коромысловым толкателем состоит из аналогичных операций, т. е. после разметки межцентровых расстояний строится ряд положений коромысла в обращённом движении (рис. 56, *а*) в соответствии с заданной диаграммой $s(\varphi)$, часть которой показана на рис. 56, *б*.



а



б

Рис. 56. Профилирование кулачка механизма с коромысловым толкателем:
а – ряд положений коромысла в обращенном движении; *б* – диаграмма движения коромысла

7.4.3. Динамический синтез кулачкового механизма

Задача динамического синтеза заключается в нахождении центра вращения кулачка при условии минимизации размеров механизма, когда заданы закон движения толкателя и предельно допустимый угол давления $\alpha_{доп}$. В конечном итоге задача состоит в определении r_{min} кулачка, после чего может быть выполнен кинематический синтез (профилирование).

Рассмотрим пример определения $r_{\min}$ кулачка для механизма с поступательно движущимся толкателем, когда заданы диаграммы перемещений $s(\varphi)$ и аналогов скоростей $\frac{ds}{d\varphi}(\varphi)$, которые должны быть вычерчены в едином масштабе $\mu_s = \mu_{\frac{ds}{d\varphi}} = \ldots$

Путём исключения параметра φ вычерчивается совмещённая диаграмма $s\left(\frac{ds}{d\varphi}\right)$, как показано на рис. 57.

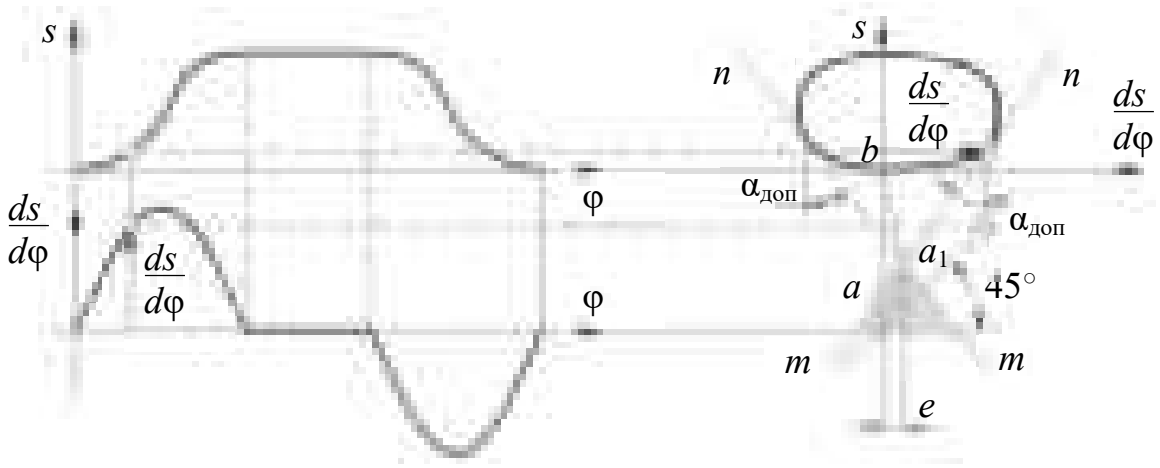


Рис. 57. Совмещенная диаграмма движения

Проведя касательные *mn* к диаграмме $s\left(\frac{ds}{d\varphi}\right)$ под углами $\varphi_{доп}$, как показано на рис. 57, получим точку a_1 на их пересечении. Тогда отрезок a_1b будет соответствовать в масштабе μ_s величине

$$r_{\min} = \mu_s \cdot (a_1 b) \tag{7.5}$$

для внеосного механизма со смещением оси толкателя $e \neq 0$ относительно центра вращения кулачка. Так как центр кулачка можно располагать в любой точке заштрихованной области, то при $e = 0$ получим

$$r = \mu_s \cdot (ab), \tag{7.6}$$

когда центр кулачка совпадает с осью толкателя.

Таким образом, габариты механизма уменьшаются при $e \neq 0$, т. к. центр кулачка приближается к точке b, а предельный угол давления $\varphi_{доп}$ остаётся неизменным.

Обычно при силовом замыкании такие построения делаются только для фазы удаления, т. к. на фазе возврата толкатель является ведущим звеном и заклинивания не происходит.

Для механизма с коромысловым толкателем построение совмещённой диаграммы $s\left(\frac{ds}{d\varphi}\right)$ производится в пределах заданного максимального угла размаха коромысла ψ_{max}. Причём отрезки, равные $\frac{ds}{d\varphi}$ откладываются в масштабе μ_l от траектории точки A коромысла по его оси в сторону вектора $\frac{ds}{d\varphi}$, повёрнутого на 90° в направлении вращения кулачка (рис. 58).

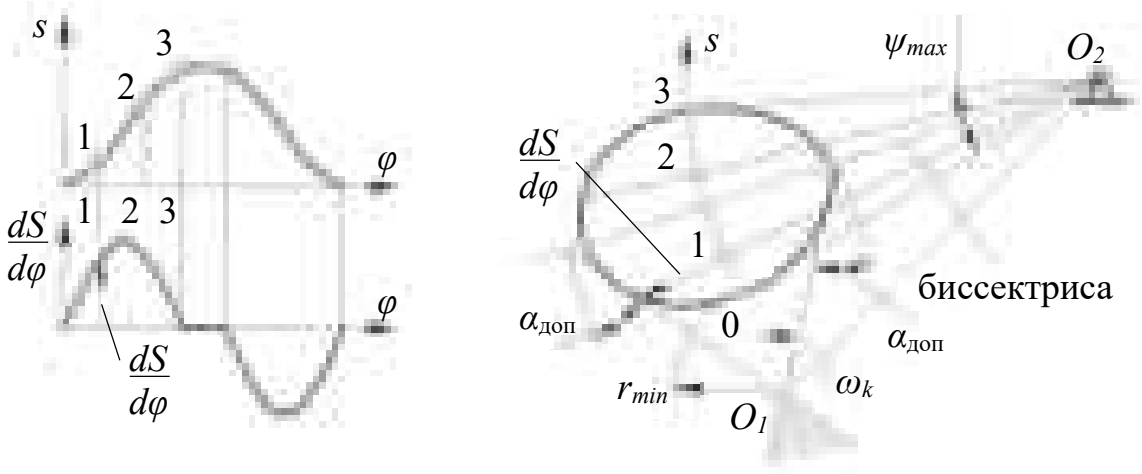


Рис. 58. Построение совмещенной диаграммы движения для механизма с коромысловым толкателем

Точки, полученные для нескольких положений коромысла, соединяют плавной кривой и строят допускаемую зону размещения центра вращения кулачка, которую приближённо можно получить, проведя касательные к диаграмме $s\left(\frac{ds}{d\varphi}\right)$ под углами $\alpha_{доп}$, образованными биссектрисой угла ψ_{max} и

перпендикулярами к ней (рис. 58, *б*). Выбранное положение центра O_1 в допускаемой (заштрихованной) зоне определяет величину $r_{\min}$ и межцентровое расстояние O_1O_2 между кулачком и коромыслом.

7.4.4. Аналитический способ синтеза кулачковых механизмов

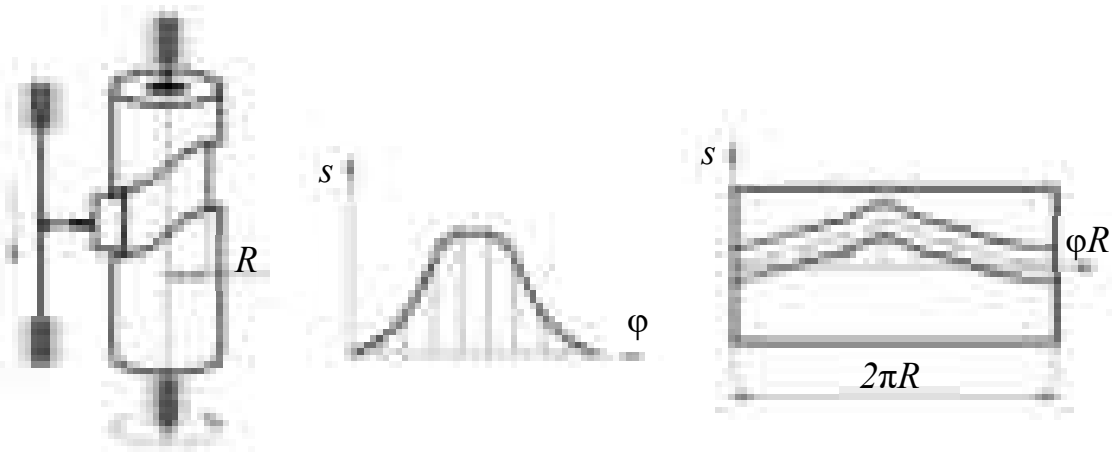
При аналитическом методе синтеза вместо диаграмм в графической форме используются аналитические зависимости $s(\varphi)$, $\frac{ds}{d\varphi}(\varphi)$ и т. д. Например, для осевого кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем профиль кулачка может быть представлен аналитической зависимостью вида

$$r = r_{\min} + s(\varphi). \qquad (7.7)$$

При заданном $r_{\min}$ и известной зависимости S(φ) можно получить профиль кулачка с любой заданной степенью точности.

7.4.5. Понятие о проектировании пространственных кулачковых механизмов

Распространённым методом синтеза пространственных механизмов является условная их замена плоским кулачковым механизмом. Тогда задача сводится к синтезу плоского механизма. Например, задача проектирования механизма с поступательно движущимся толкателем и вращающимся кулачком сводится при заданном законе $s(\varphi)$ к построению развёртки цилиндра, на которой по данным диаграммы строится теоретический и действительный профиль кулачка (рис. 59).



а *б* *в*

Рис. 59. Проектирование пространственного кулачкового механизма:
а – план механизма; *б* – диаграмма движения толкателя; *в* – развертка цилиндра

8. ФРИКЦИОННЫЕ И ЗУБЧАТЫЕ МЕХАНИЗМЫ

8.1. Общие сведения о передачах вращения

Фрикционные и зубчатые механизмы предназначены для передачи вращательного движения с одного вала на другой с помощью деталей типа диска в основном цилиндрической формы. При этом, как правило, меняется величина угловой скорости и передаваемого момента, а также их направление. Вал, от которого передаётся движение, называется ведущим, а вал, которому передаётся движение – ведомым.

Оси валов могут быть параллельными, пересекаться или скрещиваться под различными углами. В первом случае механизм является плоским, в остальных случаях механизмы пространственные.

Если в механизме имеются только ведущие и ведомые валы и отсутствуют промежуточные вращающиеся звенья, то механизм называется *передачей.* Передача вращения может осуществляться:

1) путём непосредственного соприкосновения двух дисков, жёстко связанных с ведущим и ведомым валами (фрикционная, червячная, зубчатая);

2) посредством промежуточных гибких тел, сцепляющихся с дисками, которые жёстко связаны с ведущим и ведомым валами (ременная, цепная, волновая).

Отношения угловых скоростей вращения обоих валов передачи называется *передаточным отношением* (*i*), которое характеризует процесс преобразования движения количественно.

Отношения угловой скорости ведущего вала к угловой скорости ведомого называется *передаточным числом* (*u*), которое определяет направление передачи энергии.

Величина *i* и *u* может меняться или оставаться постоянным за время одного оборота ведущего вала.

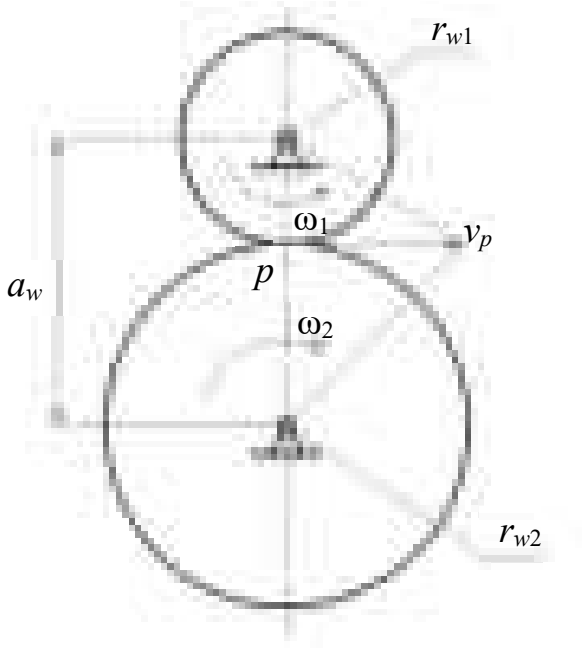


Рис. 60. Схема передачи вращения

Любую передачу можно схематично представить в виде двух начальных поверхностей, контактирующих между собой, а плоскую передачу – в виде двух начальных окружностей с радиусами r_{w1} и r_{w2}, перекатывающихся друг по другу без скольжения и контактирующих в полюсе p (рис. 60).

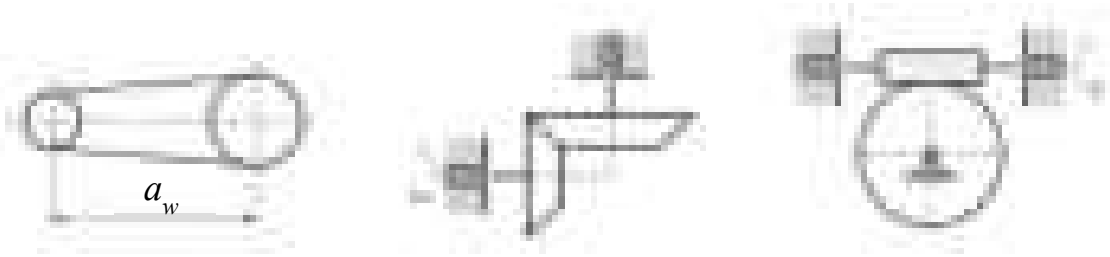
Тогда

$$v_p = r_{w1}\omega_1 = r_{w2}\omega_2, \qquad (8.1)$$

откуда следует выражение для передаточного отношения

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}}. \qquad (8.2)$$

Аналогично можно изобразить ременную или цепную передачи, а также пространственные передачи (рис. 61).



а *б* *в*

Рис. 61. Схематические обозначения различных типов передач:
а – ременная или цепная передача; *б* – коническая зубчатая передача;
в – червячная передача

8.2. Фрикционные передачи

Одной из наиболее простых и во многих случаях достаточно надёжной является фрикционная передача, состоящая в простейшем случае из двух колёс (роликов), закреплённых на ведущем и ведомом валах. Для передачи движения без скольжения необходимо приложить к одному из роликов силу Q, достаточную для возникновения трения в месте контакта (рис. 62), при этом касательная сила их сцепления равна по величине передаваемого окружному усилию.

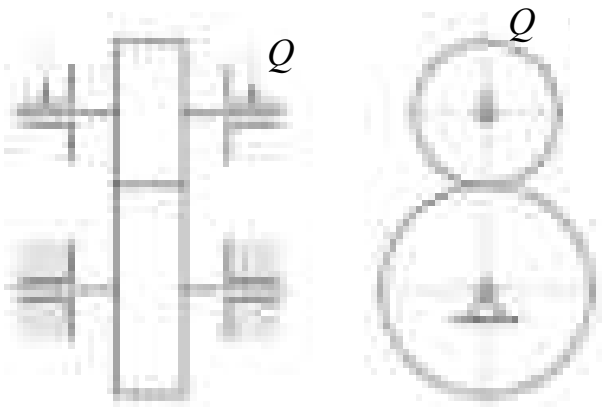
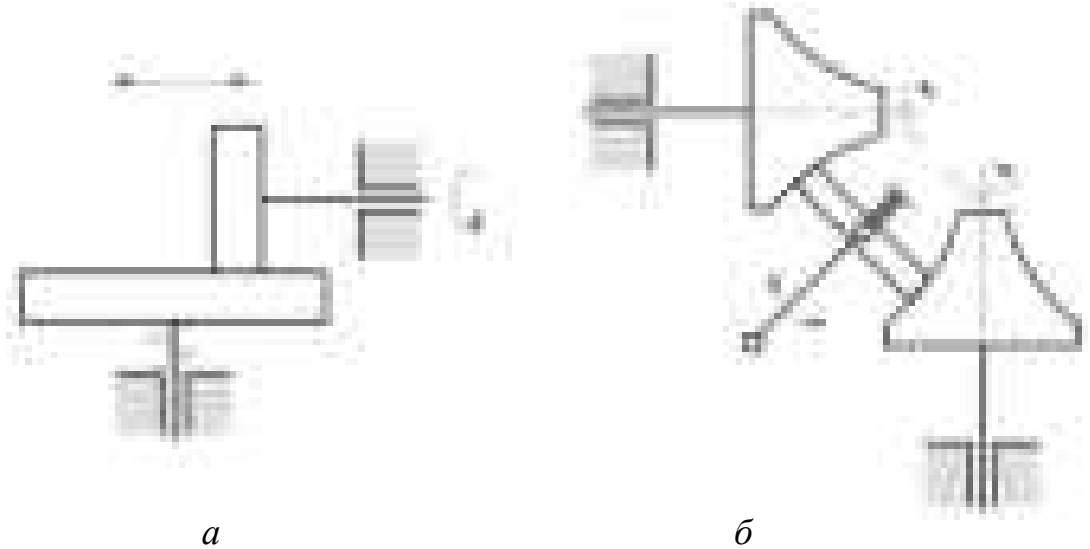


Рис. 62. Фрикционная передача

Фрикционные передачи могут быть с постоянным и переменным передаточным отношением. Передачи с переменным передаточным отношением называются *вариаторами* (рис. 64).



а *б*

Рис. 63. Вариаторы: *а* – лобовой; *б* – торовый

Достоинствами фрикционных передач являются: плавность и бесшумность в работе, простота конструкции, невозможность поломки при резком изменении крутящего момента на одном из валов благодаря возможности проскальзывания роликов, возможность бесступенчатого регулирования скоростей.

Недостатками являются: необходимость прижимного устройства, непостоянство передаточного отношения, невозможность передачи значительных крутящих моментов.

В связи с указанными недостатками фрикционные передачи не получили такого широкого распространения как зубчатые.

8.3. Зубчатые передачи. Виды и классификация

Зубчатые передачи осуществляют передачу вращательного движения с одного вала на другой с помощью цилиндрических, конических, червячных колёс, имеющих специально профилированные зубья, при этом зубчатые колёса могут иметь прямые, косые, спиральные, шевронные зубья и т.д. (рис. 64).



а *б* *в*

Рис. 64. Виды зубчатых колес:
а – цилиндрические колеса; *б* – конические колеса; *в* – червяк

При использовании колёс с непрямыми зубьями повышается плавность и бесшумность работы и увеличивается нагрузочная способность передачи.

В зубчатых передачах с пересекающимися осями в качестве начальных поверхностей используются усечённые конусы, вершины которых пересекаются в одной точке (рис. 65, *а*), а в передачах с перекрещивающимися

осями теоретическими начальными поверхностями являются гиперболоиды вращения (рис. 65, *б*). Такие передачи называются *гиперболоидными*.

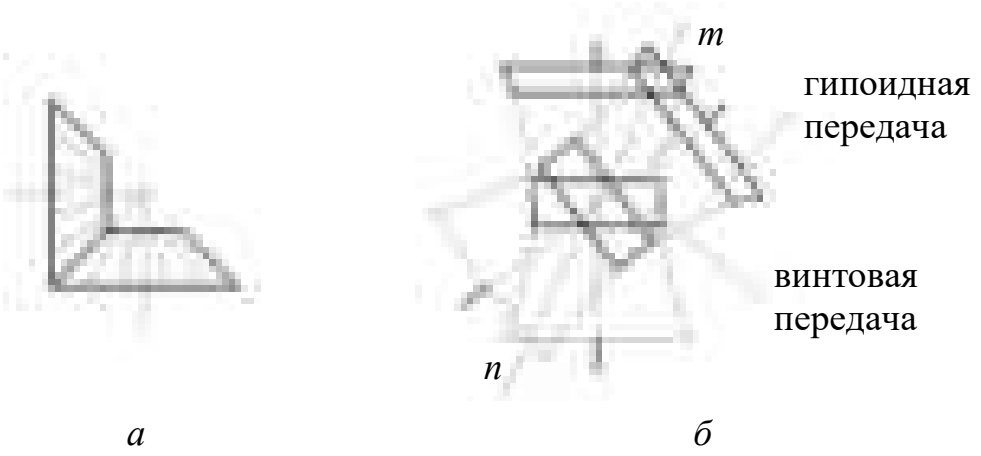


Рис. 65. Начальные плоскости зубчатых передач: *а* – зубчатая передача с пересекающимися осями; *б* – зубчатая передача с перекрещивающимися осями

При использовании колёс с непрямыми зубьями повышается плавность и бесшумность работы и увеличивается нагрузочная способность передачи.

В зубчатых передачах с пересекающимися осями в качестве начальных поверхностей используются усечённые конусы, вершины которых пересекаются в одной точке (рис. 65, *а*), а в передачах с перекрещивающимися осями теоретическими начальными поверхностями являются гиперболоиды вращения (рис. 65, *б*). Такие передачи называются *гиперболоидными*.

Контакт зубьев колёс в таких передачах происходит по прямолинейным образующим *mn*. В машиностроительной практике ограничиваются отдельными короткими частями гиперболоидов. Например, используя среднюю часть гиперболоидов, получают винтовую зубчатую передачу, а если использовать усечённые конусы, близкие по профилю к гиперболоидам в их широкой части, то получим так называемую *гипоидную передачу* (рис. 65, *б*).

Частным случаем винтовой передачи является червячная передача, в которой малое колесо называется *червяком*, а большое – *червячным колесом* (рис. 66).

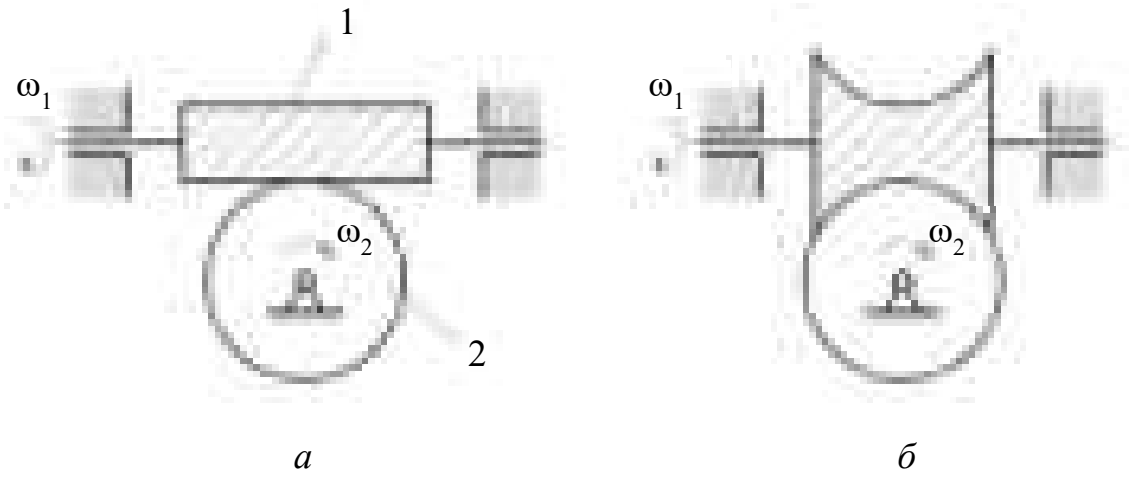


Рис. 66. Червячная передача:
а – передача с цилиндрическим червяком; *б* – передача с тороидным (глобоидным) червяком

Червячные передачи могут быть с одно и многозаходными червяками, при этом число заходов червяка равно числу его зубьев.

Червячные передачи позволяют обеспечить большое передаточное отношение при сравнительно малых габаритах вследствие малого числа z_1 зубьев (заходов) на червяке (обычно z_1 = 1; 2; 4). Однако коэффициент КПД передачи ниже, чем у цилиндрической.

Широко употребляются следующие значения передаточных отношений для зубчатой пары: 1…6 – для цилиндрических передач; 1…4 – для конических передач; 10…40 – для червячных передач.

По форме профиля зуба различают передачи *эвольвентные, циклоидные, цевочные*, а также *передачи с зацеплением Новикова*.

Наибольшее распространение получили эвольвентные передачи с профилем, предложенным Л. Эйлером в 1754 г. Преимуществом этого профиля является простота изготовления, достаточно высокая нагрузочная способность, малая чувствительность к неточностям межцентрового расстояния. Однако эвольвентный профиль удовлетворяет не всем требованиям, предъявляемым к современным зубчатым передачам. Так, например, в мощных передачах внешнего зацепления, где контактируют

выпуклые зубья с малыми радиусами кривизны профилей, происходит их быстрое разрушение из-за недостаточной контактной прочности. Одним из путей повышения контактной прочности является использование внутреннего зацепления, в котором профиль зуба одного из колёс вогнутый.

Другой путь – применение передач с зацеплением Новикова, где выпуклые профили зубьев одного из колёс, очерченные по дуге окружности, контактируют с вогнутыми профилями другого колеса. При этом нагрузочная способность передачи повышается в два – три раза по сравнению с эвольвентной, а также уменьшаются потери на трение.

Одной из интересных и перспективных передач является так называемая волновая передача (рис. 67), состоящая из жёсткого 1 и гибкого 2 зубчатых колёс, а также генератора волн 3 с роликами 4. При вращении генератора 3, благодаря разнице чисел зубьев жёсткого и гибкого колёс, приводится во вращение колесо 2, причём передаточное отношение может быть очень большим (i = 40...400). Изобретатель волновой передачи У. Массер (США, 1959 г.) указывал на возможность использования треугольного профиля зубьев.

К зубчатым передачам относятся передачи с некруглыми, секторными

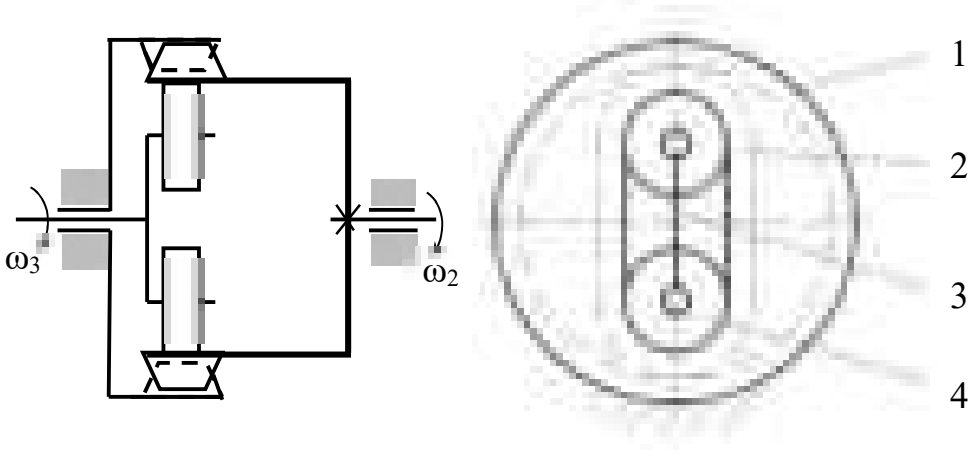


Рис. 67. Волновая передача

колёсами, колёсами, имеющими зубья на части обода и т. д.

Обычно в зубчатых передачах меньшее колесо называется *шестерней*.

Выбор той или иной передачи зависит от традиционной области её применения и конкретных функциональных особенностей механизма, в котором эта передача будет использована.

8.4. Основная теорема зацепления (теорема Виллиса)

Для постоянства передаточного отношения при зацеплении двух профилей зубьев необходимо, чтобы радиусы начальных окружностей зубчатых колёс, перекатывающихся друг по другу без скольжения, оставались неизменными. Если рассмотреть обращённое движение начальных окружностей (рис. 68, *а*), когда всей системе задана угловая скорость ($-\omega_2$), то второе колесо будет условно неподвижным и точка *p* является мгновенным центром относительного вращения колёс. Эта точка, называемая *полюсом зацепления*, где контактируют начальные окружности, делит межцентровое расстояние на отрезки, обратно пропорциональные угловым скоростям, т. к. при $r_w = const$

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{w1}}{r_{w2}} = const. \qquad (8.1)$$

Рассмотрим обращённое движение профилей зубьев зубчатых колёс (рис. 68).

Точка контакта зубьев (точка *k*), принадлежащая первому колесу, вращается вокруг точки *p*, которая будет мгновенным центром скоростей. Скорость $v_k \perp pk$ и совпадает с общей касательной к профилям в точке *k* при условии постоянства этого контакта. В противном случае постоянного контакта не будет, так как появится составляющая v_k'', и профили разомкнутся (рис. 69). Так как рассматривается произвольное положение зубьев, то можно сформулировать теорему.

Нормаль *n – n* к касающимся профилям зубьев, проведённая через точку их касания, делит межцентровое расстояние на части, обратно пропорциональные угловым скоростям.

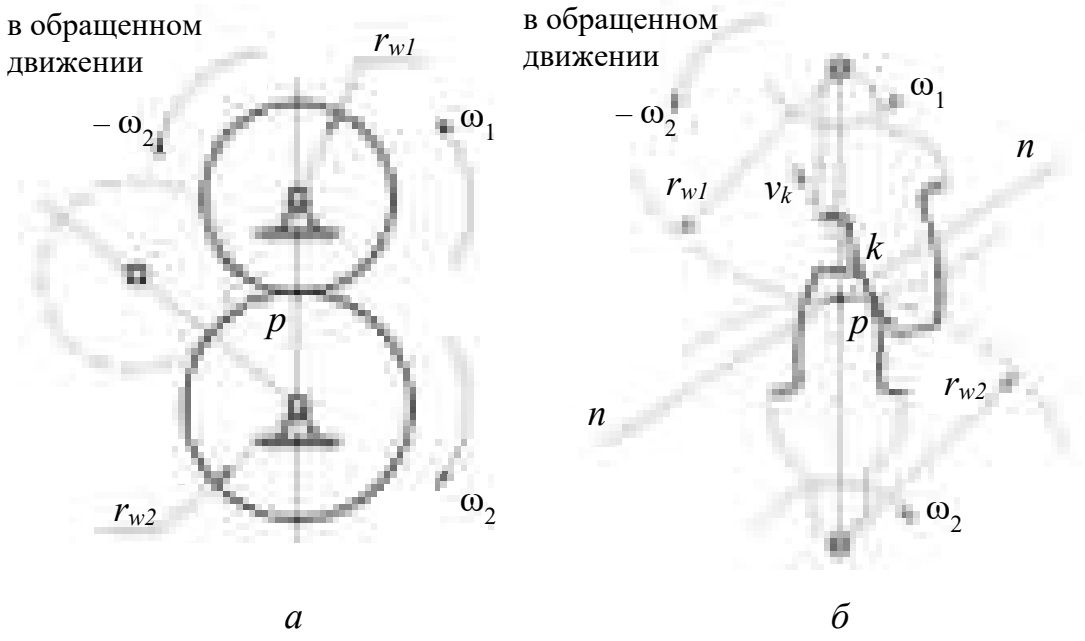


Рис. 68. Обращенное движение зубчатых колес:
а – обращенное движение зубчатых колес; *б* – обращенное движение профилей зубьев

Эта теорема, сформулированная Р. Виллисом в 1841 г., определяет основной закон зацепления профилей, которые не могут быть произвольными, а должны быть специально подобраны.

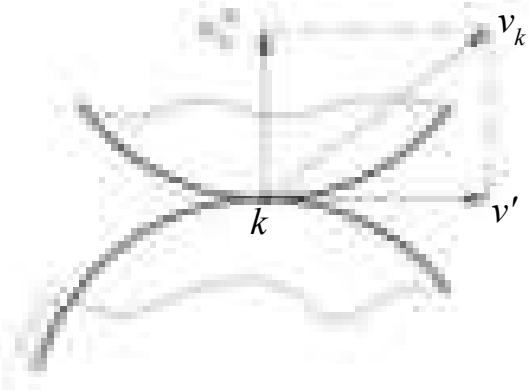


Рис. 69. Размыкание контакта в точке *k*

8.5. Эвольвента и её свойства

Наибольшее применение получили эвольвентные зубчатые передачи с профилем зубьев, очерченным по эвольвенте (рис. 70).

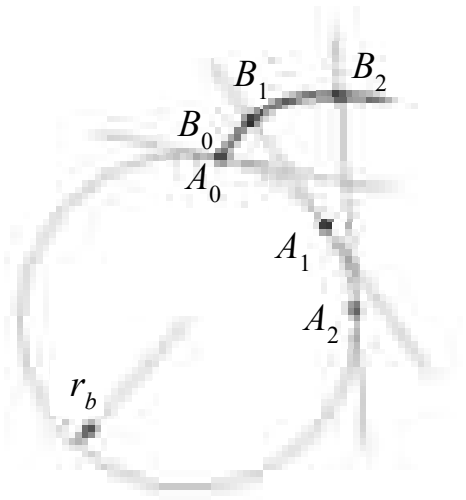


Рис. 70. Эвольвента круга

Эвольвентой круга называется траектория точки, лежащей на прямой, которая перекатывается без скольжения по окружности радиуса r_b, называемой *основной*.

Эвольвента имеет следующие свойства:

1) начинается с основной окружности;

2) нормаль к эвольвенте является касательной к основной окружности;

3) радиус кривизны эвольвенты в каждой её точке лежит на нормали к эвольвенте в этой точке.

Основная окружность представляет собой геометрическое место центров кривизны эвольвенты и является её *эволютой*.

8.6. Геометрия эвольвентного зацепления

В процессе зацепления зубья касаются друг друга различными точками профиля (рис. 71). Так как эти точки лежат на нормали к профилям, которая одновременно является касательной к обеим основным окружностям, то совокупность точек касания (линия *ab*) совпадает с общей для обеих основных окружностей касательной *n – n*.

Эта линия называется *теоретической линией зацепления*, а линия *ab* длиной g_α является её активной частью, где располагаются все точки контакта зубьев. Угол α_w, измеряемый между нормалью *n – n* к профилям в полюсе зацепления *p* и общей касательной к обеим начальным окружностям, называется *углом зацепления*. Таким образом:

$$\begin{aligned} r_{b1} &= r_{w1}\cos\alpha_w; \\ r_{b2} &= r_{w2}\cos\alpha_w. \end{aligned} \qquad (8.2)$$

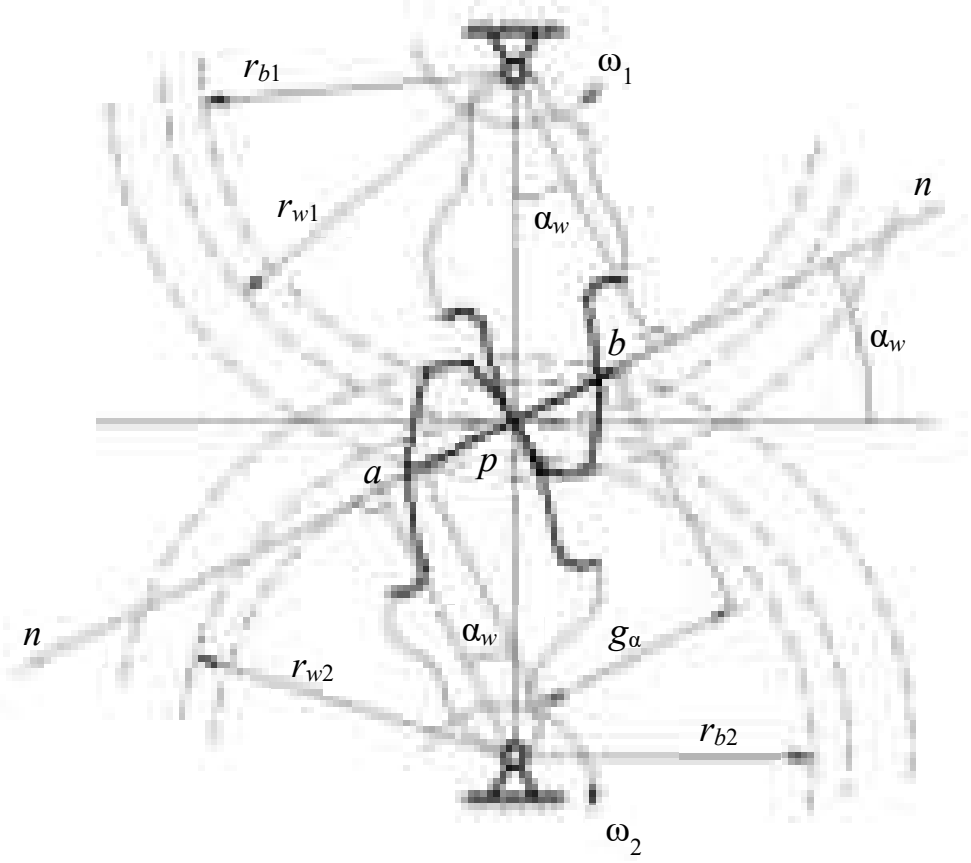


Рис. 71. Геометрия эвольвентного зацепления

8.7. Качественные показатели зацепления

Одним из качественных показателей зубчатой передачи является коэффициент перекрытия ε_α, равный

$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_\alpha}{p_b}, \tag{8.3}$$

где p_b – шаг по основной окружности (расстояние между сходственными точками двух соседних зубьев, замеренное по дуге основной окружности).

Коэффициент ε_α показывает, сколько пар зубьев в среднем одновременно находится в зацеплении. Для прямозубой передачи обычно $1 < \varepsilon_\alpha < 2$. Чем больше ε_α, тем более плавно и бесшумно работает передача.

Другим качественным показателем является коэффициент скольжения, который учитывает влияние геометрии передачи и её кинематики на

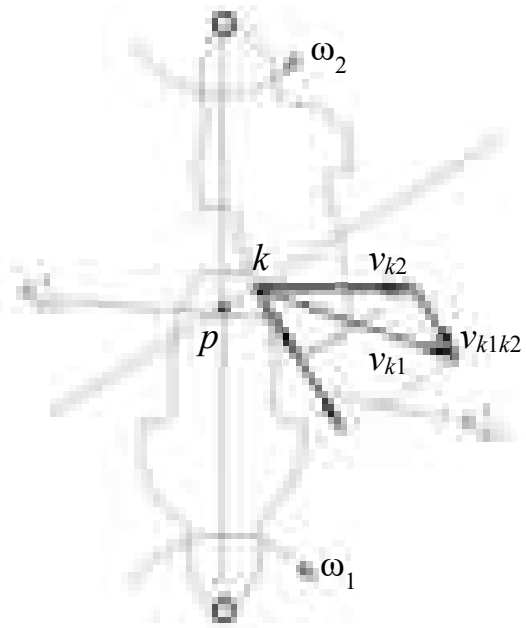


Рис. 72. План скоростей в зубчатом зацеплении

скольжение и износ профилей, скользящих друг по другу (рис. 72), что видно из плана скоростей.

На плане:

v_{k1} – скорость точки k первого профиля;

v_{k1}^{τ} – проекция этой скорости на касательную к контактирующим профилям;

v_{k2}, v_{k2}^{τ} – то же для колеса 2.

Скорость скольжения колес 1 и 2 относительно друг друга равна:

$$v_{c.k} = v_{k1k2} = v_{k1}^{\tau} - v_{k2}^{\tau}. \qquad (8.4)$$

Коэффициенты скольжения колёс 1 и 2 равны:

$$\lambda_1 = \frac{v_{c.k}}{v_{k1}^{\tau}}; \qquad \lambda_2 = \frac{v_{c.k}}{v_{k2}^{\tau}}. \qquad (8.5)$$

Эти коэффициенты равны нулю в полюсе (точка p) и увеличиваются с удалением от него по линии зацепления.

Таким образом, чем длиннее линия зацепления, (и чем больше коэффициент перекрытия ε_α), тем больше скольжение и износ профилей зубьев.

8.8. Основные параметры зубчатых колёс

Основными параметрами зубчатого колеса являются (рис. 73):

z – число зубьев;

r_a (d_a) – радиус (диаметр) окружности выступов;

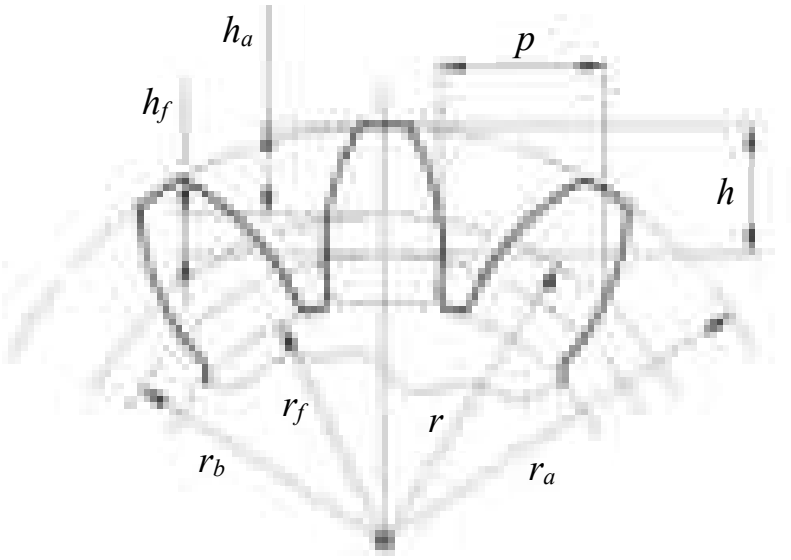


Рис. 73. Основные геометрические параметры зубчатого колеса

r_f (d_f) – радиус (диаметр) окружности впадин;

r_b (d_b) – радиус (диаметр) основной окружности;

r (d) – радиус (диаметр) делительной окружности, т. е. окружности, которая является начальной в станочном зацеплении колеса с режущим инструментом;

p – шаг зубьев по делительной окружности;

m – модуль зацепления, определяемый следующим образом:

$$d = zm = \frac{zp}{\pi},$$
$$m = \frac{p}{\pi}; \tag{8.6}$$

h –высота зуба, равная

$$h = h_a + h_f, \tag{8.7}$$

где $h_a = m$ – высота головки зуба;

$h_f = 1{,}25\ m$ – высота ножки зуба;

Величина m стандартизирована и выражена в миллиметрах, а делительная окружность является окружностью стандартного модуля.

Обычно используется угол зацепления α =20°.

8.9. Методы нарезания зубчатых колёс

Существует два принципиально различных метода нарезания: метод копирования и метод обкатки.

В методе копирования впадина зубчатого колеса фрезеруется на универсальном фрезерном станке фасонными дисковыми или пальцевыми фрезами, профиль которых соответствует профилю впадины (рис. 74). Затем заготовку поворачивают на угол 360° / *z* и выполняют следующую впадину. При этом используется делительная головка, а также имеются наборы фрез для нарезания колёс с различным модулем и различным числом зубьев. Метод имеет низкую производительность и применяется в мелкосерийном и единичном производстве.

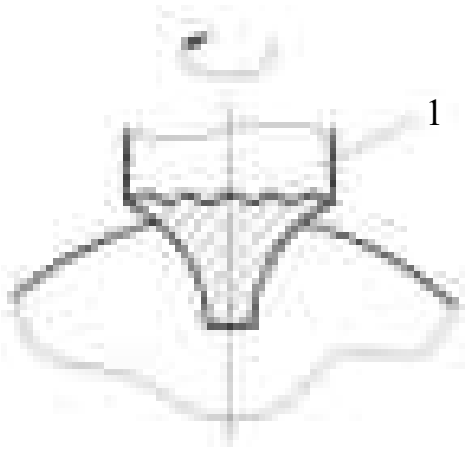


Рис. 74. Метод копирования:
1 – пальцевая модульная фреза

Метод обкатки (другое название – метод огибания) может производиться с помощью инструментальной рейки (гребёнки) на зубострогальном станке; долбяком на зубодолбёжном станке или червячной фрезой на зубофрезерном станке. Этот метод высокопроизводителен и применяется в массовом и крупносерийном производстве. Одним и тем же инструментом можно нарезать колёса с различным числом зубьев. Нарезание с помощью инструментальной рейки имитирует реечное зацепление (рис. 75, *а*), где профиль зуба образуется как огибающая последовательных положений профиля инструмента, угол исходного контура которого α=20º (рис. 75, *б*). Зацепление между режущим инструментом и нарезаемым колесом называется *станочным*. В станочном зацеплении начальная окружность всегда совпадает с делительной.

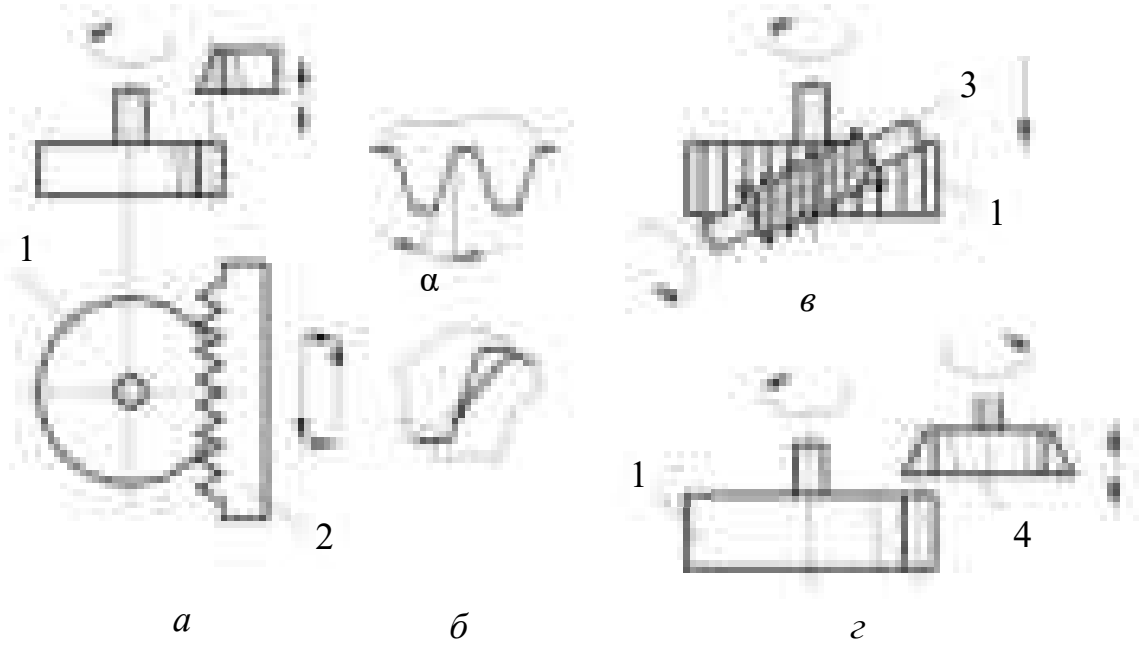


Рис. 75. Метод обкатки:
а) – нарезание с помощью инструментальной рейки; б) – формирование профиля зуба;
в) – нарезание с помощью червячной фрезы; г) – нарезание долбяком;
1 – заготовка; 2 – рейка; 3 – фреза; 4 – долбяк

Самым производительным из рассмотренных методов является зубофрезерование с помощью червячных фрез, которые находятся в зацеплении с заготовкой по аналогии с червячной передачей (рис. 75, *в*).

При нарезании долбяком осуществляется его возвратно поступательное движение при одновременном вращении. Фактически при этом осуществляется зацепление заготовки с инструментальным зубчатым колесом – долбяком (рис. 75, *г*). Этот метод чаще всего используется при нарезании внутренних зубчатых венцов.

Все рассмотренные методы используются для нарезания цилиндрических колёс как с прямыми, так и с косыми зубьями.

8.10. Корригирование зубчатых колёс

При нарезании колёс режущий инструмент можно располагать ближе к заготовке или дальше от неё. Положение инструмента определяется расстоянием между делительной окружностью колеса и так называемой модульной прямой рейки, проходящей через середину высоты зуба режущего инструмента (рис. 76).

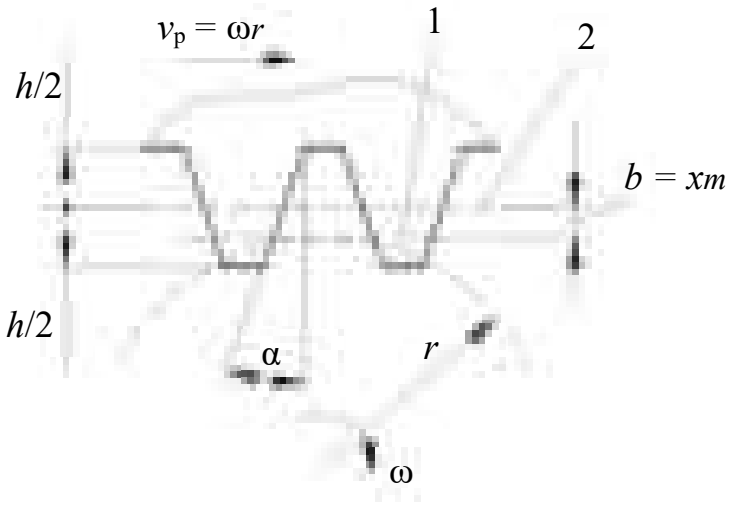


Рис. 76. Корригирование зубчатых колес:
1 – модульная прямая рейка; 2 – начальная прямая рейка;
$v_р$ – скорость рейки

В зависимости от положения рейки по делительной окружности может перекатываться без скольжения либо модульная прямая рейки, либо начальная прямая, отстоящая от модульной прямой на величину смещения b, которое называется *сдвигом* или *коррекцией*, а коэффициент x, равный

$$x = \frac{b}{m}, \tag{8.8}$$

называется *коэффициентом смещения инструмента*. Если инструмент смещён от нарезаемого колеса, то x считается положительным (положительная коррекция), а если к центру колеса, то x считается отрицательным (отрицательная коррекция). При $x = 0$ нарезаемое колесо называется

нормальным (нулевым). Толщина зуба и ширина впадины такого колеса по делительной окружности равны между собой.

При положительной коррекции увеличивается прочность зуба, но уменьшается длина линии зацепления, а следовательно, и коэффициент перекрытия ε_α. При отрицательной коррекции – обратный эффект, т. е. увеличивается плавность и бесшумность работы передачи, но прочность зуба уменьшается.

Зацепление двух зубчатых колёс характеризуется суммарным коэффициентом коррекции $x_\Sigma = x_1 + x_2$, причём возможны три случая:

1) $x_\Sigma = 0$ при $x_1 = x_2 = 0$, когда в зацеплении находятся два нулевых зубчатых колеса (нулевое зацепление);

2) $x_\Sigma = 0$ при $x_1 = -x_2$, когда в зацеплении находятся два корригированных зубчатых колеса, коэффициенты коррекции которых равны по величине и противоположны по знаку (равносмещённое зацепление с высотной коррекцией);

3) $x_\Sigma \neq 0$, когда в зацеплении находятся два корригированных колеса, имеющих:

а) $x_\Sigma > 0$ – положительное неравносмещённое зацепление с угловой коррекцией;

б) $x_\Sigma < 0$ – отрицательное неравносмещённое зацепление с угловой коррекцией.

В первых двух случаях ($x_\Sigma = 0$) делительные окружности совпадают с начальными, угол зацепления α_w равен углу исходного контура рейки α и межосевое расстояние равно

$$a_w = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}, \tag{8.9}$$

в отличие от неравносмещённого зацепления, где делительные и начальные окружности не совпадают, $\alpha_w \neq \alpha$, а межосевое расстояние и диаметры начальных окружностей равны

$$a_w = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \cdot \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w};$$

$$d_{w1} = mz_1 \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w}; \qquad (8.10)$$

$$d_{w2} = mz_2 \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w}.$$

8.11. Наименьшее число зубьев зубчатых колёс. Подрезание и заострение зубьев

При нарезании нулевых колёс с малым числом зубьев может возникнуть явление врезания головок зубьев режущего инструмента в ножки зубьев колеса. Это явление называется *подрезанием зуба*. При этом уменьшается его прочность и увеличивается износ рабочей части зуба (рис. 77).

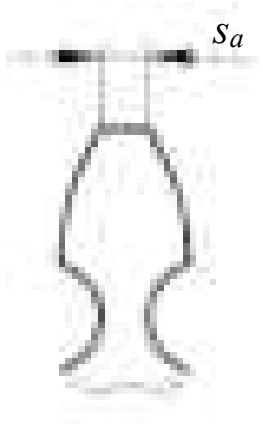


Рис. 77. Подрезание зуба

Согласно свойствам эвольвентного зацепления точки контакта зубьев эвольвентного профиля совпадают с линией *np*, начиная с точки *n* (рис. 78), т. е. высота прямолинейной части головки зуба режущего инструмента (рейки), равная *m*, должна быть меньше отрезка *pf*, иначе часть головки зуба рейки будет контактировать с заготовкой (нарезать её) не по эвольвенте.

Так как $m \le pf$, а размер *pf* равен

$$pf = r\sin^2\alpha = \frac{mz}{2}\sin^2\alpha, \qquad (8.11)$$

то

$$z \ge \frac{2}{\sin^2\alpha}. \qquad (8.12)$$

Подстановка в выражение (8.12) стандартного $\alpha = 20°$ даёт условие отсутствия подреза в виде $z \ge z_{\min} = 17$.

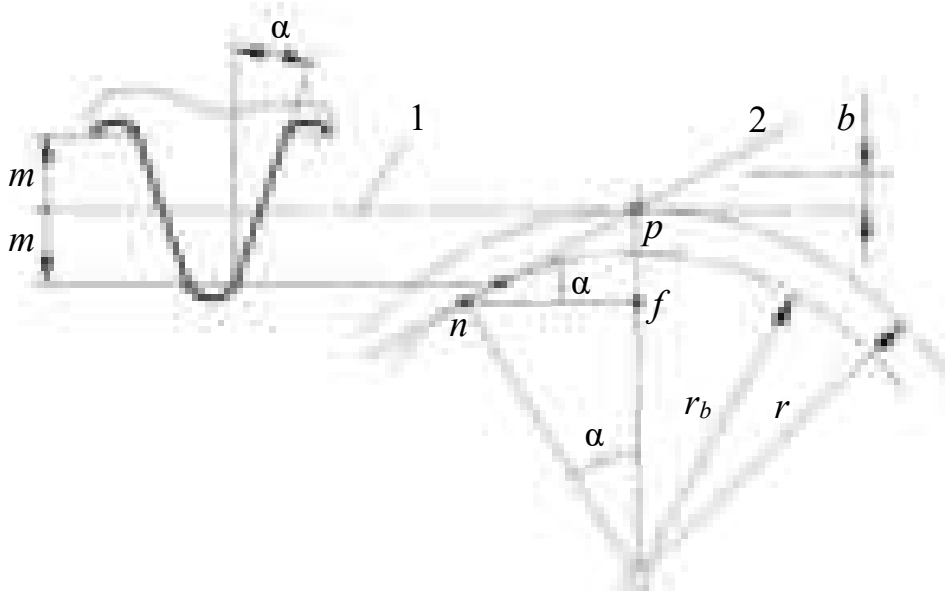


Рис. 78. Условие контакта рейки с заготовкой:
1 – модульная прямая; 2 – линия зацепления

Для исключения подреза при $z < z_{\min}$ необходимо сместить инструмент от центра заготовки (положительная коррекция) так, чтобы

$$m - b \le \frac{mz}{2}\sin^2 \alpha, \tag{8.12}$$

откуда

$$b = mx \ge m - \frac{mz}{2}\sin^2 \alpha. \tag{8.13}$$

С учётом того, что

$$\sin^2 \alpha = \frac{2}{z_{\min}}, \tag{8.14}$$

из формулы (8.13) после преобразований получим нижний предел коэффициента коррекции по условию отсутствия подреза.

$$x_{\min} = \frac{z_{\min} - z}{z_{\min}}. \tag{8.15}$$

Если увеличивать коэффициент x, то толщина зуба s_a у вершины (рис. 77) будет уменьшаться и при некотором $x_{\max}$ наступит заострение зуба ($s_a = 0$). Опасность заострения наиболее велика у колёс с малым числом зубьев ($z < 15$).

Для предотвращения разрушения заострённого зуба коэффициент смещения x назначают с расчётом, чтобы $s_a \geq 0{,}2m$.

8.12. Выбор расчётных коэффициентов смещения для передач внешнего зацепления

При назначении коэффициентов смещения x_1 и x_2 для любой передачи должны выполняться три условия:

1) отсутствие подрезания;

2) отсутствие заострения;

3) непрерывность зацепления.

Первое условие выполняется при $x_i \geq x_{\min i}$ ($x_{\min i}$ определяются из условия отсутствия подреза). Второе и третье условия выполняются при ограничении верхних пределов x_i величинами $x_{\max i}$ с учётом возможности заострения зубьев и уменьшения коэффициента перекрытия ε_α до величины $\varepsilon_\alpha < 1$. Для этого при выборе x_i необходимо чтобы $x_{\min i} \leq x_i \leq x_{\max i}$, где $x_{\max i}$ для каждого из колёс берётся наименьшим из значений, учитывающих заострение зуба и снижения ε_α до величины $\varepsilon_\alpha < 1$.

Внутри указанных диапазонов x назначаются так, чтобы по возможности улучшить качественные показатели передачи (прочность, износостойкость, плавность хода).

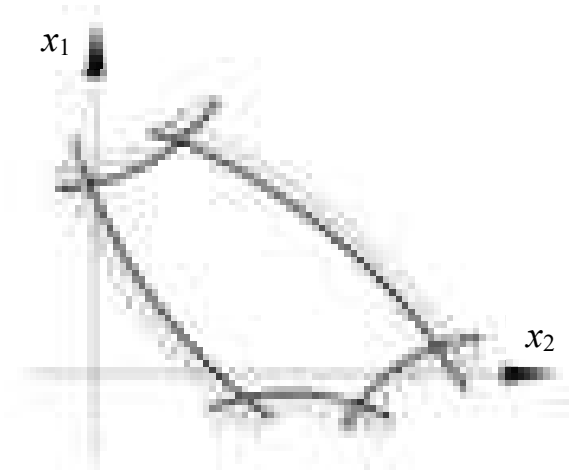


Рис. 79. Блокирующий контур

Для передачи можно построить область допустимых значений коэффициентов смещения в координатах x_1 и x_2, которая называется *блокирующим контуром*. Допустимые значения x_1 и x_2 расположены внутри контура (рис. 79).

Для каждой передачи можно построить свой контур. Такие

блокирующие контуры для различных передач имеются в справочной литературе.

8.13. Цилиндрические колёса с косыми зубьями и их особенности

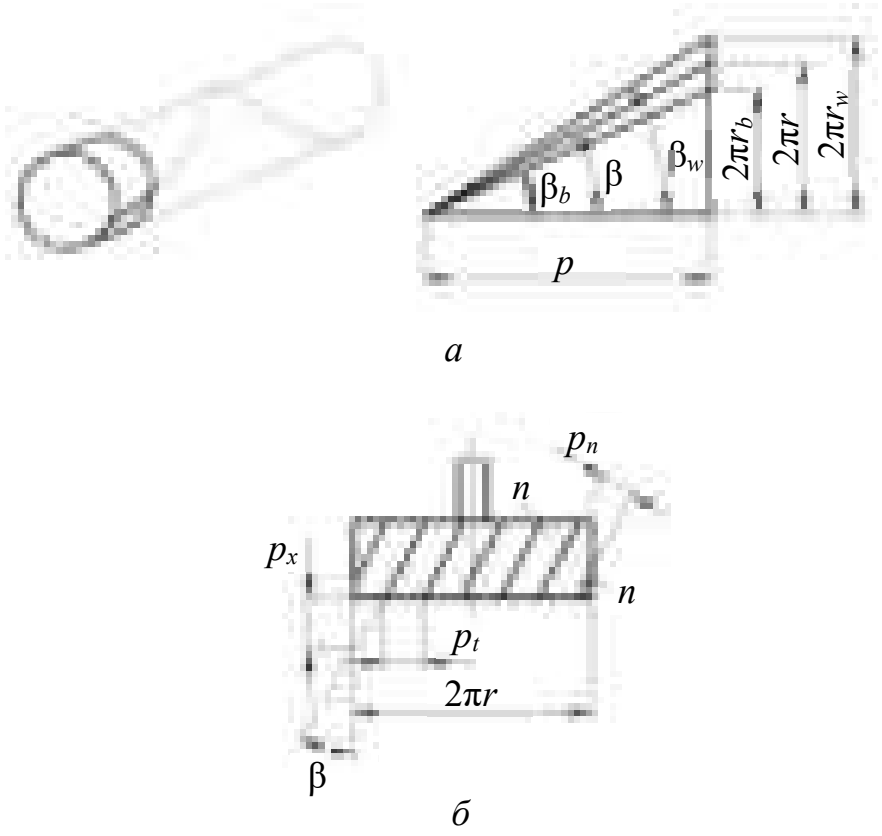
Образование косозубого колеса можно представить, если взять цилиндрическое прямозубое колесо и сообщить ему крутильную деформацию. При этом угол скручивания, образованный осью колеса и винтовой линией, является углом наклона винтовой линии β.

Цилиндрические колёса с косыми зубьями применяются при передаче вращения между параллельными и перекрещивающимися осями. В передаче с параллельными осями углы β обоих колёс равны по величине и противоположны по направлению при внешнем зацеплении и одинаковы по направлению при внутреннем зацеплении. Угол β (рис. 80, *а*) называется *углом наклона зубьев по делительному цилиндру радиуса r*. С другими соосными цилиндрами, начальным (r_w) и основным (r_b) винтовая поверхность зуба образует, соответственно, углы β_w β_b. Шаг винтовой линии равен

$$p = 2\pi r \operatorname{ctg}\beta = 2\pi r_w \operatorname{ctg}\beta_w = 2\pi r_b \operatorname{ctg}\beta_b. \qquad (8.16)$$

В косозубом колесе различают торцовый m_t, нормальный m_n и осевой m_x модули, причём стандартное значение имеет нормальный модуль m_n, соответствующий размерам зуба, замеренным по нормали $n - n$ к его оси (рис. 80, *б*), что объясняется установкой режущего инструмента. Аналогично различают торцовый p_t, нормальный p_n и осевой p_x шаг. Значения модуля и шага определяются формулами:

$$\begin{aligned} m_t &= \frac{m_n}{\cos\beta} = \frac{m_x}{\operatorname{ctg}\beta}; \\ p_t &= \frac{p_n}{\cos\beta} = \frac{p_x}{\operatorname{ctg}\beta}. \end{aligned} \qquad (8.17)$$



а

б

Рис. 80. Особенности цилиндрических колес с косыми зубьями:
а – углы наклона зубьев; *б* – шаги косых зубьев

Большим достоинством зацеплений с косыми зубьями является возможность получения малогабаритных передач. Так, если для прямозубого колеса $z_{\min} = 17$, то для косозубого

$$z_{\min} = 17\cos^3\beta. \qquad (8.18)$$

В экспериментальных конструкциях $z_{\min}$ доводят до трёх и менее зубьев. Кроме того, увеличивается коэффициент перекрытия, доходя до 10 и выше, что также повышает нагрузочную способность и позволяет уменьшить габариты передачи. *Недостатком* косозубой передачи является возникновение дополнительных осевых усилий, нагружающих подшипники.

Этот недостаток устраняется в шевронных передачах.

8.14. Конические зубчатые передачи

Конические передачи являются передачами с пересекающимися осями вращения звеньев. Применяются, главным образом, передачи с углом между осями δ = 90° (ортогональные). Основные параметры аналогичны параметрам цилиндрических колёс (рис. 81), причём делительной окружностью внешнего окружного модуля m_e является внешняя делительная окружность конического колеса диаметром d_e.

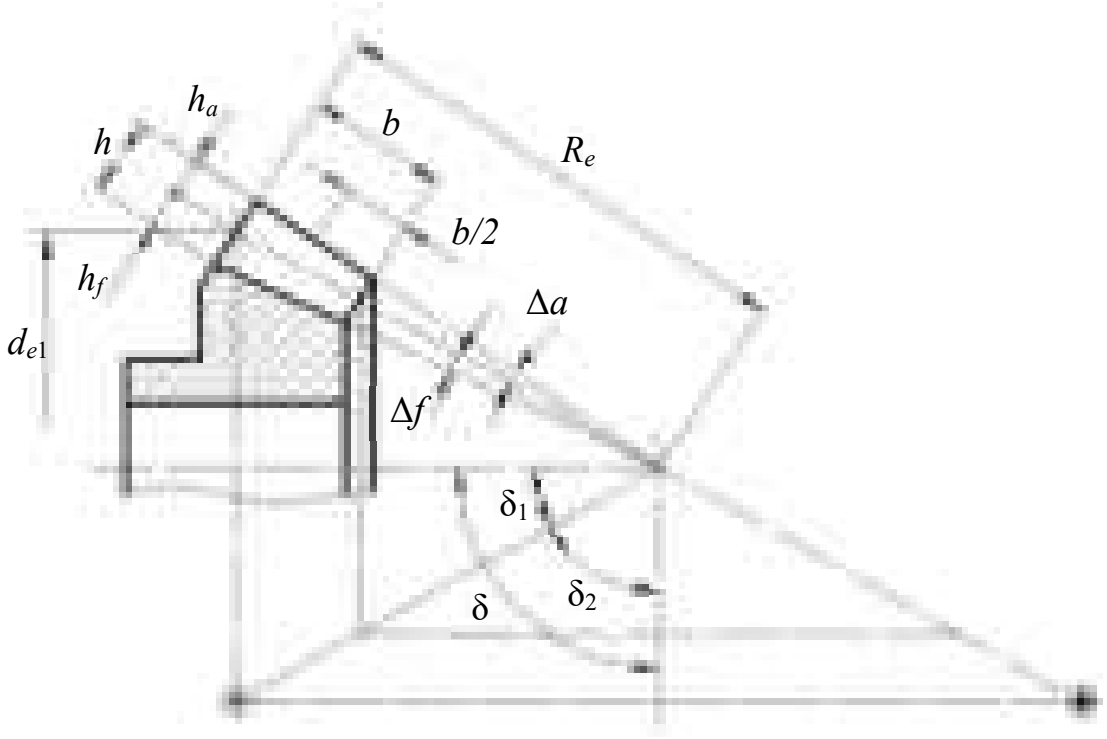


Рис. 81. Основные геометрические параметры конического зубчатого колеса

Через модуль выражаются все остальные размеры. Для расчёта зубьев на изгиб используется величина среднего модуля m_m, замеренного в середине ширины b зубчатого венца. Передаточное отношение равно

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\sin\delta_2}{\sin\delta_1}, \qquad (8.19)$$

где δ_1, δ_2 – углы делительных конусов колёс 1 и 2 соответственно.

В конических передачах $i(u)$ не имеет знака, а для определения направления вращения изображают векторы абсолютных скоростей точек на начальных конусах в виде кружка с точкой (на зрителя) и крестиком (от зрителя), как показано на рис. 81.

Важным параметром является внешнее конусное расстояние R_e, равное

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2\sin\delta_1}. \tag{8.20}$$

8.15. Червячные передачи

Червячные передачи являются передачами со скрещивающимися осями.

Угол между осями в плане обычно равен 90°. Принцип их действия аналогичен передаче винт-гайка.

Червяки подразделяются по числу заходов (винтовых линий) на одно- и многозаходные. Число заходов z_1 есть число винтовых линий (витков), по которым расположены зубья. Расстояние между двумя соседними витками называется *шагом p*, а размер h, равный

$$h = z_1 p, \tag{8.21}$$

называется *ходом* винтовой линии.

Угол подъёма винтовой линии γ определяется по формуле

$$\gamma = \operatorname{arctg}\frac{h}{\pi d_1}, \tag{8.22}$$

где d_1 – диаметр делительной окружности червяка (рис. 82, *а*).

За основной параметр червячного зацепления принимается осевой модуль червяка m_s (принято обозначать его m), равный торцевому модулю червячного колеса. Значения m стандартизованы. Кроме того, стандартным параметром является относительный диаметр червяка q

$$q = \frac{m}{d_1}. \tag{8.23}$$

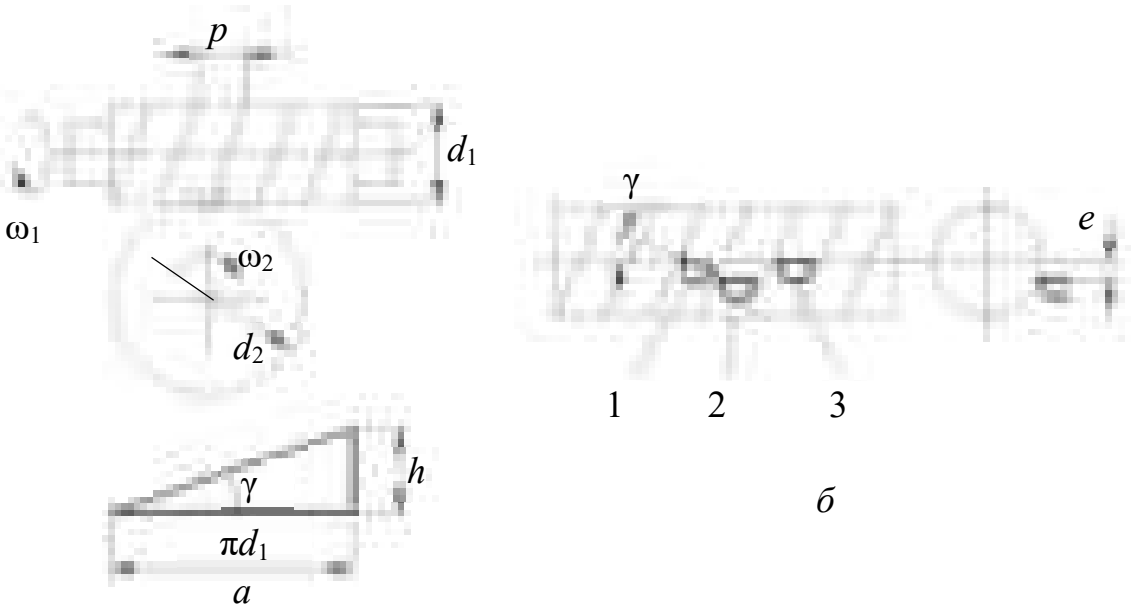


Рис. 82. Геометрические параметры червяка

По форме боковой поверхности резьбы различают конволютный, эвольвентный и архимедов червяки, образуемые при расположении резца трапециевидной формы, как указано на рис. 82, *б*, с режущей кромкой под углом γ наклона винтовой линии (положение 1) или при γ = 0 и смещении $e \neq 0$ (положение 2), а также при $e = 0$ (положение 3). Наименования червяков соответствуют наименованиям кривых, по которым очерчены зубья червяка в сечении, перпендикулярном его оси.

8.16. Кинематический анализ и классификация зубчатых механизмов

8.16.1. Механизмы с неподвижными осями

В практике машиностроения чаще возникает необходимость понижения, реже повышения скорости при передаче движения от входного звена к выходному.

Механизмы для передачи вращения, в которых происходит понижение

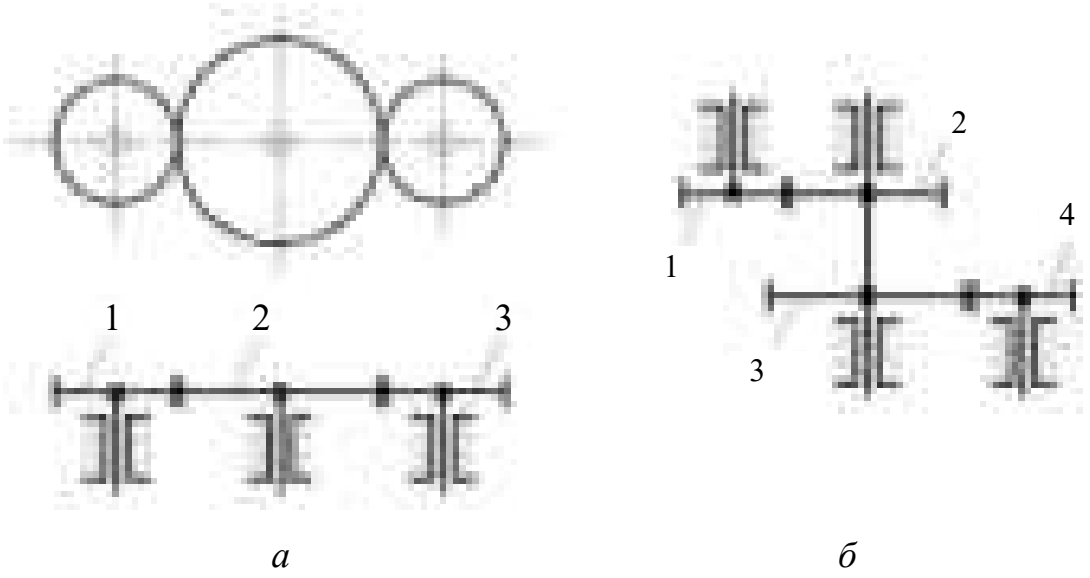
скорости вращения, называются *редукторами*, а механизмы, повышающие эту скорость, называются *мультипликаторами*.

По кинематическому признаку различают:

– механизмы с неподвижными геометрическими осями всех колёс (рядовые);

– механизмы с подвижными геометрическими осями некоторых колёс (эпициклические), которые обладают одной степенью свободы (планетарные) или двумя и более (дифференциальные).

Кроме того, различают одно- и многоступенчатые механизмы. Многоступенчатые состоят из одной или двух и более пар колёс, соединённых последовательно (рис. 83, *а*), параллельно (рис. 83, *б*), или смешанно.



а *б*

Рис. 83. Многоступенчатые механизмы:
а – последовательное соединение; *б* – параллельное соединение

При проектировании механизмов для передачи вращения с заданным значением передаточных отношений и крутящего момента стремятся обеспечить высокий коэффициент полезного действия (кпд), минимальные габариты и вес.

Передаточное отношение одноступенчатого зубчатого редуктора (при отсутствии скольжения) равно

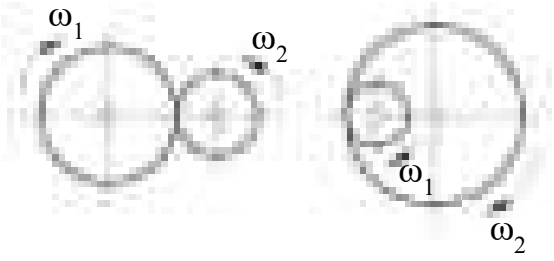
$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm\frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \pm\frac{z_2}{z_1}. \qquad (8.24)$$

Для зубчатых понижающих передач принято использовать понятие *передаточное число u*.

Передаточное отношение считается положительным, если оба колеса зубчатой пары вращаются в одну сторону, и отрицательным, если в разные стороны. Обычно положительное передаточное отношение имеет зубчатая передача с внутренним зацеплением (рис. 84, *б*), а отрицательное – с внешним зацеплением (рис. 84, *а*).

В случае многоступенчатого механизма с параллельным соединением колёс (рис. 81, *б*) получим

$$u_{14} = \frac{\omega_1}{\omega_4} = \frac{\omega_1}{\omega_2}\cdot\frac{\omega_3}{\omega_4} = u_{12}\cdot u_{34}. \qquad (8.25)$$



а *б*

Рис. 84. Направление угловых скоростей: *а* – внешнее зацепление; *б* – внутреннее зацепление

При последовательном соединении колёс (рис. 83, *а*)

$$u_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{\omega_1}{\omega_2}\cdot\frac{\omega_2}{\omega_3}. \qquad (8.26)$$

Таким образом, в общем виде передаточное отношение многоступенчатого механизма равно произведению частных передаточных отношений отдельных ступеней:

$$i_{1k} = i_{12}\cdot i_{23}\cdot\ldots\cdot i_{(k-1)k}, \qquad (8.27)$$

причём промежуточные колёса в механизме с последовательным соединением не влияют на величину передаточного отношения, а служат лишь для изменения направления вращения. Эти промежуточные колёса называются *паразитными*.

Для кинематического анализа механизмов можно использовать графоаналитический метод, наглядно иллюстрирующий характер

распределения линейных скоростей звеньев механизма. Метод основан на использовании линейной зависимости скорости v от радиуса, т. е. $v = \omega r$.

При построении картины, иллюстрирующей характер распределения линейных скоростей, сначала откладываются в выбранном масштабе μ_v известные вектора линейных скоростей точек, закон движения которых задан (рис. 85).

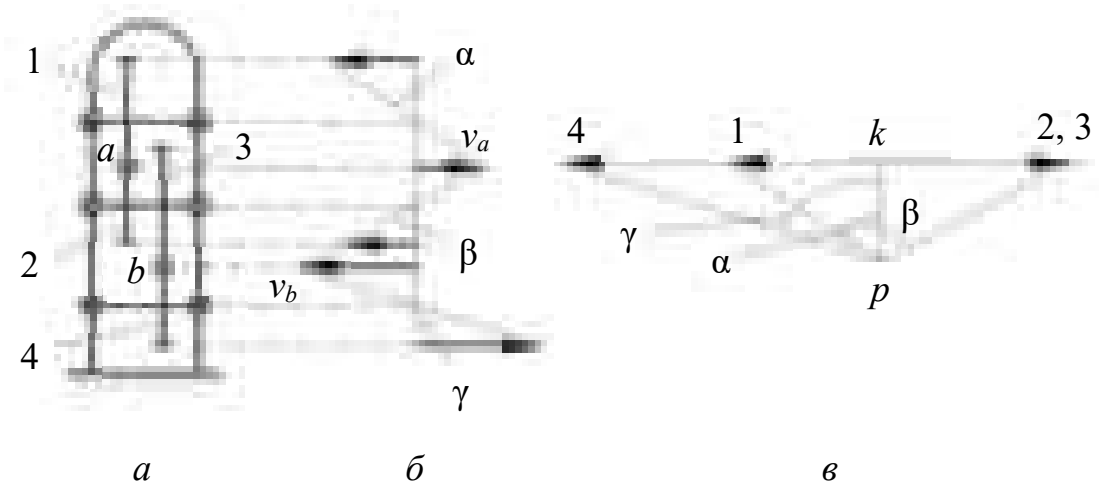


Рис. 85. Планы скоростей:
а – схема редуктора (μ_l); *б* – план линейных скоростей (μ_v);
в – план угловых скоростей (μ_ω), частот вращения (μ_n)

Затем, проводя отрезки через концы векторов известных скоростей, получим план линейных скоростей.

Для определения угловых скоростей (частот вращения) всех звеньев удобно использовать план угловых скоростей (частот вращения), где отрезки $k1$, $k2$, ... соответствуют угловым скоростям (частотам вращения) колёс 1, 2, … При этом схема редуктора вычерчивается в масштабе μ_l, а поскольку отрезки $k1$, $k2$, ... пропорциональны tgα , tgβ ,..., то

$$\mathrm{tg}\alpha = \frac{v}{r} = \omega. \qquad (8.28)$$

Выбор полюсного расстояния pk может быть произвольным.

8.16.2. Эпициклические механизмы

Простейший эпициклический механизм (редуктор Джемса) состоит из центральных колёс 1 и 3 (рис. 86), сателлитного колеса (сателлита) 2 и водила *H*. Если одно из центральных колёс, например, колесо 3 остановить с помощью тормоза Т, то эпициклический механизм превращается в планетарный, где при вращении колеса 1 сателлит 2 обегает неподвижное колесо 3, вращая водило *H* с угловой скоростью ω_H. Степень подвижности такого редуктора равна единице.

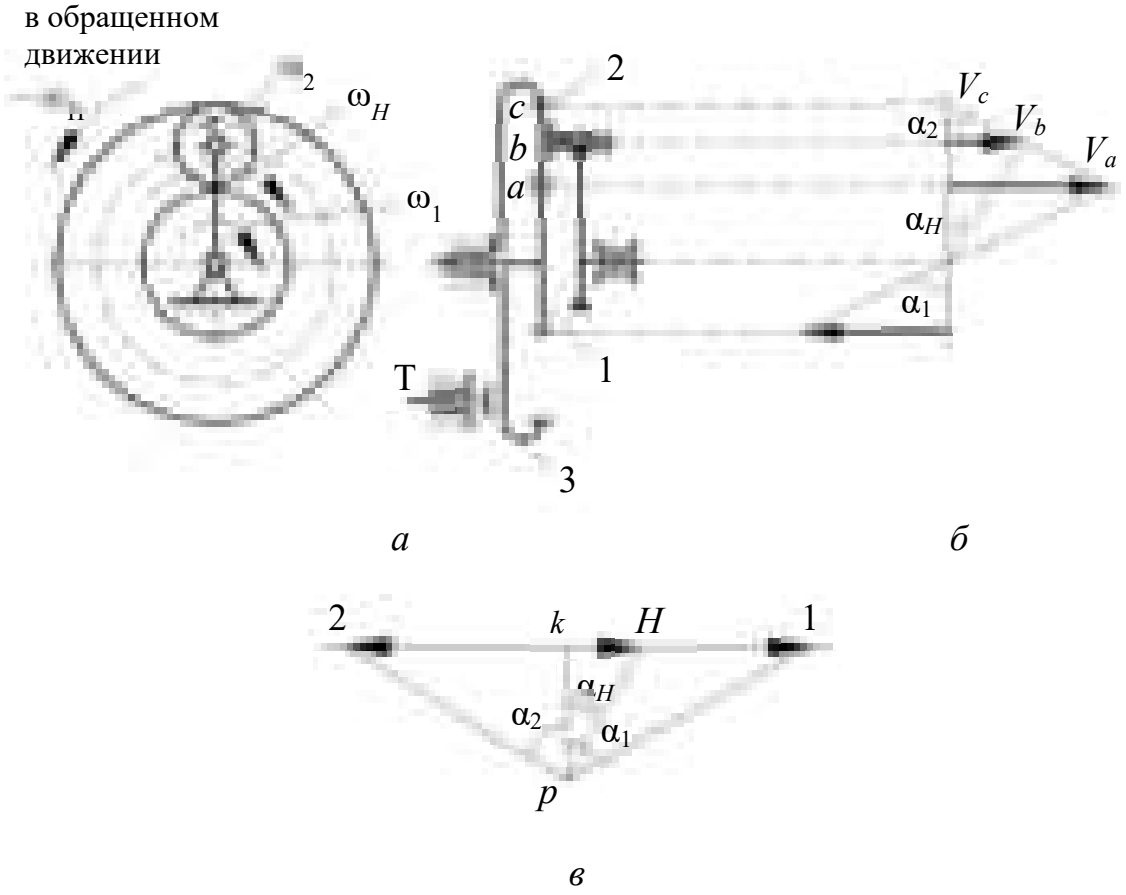


Рис. 86. Эпициклический механизм (редуктор Джемса):
а – схема механизма; *б* – картина скоростей; *в* – план угловых скоростей (частот вращения)

Для планетарного механизма можно построить картину скоростей и план угловых скоростей (частот вращения), используя рассмотренные выше

приёмы. План угловых скоростей можно использовать для приближённого определения передаточного числа планетарного механизма, которое равно

$$i_{1H} = \frac{k1}{kH}. \tag{8.29}$$

Аналитически передаточное число определяется с использованием метода обращения движения, когда механизму в целом сообщается вращение с угловой скоростью, обратной скорости водила (– ω_H). При этом относительное движение звеньев не изменится, а водило H в обращённом движении будет оставаться неподвижным, и планетарный редуктор превращается в рядовой (с неподвижными осями). Если обозначить угловые скорости звеньев в обращённом движении с индексом в круглых скобках, указывающим неподвижное звено, то

$$i_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1^{(H)}}{\omega_3^{(H)}} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H}, \tag{8.30}$$

а поскольку в планетарном механизме $\omega_3 = 0$, то выражение (8.30) принимает вид

$$i_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1^{(H)}}{\omega_3^{(H)}} = -\frac{\omega_1}{\omega_H} + 1 = -i_{1H} + 1. \tag{8.31}$$

С другой стороны, через соотношение чисел зубьев,

$$i_{13}^{(H)} = -\frac{z_3}{z_1}, \tag{8.32}$$

поэтому

$$i_{1H} = 1 - i_{13}^{(H)} = 1 + \frac{z_3}{z_1}. \tag{8.33}$$

Если в эпициклическом механизме (рис. 86) оба центральных колеса совершают вращение, то степень подвижности такого механизма будет равна двум, и он превращается в дифференциальный. Такие механизмы служат:

1) для привода одного рабочего органа от двух или более двигателей (т. е. для сложения движения нескольких ведущих звеньев);

2) для разложения движения одного вала на два и более независимых движений ведомых валов.

Выражение (8.30) называется *формулой Виллиса*, оно позволяет получить любую неизвестную угловую скорость в эпициклическом механизме при заданных остальных скоростях.

Одним из распространённых типов дифференциальных механизмов являются так называемые замкнутые, в которых благодаря дополнительной зубчатой передаче связаны оба центральных колеса (рис. 87).

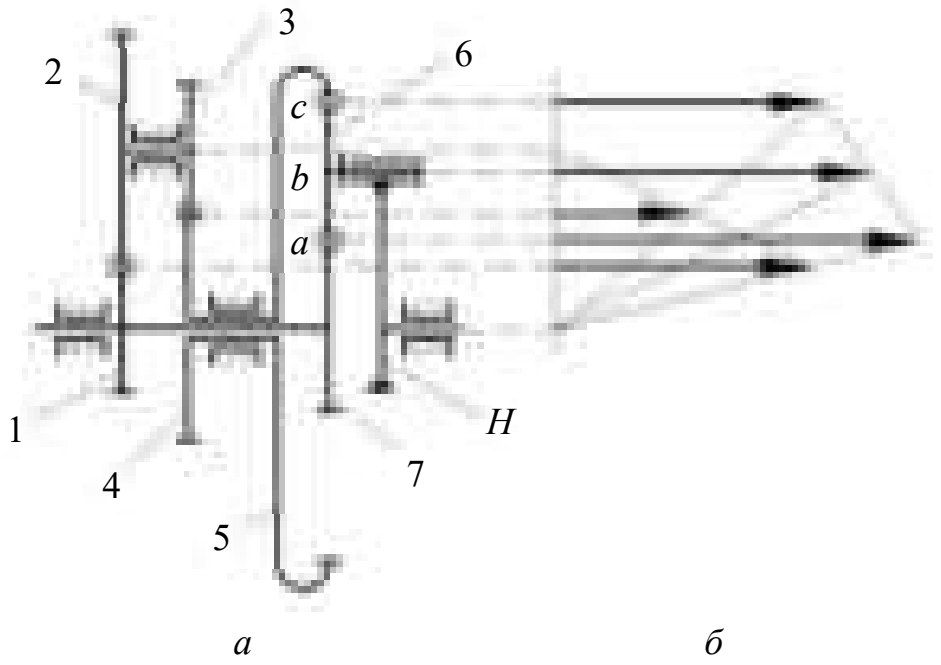


Рис. 87. Замкнутый дифференциальный механизм:
а – схема механизма; *б* – план скоростей

Это позволяет использовать один двигатель для привода механизма. Для определения передаточного отношения используем формулу Виллиса.

Так как

$$i_{75}^{(H)} = -\frac{z_5}{z_7}, \tag{8.34}$$

то

$$-\frac{z_5}{z_7}=\frac{i_{1H}-1}{\frac{\omega_5}{\omega_H}-1}, \tag{8.35}$$

где

$$\frac{\omega_5}{\omega_H}=\frac{\omega_5}{\omega_1}\cdot\frac{\omega_1}{\omega_H}=\left(-\frac{z_3}{z_4}\right)\cdot\left(-\frac{z_1}{z_2}\right)i_{1H}. \tag{8.36}$$

После подстановки выражения (8.36) в (8.35) и преобразований получается:

$$\left(1-i_{1H}\frac{z_3z_1}{z_4z_2}\right)\frac{z_5}{z_7}=i_{1H}-1. \tag{8.37}$$

Выразив из уравнения (8.37) передаточное отношение i_{1H}, получим:

$$i_{1H}=\frac{1+\frac{z_5}{z_7}}{1+\frac{z_1z_2z_5}{z_2z_4z_7}}. \tag{8.38}$$

8.16.3. Эпициклические механизмы с коническими колёсами

Примером дифференциального механизма с коническими колёсами является дифференциал автомобиля (рис. 88).

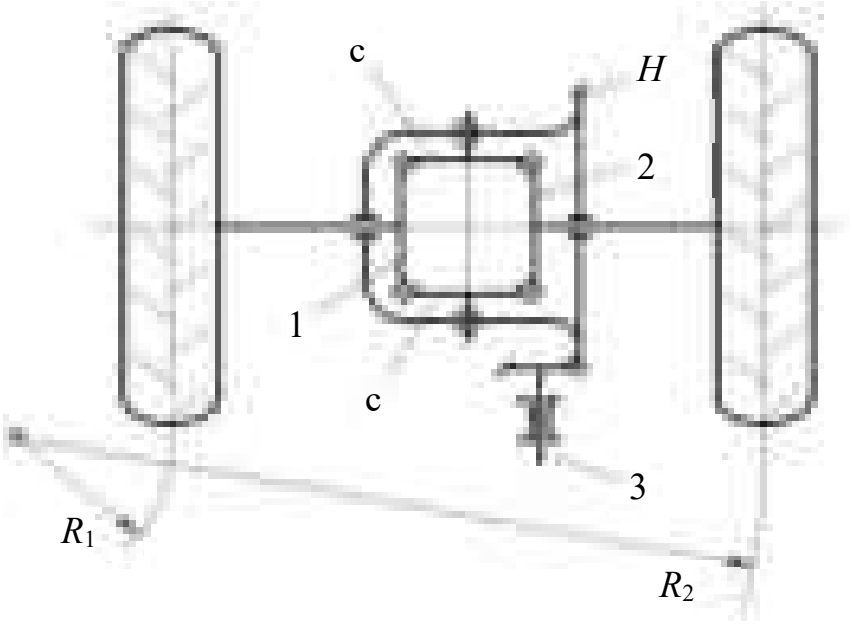


Рис. 88. Дифференциал автомобиля:
1, 2 – конические зубчатые колеса; с – сателлит; *H* – водило; 3 – карданный вал

Согласно формуле Виллиса

$$-\frac{z_2}{z_1}=\frac{\omega_1-\omega_H}{\omega_2-\omega_H}. \qquad (8.39)$$

Числа зубьев $z_2 = z_1$, поэтому

$$\omega_H=\frac{\omega_1+\omega_2}{2}, \qquad (8.40)$$

т.е. при постоянной скорости вращения карданного вала и скорости автомобиля в целом полуоси могут вращаться с различными или с одинаковыми скоростями. Например, на повороте скорости вращения полуосей пропорциональны радиусам поворота R_1 и R_2, а при ровной прямой дороге скорость полуосей одинакова и равна $\omega_1 = \omega_2 = \omega_H$.

8.17. Некоторые вопросы синтеза зубчатых механизмов

8.17.1. Синтез эпициклических механизмов с цилиндрическими колёсами. Условия синтеза

Комплексные задачи синтеза зубчатых механизмов настолько сложны, что в полной постановке с учётом факторов кинематики и динамики они не решены до настоящего времени. Известны решения частных задач как геометрического, так и динамического синтеза зубчатых механизмов, причём эти решения часто носят характер рекомендаций по выбору параметров. Например, выбор передаточных отношений каждой ступени в многоступенчатом зубчатом механизме с общим передаточным отношением, определяемым по формуле (8. 27), рекомендуется осуществлять так, чтобы $i_{12} > i_{23} > ... > i_{(k-1)k}$. Это связано с возрастанием нагрузки по мере уменьшения угловой скорости. Выполнение указанного условия позволяет более равномерно распределить нагрузку между зубчатыми парами.

При заданных передаточных отношениях и известном числе зубьев колёс задача синтеза сводится к определению их параметров. Сначала должен быть выбран материал колёс с учётом назначения передачи, условий работы и

других факторов, затем определяется модуль передачи, позволяющий обеспечить изгибную и контактную прочность зубьев, а затем – все геометрические параметры зубчатых колёс.

Известны решения частных задач подбора чисел зубьев сложных зубчатых механизмов с учётом различных условий, например, геометрического характера.

При проектировании планетарного редуктора с заданным передаточным отношением возникает задача определения чисел зубьев при соблюдении следующих условий:

1) кинематическое условие;

2) условие соосности;

3) условие соседства;

4) условие сборки;

5) условие правильного зацепления.

Физический и математический смысл этих условий разберём на конкретной схеме планетарного механизма с нулевыми эвольвентными цилиндрическими колёсами (рис. 89).

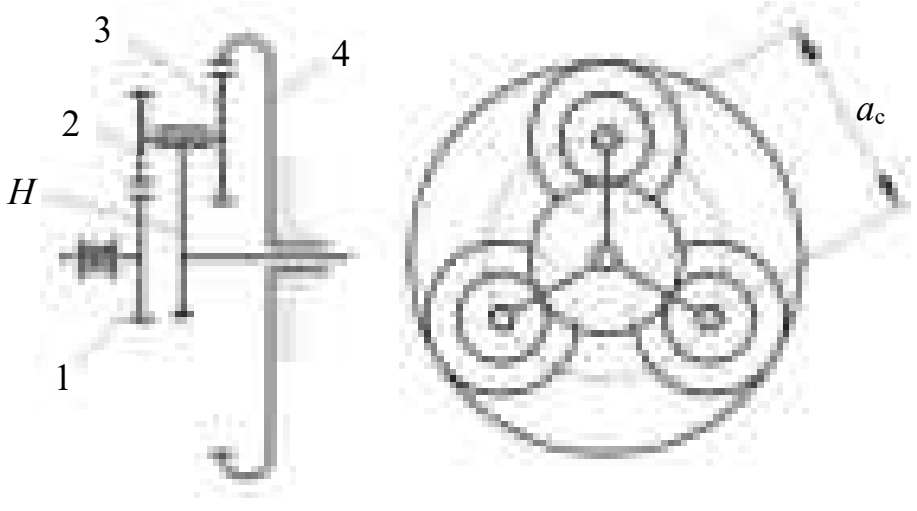


Рис. 89. Планетарный механизм с нулевыми эвольвентными цилиндрическими колесами:
1 – солнечная шестерня; 2, 3 – сателлиты; 4 – неподвижное колесо; *H* – водило

Кинематическое условие обеспечивает заданное передаточное отношение и для данного механизма имеет следующий вид:

$$i_{14}^{(H)} = -\frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_4 - \omega_H}, \tag{8.41}$$

откуда при $\omega_4 = 0$ получим:

$$i_{1H} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}. \tag{8.42}$$

Обычно допускается отклонение передаточного отношения в пределах 5% от заданного.

Условие соосности требует, чтобы оси колёс 1 и 4, в данном случае, совпадали для обеспечения зацепления сателлитов с центральными колёсами. Для этого необходимо, чтобы выполнялись следующие соотношения радиусов делительных окружностей и (при равных модулях зубьев всех колёс) чисел зубьев:

$$\begin{aligned} r_1 + r_2 &= r_4 - r_3; \\ z_1 + z_2 &= z_4 - z_3. \end{aligned} \tag{8.43}$$

Условие соседства включает требование совместного размещения нескольких сателлитов по общей окружности так, чтобы они не задевали друг друга своими зубьями. Необходимость выполнения этого условия возникает при числе сателлитов $k > 2$ (увеличение числа сателлитов уменьшает нагрузку на зубья). В этом случае необходимо, чтобы выполнялось неравенство $a_c > 2r_a^c$, где r_a^c - радиус окружности вершин наибольшего сателлита). Так как

$$\begin{aligned} a_{\text{c}} &= 2(r_1 + r_2)\sin\frac{2\pi}{2k} = m(z_1 + z_2)\sin\frac{\pi}{k}; \\ z_a^{\text{c}} &= z_a + h_a m = m\left(\frac{z_{\text{c}}}{2} + 1\right), \end{aligned} \tag{8.44}$$

то

$$\sin\frac{\pi}{k} > \frac{z_{\text{c}} + 2}{z_1 + z_2}, \tag{8.45}$$

где z_{c} – число зубьев наибольшего сателлита (2 или 3).

Условие сборки учитывает необходимость одновременного зацепления

всех сателлитов с центральными колёсами, т.е. установив первый сателлит и повернув водило на угол $\frac{2\pi}{k}$ рад, необходимо в то же самое место установить следующий сателлит. Это может быть осуществлено, если зубья колёс второго блока сателлитов окажутся точно против впадин зубьев центральных колёс. Иначе сборку осуществить невозможно. Для формирования условия примем, что оба колеса всех k блоков сателлитов имеют одинаковую ориентацию зубьев друг относительно друга. После установки первого сателлита на ось водило должно быть повёрнуто на угол $\frac{2\pi}{k}$, при этом колесо 1 необходимо повернуть на угол

$$\varphi_1 = i_{1H}\frac{2\pi}{k}. \tag{8.46}$$

С другой стороны, угол φ_1 поворота колеса 1 должен быть кратным его угловому шагу зубьев $\frac{2\pi}{z_1}$, в противном случае при повороте на угол φ_1 положение зубьев колеса 1 изменится и второй сателлит вставить будет невозможно. Таким образом,

$$\varphi_1 = q\frac{2\pi}{z_1}, \tag{8.47}$$

где q –целое число).

Таким образом,

$$\begin{gathered} q\frac{2\pi}{z_1} = i_{1H}\frac{2\pi}{k}; \\ q = i_{1H}\frac{z_1}{k}. \end{gathered} \tag{8.48}$$

Условие правильного зацепления включает условие отсутствия подреза у колёс с внешним зубчатым венцом и условие отсутствия заедания (интерференции) во внутреннем зацеплении. Эти условия имеют вид:

$$z_i \geq z_{\min}, \tag{8.49}$$

где $z_{\min}$ = 17 для колёс с внешним зацеплением; $z_{\min}$ = 85 для колёс с внутренним зацеплением без смещения исходного контура; $z_{\min}$ = 20 – то же со смещением исходного контура.

8.17.2. Методы синтеза эпициклических механизмов

Задача подбора чисел зубьев колёс для эпициклического механизма в общей постановке является оптимизационной ввиду множества возможных решений. Её можно считать типичной задачей дискретного нелинейного программирования, если за критерий оптимальности принять габариты или вес механизма, а ограничениями на целочисленные параметры z_1, z_2,… будут условия (8.43), (8.45), (8.48), (8.49).

Такую задачу можно решать различными методами, например, численными методами направленного перебора, когда варьируются z_1, z_2,… с целью минимизации габаритов или веса при соблюдении ограничений. Такая задача может быть решена с помощью ЭВМ.

Применяются упрощённые методы, позволяющие найти одно из конструктивно допустимых решений. Один из таких методов – метод сомножителей.

Представим числа зубьев в виде нескольких сомножителей:

$$\begin{aligned} z_1 &= \alpha \cdot A \cdot t; \\ z_2 &= \alpha \cdot B \cdot t; \\ z_3 &= \beta \cdot C \cdot t; \\ z_4 &= \beta \cdot D \cdot t. \end{aligned} \tag{8.50}$$

Из условия (8.45)

$$\alpha(A + B) = \beta(D - C)\,. \tag{8.51}$$

Это уравнение превращается в тождество при:

$$\begin{aligned} \alpha &= D - C; \\ \beta &= A + B. \end{aligned} \tag{8.52}$$

Тогда:

$$\begin{aligned} z_1 &= A \cdot t \cdot (D - C); \\ z_2 &= B \cdot t \cdot (D - C); \\ z_3 &= C \cdot t \cdot (A + B); \\ z_4 &= D \cdot t \cdot (A + B). \end{aligned} \tag{8.53}$$

Подставив эти выражения в условие (8.43), получим:

$$\frac{B}{A} \cdot \frac{D}{C} = i_{1H} - 1. \tag{8.54}$$

Таким образом, величину $(i_{1H} - 1)$ можно представить в виде нескольких сомножителей (A, B, C, D). Далее определяются значения t, обеспечивающие выполнение условий сборки и правильного зацепления и выбирается одно из этих значений. Например, из условия сборки (8.48)

$$q = t \frac{A(D - C)}{k} i_{1H} \tag{8.55}$$

выбираются значения t, обеспечивающие целочисленность q. После этого можно определить числа зубьев.

9. ТРЕНИЕ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАХ

9.1. Виды трения

Когда одно тело соприкасается с другим, то независимо от их физического состояния (твёрдое, жидкое, газообразное) возникает явление, называемое *трением*. В зависимости от характера относительного движения тел различают *трение скольжения* и *трение качения*. Сила, препятствующая относительному движению контактирующих тел, называется *силой трения*. Вектор этой силы лежит в плоскости, касательной к поверхности тел в зоне их контакта.

Сила трения скольжения уменьшается, если соприкасающиеся тела смазаны специальными смазочными материалами, причём, если материал – жидкость, полностью разделяющая контактирующие поверхности, то трение называется *жидкостным*. При совершенном отсутствии смазки имеет место *сухое трение*.

Если смазывающая жидкость не полностью разделяет трущиеся поверхности, то трение называется *полужидкостным* или *полусухим* в зависимости от того, какой из двух видов трения преобладает.

Применяемые смазки делятся на несколько видов: *твёрдые*, *жидкие*, *газовые*; при этом смазка может быть: *гидро-* или *газостатической*, когда она поступает под давлением в зазор между трущимися телами, а также *гидро-* или *газодинамической*, когда она разделяет трущиеся поверхности в результате давления, возникающего в слое жидкости при относительном движении тел.

Сцепление и трение широко используется в современной технике. Благодаря сцеплению движутся различные транспортные средства. Принцип действия фрикционной, ременной и других передач основан на использовании трения. Распространение получила также сварка трением.

Вместе с тем трение отрицательно сказывается там, где оно вызывает потери энергии.

9.2. Трение скольжения в поступательных парах

Сила трения на поверхности соприкосновения двух звеньев направлена в сторону, противоположную скорости относительного движения и приближённо может быть определена по формуле Кулона

$$F_{\text{тр}} = F_n f, \tag{9.1}$$

где F_n – сила реакции, нормальная к поверхности контакта; f – коэффициент трения скольжения (величина, постоянная в определённом диапазоне скоростей и удельных давлений).

Коэффициент трения зависит от многих факторов (чистоты поверхности, наличия и качества смазки, материала тел и др.) и определяется экспериментально.

Сила трения покоя (сила сцепления), т.е. сила, которую надо преодолеть, чтобы тело привести в движение, обычно больше силы трения скольжения, поэтому различают коэффициент сцепления f_0 и коэффициент трения скольжения f.

Сила трения возникает как результат действия внешних сил F, поэтому она является реактивной силой, в результате действия которой суммарная реакция F_Σ отклоняется на угол ρ от нормали к трущимся поверхностям (рис. 90, *а*).

При этом

$$f = \frac{F_{\text{тр}}}{F_n} = \operatorname{tg}\rho. \tag{9.2}$$

Угол ρ называется *углом трения скольжения*.

Если построить конус с углом при вершине 2ρ (рис. 90, *б*), то получим *конус трения*. Движение возможно при $F_t \geq F_{\text{тр}}$, или при

$$\begin{gathered} F_n \operatorname{tg}\lambda \geq F_n \operatorname{tg}\rho; \\ \lambda \geq \rho, \end{gathered} \tag{9.3}$$

где λ – угол между линиями действия сил F и F_n (рис. 90, *а*).

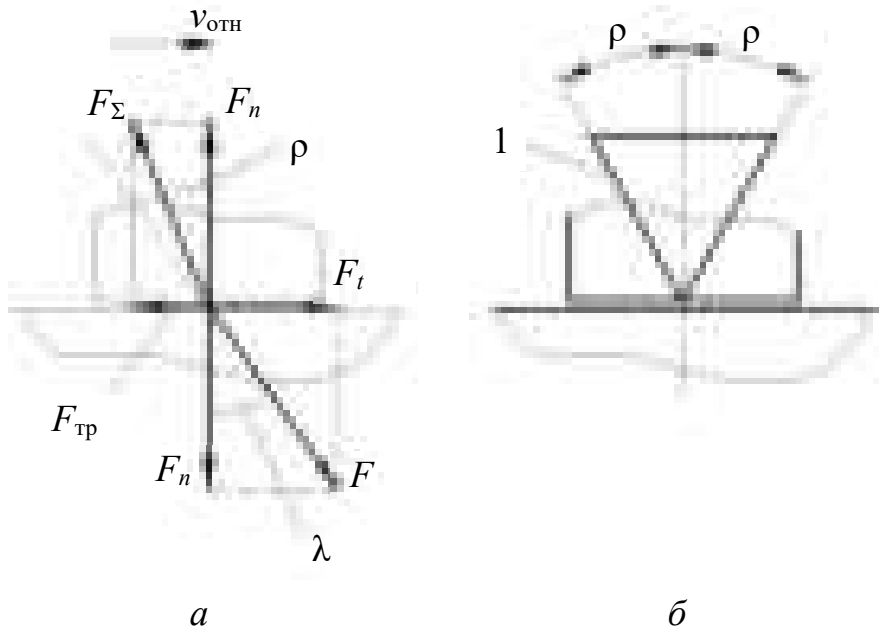


Рис. 90. Трение скольжения в поступательных парах:
а – силы в точке контакта; *б* – конус трения (позиция 1)

Если λ = ρ, то движение происходит с постоянной скоростью: $v_{отн} = const$.

Мощность, затрачиваемая на трение скольжения, равна:

$$P_{тр} = F_{тр} v_{отн} = F_n f (v_1 \pm v_2), \tag{9.4}$$

где v_1, v_2 – скорости тела и опорной поверхности соответственно; знак «+» – при противоположно направленном движении; знак «–» – при однонаправленном движении.

9.3. Трение скольжения во вращательных парах

Вращательные кинематические пары, образуемые цапфами валов и их опорами, широко распространены в машиностроении. *Цапфами* называются части валов и осей, посредством которых они опираются на подшипники. Трение цапф в подшипниках удобно оценивать величиной момента сил трения скольжения относительно оси вращения (рис. 91):

$$M_{тр} = F_{тр} r = F_n f r = F_\Sigma r_{тр}, \tag{9.5}$$

где F_Σ – полная реакция; $r_{тр}$ – радиус круга трения, равный:

$$r_{тр} = r\sin\rho \approx r\mathrm{tg}\rho \approx fr. \tag{9.6}$$

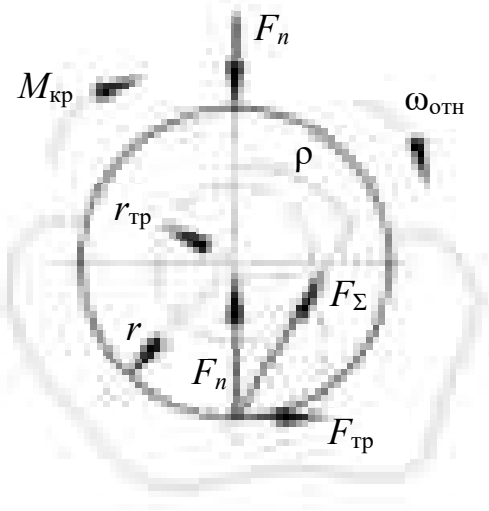


Рис. 91. Трение скольжения во вращательной паре

Мощность, затрачиваемая на трение, равна:

$$P_{тр} = M_{тр}\omega_{отн} = M_{тр}(\omega_1 \pm \omega_2), \tag{9.7}$$

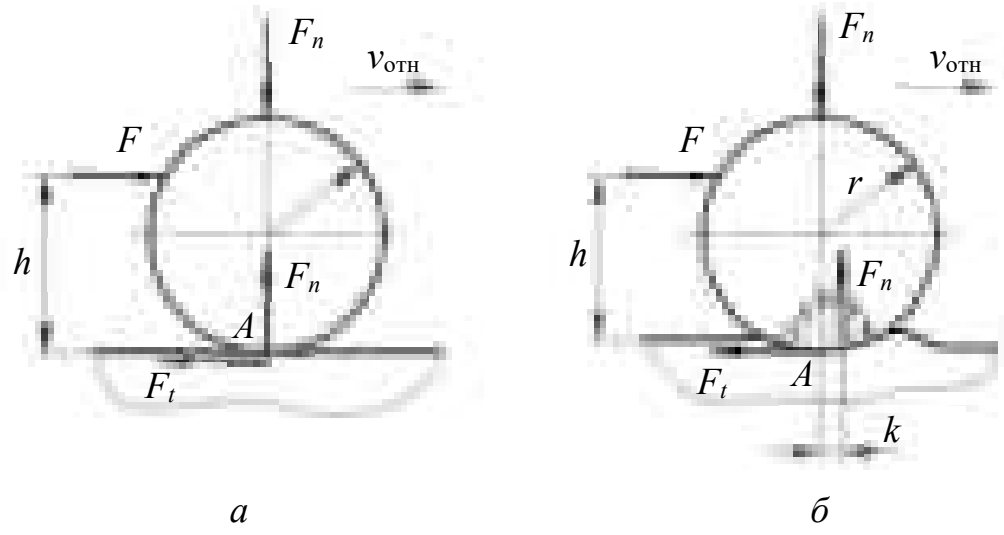
где ω_1, ω_2 – угловые скорости цапфы и опорной поверхности соответственно; знак плюс – при противоположно направленном вращении; знак минус – при однонаправленном вращении.

9.4. Трение качения

В случаях идеально твёрдых тел, одно из которых катится по поверхности другого, соприкосновение их происходит по линии или в точке и сопротивление качению отсутствует, так как линии действия сил F_n совпадают (рис. 92, *а*) и сумма моментов относительно точки A равна

$$\Sigma M_A = Fh. \tag{9.8}$$

В действительности соприкосновение происходит не по линии, а по поверхности вследствие деформаций (рис. 92, *б*) и сумма моментов ΣM_A равна:



а *б*

Рис. 92. Трение качения:
а – идеально твердые тела; *б* – реальные тела

$$\Sigma M_A = Fh - F_n k, \tag{9.9}$$

где h, k – плечи сил F и F_n.

При $v_{отн} = const$ и $F_t = F$ получим

$$Fh - F_n k = 0;$$

$$k = h\frac{F}{F_n}. \tag{9.10}$$

Плечо k называется *коэффициентом трения качения* и измеряется в единицах длины. Часто используется величина

$$f_к = \frac{k}{r}, \tag{9.11}$$

называемая *приведённым коэффициентом трения качения*. При этом сила трения качения $F_{тр}^{к}$ по аналогии с силой трения скольжения может быть представлена в виде

$$F_{тр}^{к} = F_n f_к = F_n \frac{k}{r} = \frac{M_{тр}}{r}. \tag{9.12}$$

Мощность, затрачиваемая на трение, равна:

$$P_{тр} = F_{тр}^{к} v_{отн}, \tag{9.13}$$

где $v_{отн}$ – скорость центра катка.

Для подшипников качения затраты мощности на преодоление трения равны

$$P_{тр} = M_{тр}\omega_{отн} = F_n f_к(\omega_1 \pm \omega_2)\frac{d}{2}, \qquad (9.14)$$

где d – диаметр внутреннего кольца подшипника.

Принимается $f_к$ = 0,003 для шарикоподшипников; $f_к$ = 0,005 для роликоподшипников.

9.5. Особенности учёта сил трения при силовом расчёте рычажных механизмов

Для учёта сил трения в кинематических парах рычажных механизмов при определении $F_{ур}$ или $M_{ур}$ используется метод приведения сил трения, позволяющий определять уточнённые значения $F^*_{ур}(M^*_{ур})$ без повторного силового расчёта с учётом трения по формуле:

$$M^*_{ур} = M_{ур} + M^{тр}_{пр}, \qquad (9.15)$$

где $M_{ур}$ – уравновешивающий момент, вычисленный без учёта трения; $M^{тр}_{пр}$ – момент трения, приведённый к вращающемуся с угловой скоростью $\omega_в$ входному звену, и равный

$$M^{тр}_{пр} = \frac{\Sigma P^{тр}_i}{\omega_в}, \qquad (9.16)$$

где $\Sigma P^{тр}_i$ – суммарная мощность сил трения в кинематических парах.

Для определения реакций в кинематических парах с учётом трения обычно используется метод последовательных приближений, когда по найденным без учёта трения реакциям определяются силы и моменты трения в кинематических парах. Затем эти силы прикладываются как внешние и производится перерасчёт реакций в установленном порядке. Обычно достаточно одного перерасчёта (итерации).

9.6. Коэффициент полезного действия (КПД) машины

Энергия, потребляемая машиной, расходуется на преодоление полезных и вредных сопротивлений. Полезные –это сопротивления, для преодоления которых машина предназначается. Вредные –это сопротивления, преодоление которых не даёт производственного эффекта.

Механическим КПД (η) называется отношение полезной работы $A_{\text{пл}}$ или мощности $P_{\text{пл}}$ к затраченной $A_{\text{зт}}(P_{\text{зт}})$. Потери механической энергии в разного рода устройствах состоят главным образом из потерь на трение:

$$\eta = \frac{A_{\text{пл}}}{A_{\text{зт}}} = \frac{P_{\text{пл}}}{P_{\text{зт}}} = \frac{A_{\text{зт}} - A_{\text{тр}}}{A_{\text{зт}}} = \frac{P_{\text{зт}} - P_{\text{тр}}}{P_{\text{зт}}} = 1 - \xi_{\text{п}}, \qquad (9.17)$$

где $\xi_{\text{п}} = \frac{A_{\text{тр}}}{A_{\text{зт}}} = \frac{P_{\text{тр}}}{P_{\text{зт}}}$ – коэффициент потерь.

При холостом ходе машины $\eta = 0$, но могут быть случаи когда $\eta < 0$, что означает невозможность совершать движение из-за явления, называемого *самоторможением*. Например, червячный редуктор не может совершать вращение со стороны червячного колеса.

Рассмотрим машину как совокупность n элементов, соединённых различным образом между собой.

1. Элементы соединены последовательно и КПД каждого из них η_i известен (рис. 93, *а*). Тогда

$$\begin{aligned} A_2 &= A_1\eta_1; \\ A_3 &= A_2\eta_2 = A_2\eta_1\eta_2; \\ &\vdots \\ A_{n+1} &= A_1\eta_1\eta_2\ldots\eta_n, \end{aligned} \qquad (9.18)$$

т. е. общий КПД всей цепи равен

$$\eta_{\Sigma} = \frac{A_{n+1}}{A_1} = \eta_1\eta_2\ldots\eta_n = \prod_{i=1}^{n}\eta_i. \qquad (9.19)$$

Поэтому следует стремиться к созданию простых конструкций с малым числом элементов.

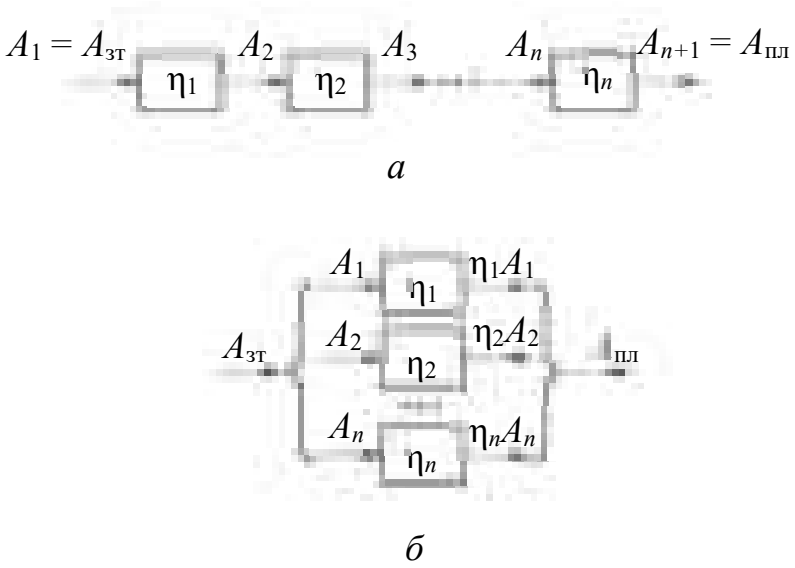


Рис. 93. Машина как совокупность элементов:
а – элементы соединены последовательно; *б* – элементы соединены параллельно

2. Элементы соединены параллельно (рис. 93, *б*). Тогда

$$\eta_\Sigma = \frac{\eta_1 A_1 + \eta_2 A_2 + \ldots + \eta_n A_n}{A_1 + A_2 + \ldots + A_n} = \sum_{i=1}^{n} \alpha_i \eta_i, \qquad (9.20)$$

где $\alpha_i = \dfrac{A_i}{A_{зт}}$ – коэффициент распределения энергии.

При $\eta_1 = \eta_2 = \ldots = \eta_n$ получим $\eta_\Sigma = \eta_i$, следовательно, низкое качество отдельных элементов меньше влияет на общий КПД машины, чем при последовательном соединении.

Сложные механизмы могут образовывать разветвлённую систему, состоящую из последовательного и параллельного соединённых более простых механизмов, где КПД определяется согласно указанным выше правилам.

Так как любой механизм представляет собой кинематическую цепь с последовательно и параллельно соединёнными в кинематических парах

звеньями, то общий КПД механизма вычисляется аналогично при известных КПД кинематических пар.

Например, необходимо определить η_Σ механизма с низшими парами, изображённого на рис. 94.

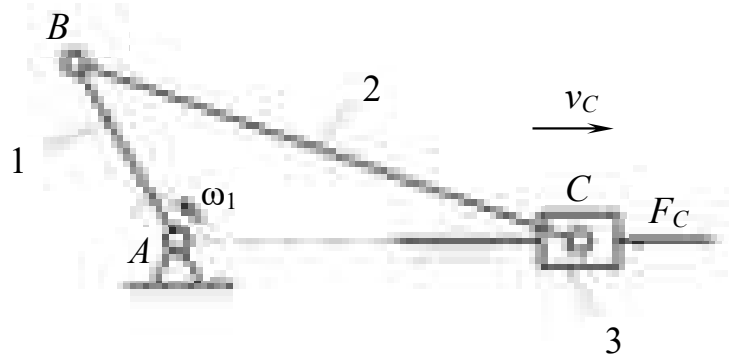


Рис. 94. Схема рычажного механизма

Мощность сил полезного сопротивления

$$P_{\text{пл}} = F_C v_C, \tag{9.21}$$

где v_C – скорость точки C; F_C – сила полезного сопротивления.

Затраченная мощность

$$P_{\text{зт}} = P_{\text{пл}} + \sum_{i=1}^{4} P_i^{\text{тр}}. \tag{9.22}$$

В формуле (9.22) мощность, затраченная на трение в кинематических парах, равна:

$$\begin{aligned}
&\sum_{i=1}^{4} P_i^{\text{тр}} = P_A^{\text{тр}} + P_B^{\text{тр}} + P_C^{\text{тр}} + P_{30}^{\text{тр}};\\
&P_A^{\text{тр}} = F_{01} f_A \frac{d_A}{2}\omega_1;\\
&P_B^{\text{тр}} = F_{12} f_B \frac{d_B}{2}(\omega_1 \pm \omega_2);\\
&P_C^{\text{тр}} = F_{23} f_C \frac{d_C}{2}\omega_2;\\
&P_{30}^{\text{тр}} = F_{30} f_{30} v_C,
\end{aligned} \tag{9.23}$$

где $P_A^{\text{тр}}, P_B^{\text{тр}}, P_C^{\text{тр}}$ – затраты мощности на трение в шарнирах; $P_{30}^{\text{тр}}$ – затраты мощности на трение в поступательной паре; f_A, f_B, f_C – коэффициенты трения в шарнирах; f_{30} – коэффициент трения в поступательной паре; d_A, d_B, d_C – диаметры шарниров; ω_1, ω_2 – угловые скорости звеньев.

Мгновенный КПД, который является функцией положения звена 1, равен

$$\eta_{\Sigma} = \frac{P_{\text{пл}}}{P_{\text{зт}}}. \qquad (9.24)$$

10. УРАВНОВЕШИВАНИЕ МАСС В МЕХАНИЗМАХ

10.1. Действие сил на фундамент. Условия уравновешивания

В общем случае в кинематических парах механизмов и машин возникают динамические усилия, переменные по величине и направлению. Через стойку они передаются на фундамент, вызывая дополнительные напряжения в отдельных звеньях, вибрацию и ухудшение условий работы. Чтобы этого избежать, необходимо рационально подобрать и расположить массы звеньев с условием полного или частичного гашения динамических усилий. Эта задача решается при уравновешивании.

Основными динамическими составляющими при работе любого механизма являются силы инерции, которые, как правило, переменны по величине и направлению. Это характерно и для случаев, когда входное звено вращается с постоянной угловой скоростью $\omega_1 = const$ (см. рис. 94). Все силы и моменты сил инерции можно привести к главному вектору $\overline{F}_{и\Sigma}$ и моменту $\overline{M}_{и\Sigma}$ относительно выбранной точки (точки приведения):

$$\begin{aligned} \overline{F}_{и\Sigma} &= \Sigma \overline{F}_{иi}; \\ \overline{M}_{и\Sigma} &= \Sigma \overline{M}_{иi} + \Sigma \overline{F_{иi} h_{F_{иi}}}, \end{aligned} \qquad (10.1)$$

где $\overline{F}_{иi}, \overline{M}_{иi}$ – сила инерции и момент сил инерции i-го звена; $h_{F_{иi}}$ – плечо силы инерции относительно точки приведения.

Полностью уравновешенным считается механизм, в котором $F_{и\Sigma} = 0$ и $M_{и\Sigma} = 0$, т. е. сила давления стойки на фундамент остаётся постоянной при движении звеньев.

Из теоретической механики известно, что

$$\overline{F}_{и\Sigma} = -m_{\Sigma} \overline{a}_s, \qquad (10.2)$$

где m_{Σ} – масса всех подвижных звеньев; a_s – ускорение центра масс системы.

Следовательно, для выполнения условия $F_{и\Sigma} = 0$ необходимо, чтобы ускорение $a_s = 0$.

Это равносильно требованию постоянства положения центра масс механизма относительно стойки. Такое уравновешивание называется *статическим* или *уравновешиванием первого рода*. В этом случае используется метод заменяющих (сосредоточенных) масс, обладающих массой, центром масс и моментом инерции J_S заменяемого твёрдого тела (звена) с распределённой массой. Если поместить начало системы координат в центр масс системы, то условия эквивалентности заменяемой и заменяющих масс запишутся так:

$$\begin{aligned} &\Sigma m_i = m_\Sigma; \\ &\Sigma m_i x_i = 0; \\ &\Sigma m_i y_i = 0; \\ &\Sigma m_i (x_i^2 + y_i^2) = J_S, \end{aligned} \qquad (10.3)$$

где m_i – масса i-го звена; x_i, y_i – координаты центра тяжести i-го звена.

Таким образом, в общем случае плоского звена необходимы четыре заменяющих массы. В частных случаях число заменяющих масс может быть сведено к двум. Например, для звена AB (рис. 95) можно ограничиться частичной заменой его массы m двумя массами m_1 и m_2, учитывая условия:

$$\begin{aligned} &m_1 + m_2 = m; \\ &m_1 l_1 - m_2 l_2 = 0. \end{aligned} \qquad (10.4)$$

Отсюда следует, что

$$\begin{aligned} &m_1 = m \frac{l_2}{l}; \\ &m_2 = m \frac{l_1}{l}. \end{aligned} \qquad (10.5)$$

Для полного уравновешивания механизма необходимо выполнение обоих условий: $F_{и\Sigma} = 0$; $M_{и\Sigma} = 0$, причём выполнение условия $M_{и\Sigma} = 0$ решается

при моментном (динамическом) уравновешивании, которое называется *уравновешиванием второго рода*.

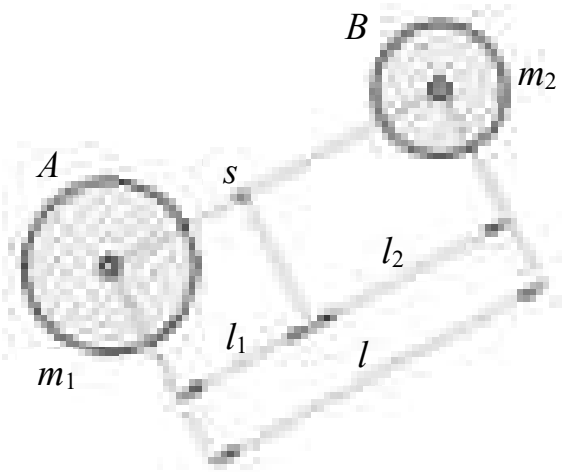
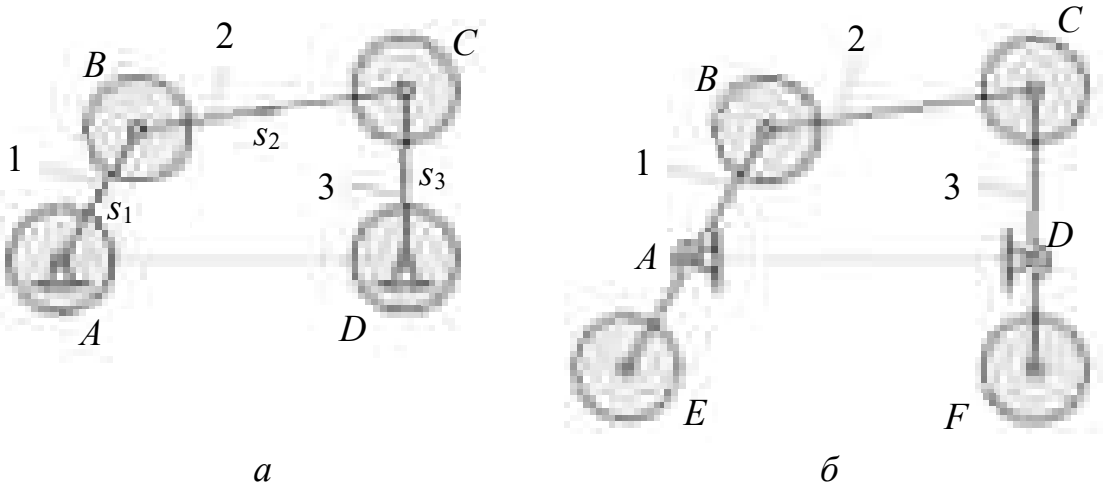


Рис. 95. Звено *AB*

10.2. Уравновешивание с помощью противовесов на звеньях механизма

Рассмотрим последовательность статического уравновешивания на примере четырёхшарнирного механизма (рис. 96, *а*). Заменяем массы звеньев 1, 2, 3 сосредоточенными массами в точках *A*, *B*, *C*, *D*, причём в силу неподвижности точек *A* и *D*, массы, сосредоточенные в этих точках, можно не учитывать.



а *б*

Рис. 96. Статическое уравновешивание механизма:
а – схема механизма; *б* – статически уравновешенный механизм

Приведённые массы в точках B и C равны:

$$m_B = m_{B_1} + m_{B_2} = m_1 \frac{l_{AS_1}}{l_{AB}} + m_2 \frac{l_{CS_2}}{l_{BC}};$$
$$m_C = m_{C_2} + m_{C_3} = m_2 \frac{l_{BS_2}}{l_{BC}} + m_3 \frac{l_{DS_3}}{l_{CD}}. \qquad (10.6)$$

Так как заменяющие массы m_B и m_C совершают вращательное движение, то для уравновешивания сил инерции необходимы противовесы с массами m_E и m_F, определяемыми из следующих условий (рис. 96, *б*):

$$m_E l_{AE} = m_B l_{AB};$$
$$m_F l_{DF} = m_C l_{DC}, \qquad (10.7)$$

где, задавая длины противовесов, можно получить их массы и наоборот.

Рассмотрим моментное уравновешивание на примере четырёхшарнирного механизма. Его приближённое моментное уравновешивание можно осуществить после статического уравновешивания, введя в схему механизма два одинаковых дополнительных противовеса m_M (рис. 97), соединённых с зубчатыми колёсами *a* и *b*. Колесо *a* жёстко связано с кривошипом 1 и вращается с угловой скоростью ω_1, а равное ему колесо *b* вращается с той же угловой скоростью ω_1, но угловые координаты противовесов отличаются на 180°, поэтому момент пары сил инерции от противовесов m_M равен

$$M_{иM} = F_{иM} h_M. \qquad (10.8)$$

Подбирая положение точки E, можно обеспечить направление $M_{иM}$, противоположное направлению $M_{и\Sigma}$, а массу противовесов m_M определяют из условия $M_{и\Sigma} = M_{иM}$.

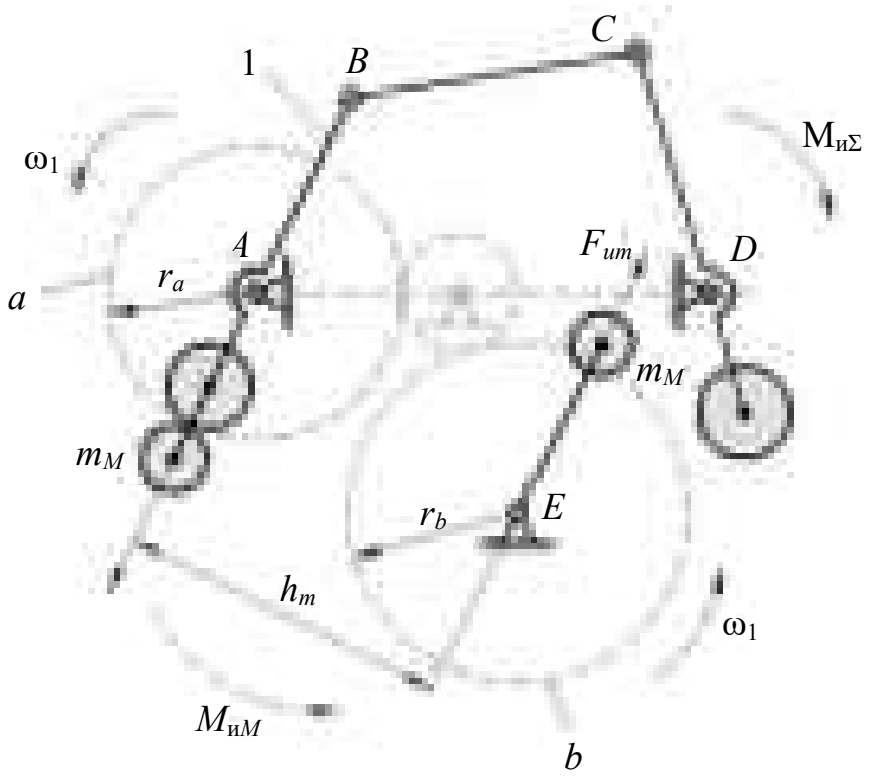


Рис. 97. Моментное уравновешивание механизма

10.3. Уравновешивание вращающихся масс (роторов)

Ротором в теории балансировки называется любое вращающееся тело. В связи с появлением быстроходных машин возникла проблема уравновешивания быстровращающихся деталей. Так, например, скорость некоторых турбин, валов гироскопов, суперцентрифуг достигает 50 тысяч об/мин, и малейшее смещение центра масс с геометрической оси вращения вызывает появление больших сил инерции, т. е. вибрационных явлений в машине и фундаменте.

Различают статическое уравновешивание (статическая балансировка) вращающихся роторов и динамическое. Статическая балансировка достигается тем, что центр тяжести вращающейся детали переводят в неподвижную точку. Такое уравновешивание применяется для плоских деталей, длина которых мала по сравнению с диаметром. Если такую деталь заменить сосредоточенной массой m, вращающейся относительно

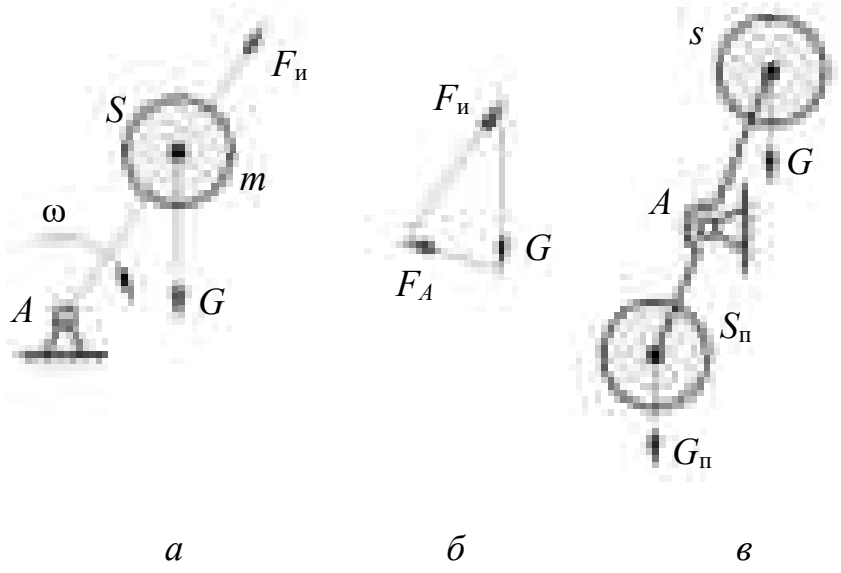
неподвижного центра вращения (рис. 98, *а*), то можно записать уравнение динамики:

$$\bar{G} + \bar{F}_A + \bar{F}_{\text{и}} = 0, \tag{10.9}$$

где G – вес; F_A –реакция в опоре; $F_{\text{и}}$ –сила инерции, равная

$$F_{\text{и}} = ma_S^n = \frac{G}{g}\omega^2\rho = d\frac{\omega^2}{g}, \tag{10.10}$$

где $\rho = AS$ – радиус окружности вращения массы m; $d = G\rho$ – дисбаланс, который характеризует неуравновешенность и направлен так же, как сила инерции $F_{\text{и}}$.



а *б* *в*

Рис. 100. Уравновешивание вращающихся масс

План сил в данном положении (рис. 98, *б*) показывает, что F_A – сила переменная по направлению и создаёт динамические нагрузки и вибрацию. Если $d = 0$, то $\bar{G} + \bar{F}_A = 0$, и динамические нагрузки отсутствуют. Для этого необходимо уравновесить дисбаланс установкой массы противовеса с противоположной стороны (рис. 98, *в*). Тогда дисбалансы будут уравновешены, и вес противовеса $G_{\text{п}}$ определится из условия

$$G\rho = G_{\text{п}}\rho_{\text{п}}, \tag{10.11}$$

где $\rho_{\text{п}} = AS_{\text{п}}$ – радиус окружности вращения противовеса.

Рассмотрим уравновешивание неплоской детали, которую можно представить, например, в виде двух грузов G_1 и G_2 (рис. 99, *а*), с углом α_2 между радиусами ρ_1 и ρ_2. В этом случае возникают реакции, вызванные неуравновешенностью как сил, так и моментов от сил инерции. При этом момент от сил инерции относительно точки *A* равен

$$M_{и2} = F_{и2}a \tag{10.12}$$

и характеризуется дисбалансом

$$d_2 a = G_2 \rho_2 a. \tag{10.13}$$

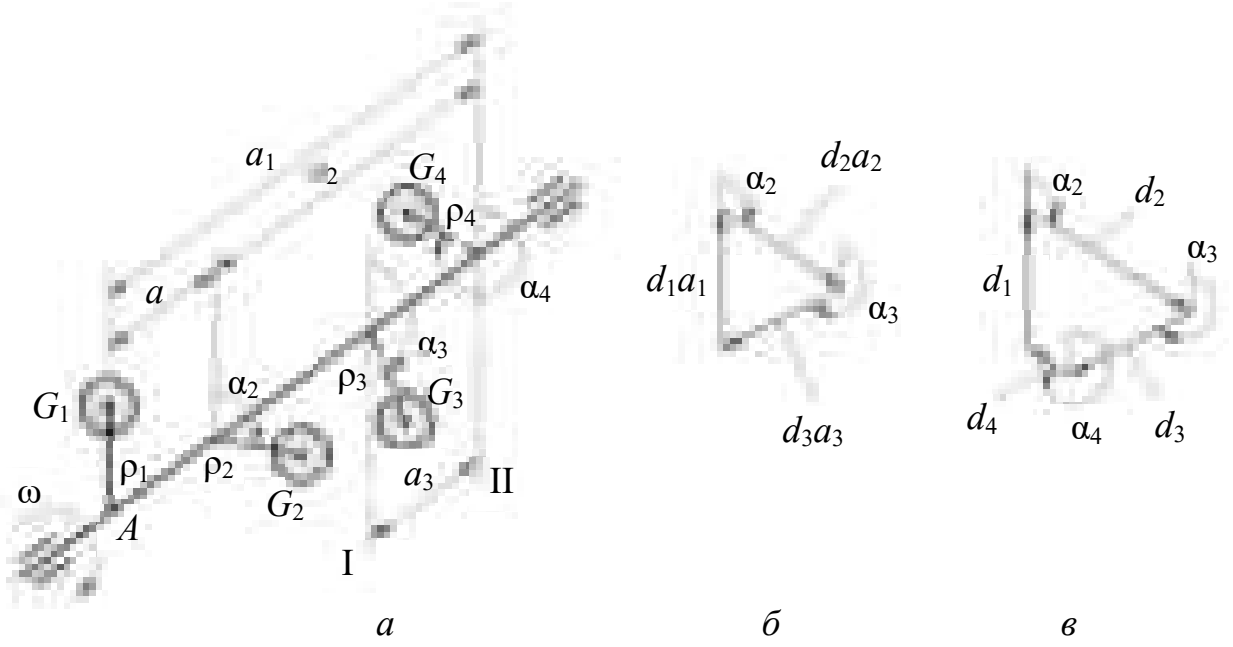


Рис. 99. Уравновешивание неплоской детали

В этом случае динамические нагрузки на опоры возникают даже если проведена статическая балансировка, когда центр тяжести грузов 1 и 2 совпадает с центром вращения. Уравновешивание моментов от сил инерции вращающихся деталей будет обеспечена динамической балансировкой.

Полное уравновешивание системы можно осуществить двумя дополнительными грузами G_3 и G_4, установленными в разных плоскостях I и II, называемых *плоскостями исправления*, под углами α_3 и α_4. При этом должны выполняться условия:

$$\Sigma \overline{F}_{ui} = 0, \text{ или } \overline{d}_1 + \overline{d}_2 + \overline{d}_3 + \overline{d}_4 = 0;$$
$$\Sigma \overline{M}_{ui} = 0, \text{ или } \overline{d}_1 a_1 + \overline{d}_2 a_2 + \overline{d}_3 a_3 + \overline{d}_4 a_4 = 0. \quad (10.14)$$

Совместное решение уравнений (10.14), например, графическим путём (рис. 99, *б*, *в*) позволяет найти вес и положение противовесов G_3 и G_4.

Балансировка вращающихся масс осуществляется на специальных балансировочных станках, при этом исключается неуравновешенность, вызванная неточностью изготовления детали.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин: учебник для вузов. – М.: Наука, 1988.

2. Артоболевский И. И. Сборник задач по теории механизмов и машин: для машин. спец. вузов. – М.: Наука, 1975.

3. Левитская О. Н., Левитский Н. И. Курс теории механизмов и машин: учеб. пособие для механ .спец. вузов. – М.: Наука, 1990.

4. Прикладная механика: учеб. пособие и контрольные задания на курсовой проект «Кинематический, силовой анализ и синтез плоского механизма» для студентов специальности 21.05.04 «Горное дело» специализации «Горные машины и оборудование» очного и заочного обучения. / А. И. Афанасьев, Ю. М. Казаков, С. А. Ляпцев и др. – 2-е издание, переработанное и дополненное. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2019.

Учебное издание

Виталий Михайлович ТАУГЕР, Александр Анатольевич ЛЕОНТЬЕВ

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Учебное пособие

Редактор изд-ва
Компьютерная вёрстка авторов
Дизайн обложки

Подписано в печать
Бумага офсетная. Гарнитура *Times New Roman*. Формат $60\times84\,{}^{1}\!/_{16}$.
Печать на ризографе. Печ. л. 8,0. Уч. изд. л. 6,0
Тираж 100 экз. Заказ

Издательство УГГУ
620144, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30
Уральский гос. горный ун-т
Отпечатано с оригинал-макета
в лаборатории множительной техники УГГУ

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по учебно-методическому комплексу
_____ С.А.Упоров

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЕ СТУДЕНТОВ И ЗАДАНИЯ К КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЕ

Б1.В.09.01 ОСНОВЫ МЕХАТРОНИКИ И РОБОТОТЕХНИКИ

Специальность
21.05.04 Горное дело
Специализация
Мехатроника и робототехника промышленных комплексов

Одобрена на заседании кафедры	Рассмотрена методической комиссией факультета
Технической механики	Горно-механического
(название кафедры)	*(название факультета)*
Зав. кафедрой _____	Председатель _____
(подпись)	*(подпись)*
Волков Е.Б.	Осипов П.А.
(Фамилия И.О.)	*(Фамилия И.О.)*
Протокол № 1 от 15.09.2023	Протокол № 2 от 20.10.2023
(Дата)	*(Дата)*

Екатеринбург

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение …….. 4

Тема 1. Базовые определения мехатроники и робототехники 4

Тема 2. Общие тенденции развития мехатроники и робототехники …….. 5

Тема 3. Технологическое обеспечение мехатронных и робототехнических систем……. 7

Тема 4. Современные требования к мехатронным и робототехническим модулям и системам……. 8

Тема 5. Концепция построения интеллектуальных мехатронных и робототехнических систем…… 9

Тема 6. Исполнительные модули мехатронных и робототехнических систем…… 11

Тема 7. Измерительно-информационные модули мехатронных и робототехнических систем…… 12

Тема 8. Модули управления мехатронными и робототехническими системами…….. 13

Тема 9. Технологические мехатронные системы…….. 14

Тема 10. Роботы и робототехнические системы…… 16

Тема 11. Транспортные мехатронные и робототехнические системы……. 18

Тема 12. Большие современные мехатронные системы различного назначения…….. 20

Тема 13. Перспективные задачи и направления развития мехатроники и робототехники…… 21

Библиографический список…….. 23

Введение

Предметом самостоятельной подготовки студентов в рамках учебного курса «Основы мехатроники и робототехники» являются мехатронные и робототехнические системы, их область применения и концепции их построения.

В основу курса положены современная теория и практика разработки мехатронных и робототехнических модулей и систем, включая собственные разработки автора.

Самостоятельная работа студентов включает в себя дополнительное самостоятельное изучение теоретического материала по темам рабочей программы с использованием рекомендуемой литературы и разъяснений к ней.

При работе с литературой студенты могут в индивидуальном темпе и стиле проводить собственный анализ изучаемого материала, систематизировать его, а благодаря зрительной памяти наиболее эффективно запомнить большее количество информации.

Самостоятельная работа студентов включает также подготовку к практическим занятиям (в соответствии с рабочей программой дисциплины) и подготовку к зачету и экзамену.

Проверка преподавателем самостоятельной работы осуществляется на консультациях, во время практических занятий, а также на зачете и экзамене.

Тема 1. Базовые определения мехатроники и робототехники

Изучение теоретического материала при помощи учебной литературы

В первую очередь необходимо познакомиться с различными интерпретациями понятий «мехатроника» и «робототехника», с соответствующими дополнительными комментариями к этим определениям.

Далее необходимо освоить базовые понятия мехатроники и робототехники: мехатронные модули движения, информационно-измерительные модули,

мехатронные модули систем управления, мехатронная машина и мехатронные процессы.

В заключение данной темы необходимо четко сформулировать основные отличия мехатронной машины от традиционной машины.

На самостоятельное освоение данной темы отводится 4 часа.

Подготовка к практическому занятию № 1

Практическое занятие включает знакомство с техническим оснащением кафедры «Мехатроника».

Контрольные вопросы по теме

1. Прокомментируйте основные понятия «мехатроника» и «робототехника». Укажите их общность и различие.
2. Сформулируйте цель, предмет и методы мехатроники и робототехники.
3. Сформулируйте определение термина «мехатронный модуль движения».
4. Сформулируйте определение термина «мехатронная машина».
5. Сформулируйте определение термина «информационно-измерительные модели».

Литература

[1] Лекция 2, с. 16–25.

[3] Глава 1, с. 16–22.

Тема 2. Общие тенденции развития мехатроники и робототехники

Изучение теоретического материала при помощи учебной литературы

Освоить понятие «синергетическое объединение» элементов мехатронных и робототехнических модулей и систем. Освоение понятий «интеграция», «интеллектуализация» и «миниатюризация», определяющих основные направления развития мехатронных и робототехнических систем.

От студентов требуется понимание пяти основных принципов организации интеллектуальных систем управления и основных направлений интеллектуализации мехатронных и робототехнических систем.

Студентам необходимо проследить основные этапы интеграции и миниатюризации мехатронных и робототехнических систем, а также иметь четкое представление о том, что все три направления развития мехатронных систем взаимосвязаны и влияют друг на друга.

На самостоятельное освоение данной темы отводится 4 часа.

Подготовка к практическому занятию № 2

Практическое занятие предполагает просмотр и обсуждение видеофильмов «Основы мехатроники», «Мобильные роботы».

Контрольные вопросы по теме:

1. Отличие мехатронных систем от традиционных механических и электромеханических управляемых систем.
2. Основные направления развития мехатронных систем.
3. Сформулируйте пять принципов организации интеллектуальных систем управления.
4. Требования, предъявляемые к функциональным характеристикам современных машин и комплексов.

5. В чем проявляется взаимосвязь трех основных направлений развития мехатроники и робототехники.
6. Историческая классификация мехатронных модулей по уровню синергетического объединения элементов модулей.

Литература

[1] Лекция 2, с. 25–34.

Тема 3. Технологическое обеспечение мехатронных и робототехнических систем

Изучение теоретического материала при помощи учебной литературы

Студентам необходимо освоить основные понятия, связанные со структурной и технологической пирамидами мехатроники: главные структурные части (механика, электроника, информатика) и базовые технологии мехатроники (гибридные технологии электромеханики, цифровые технологии управления движением, технологии автоматизированного проектирования).

При изучении базовых технологий мехатроники студентам необходимо понять концептуальную сущность указанных технологий и аппаратные средства для их реализации.

На самостоятельное освоение данной темы отводится 8 часов.

Подготовка к практическим занятиям № 3, № 4

Практические занятия предполагают применение конструкторов Lego и программных комплексов RoboLab для конструирования мобильных роботов.

Контрольные вопросы по теме

1. Назовите главные части мехатроники.

2. Назовите современные уровни развития базовых частей мехатронных систем.
3. Укажите три гибридные синергетические направления мехатронных систем.
4. Назовите главные базисные технологии мехатроники.
5. Охарактеризуйте современный уровень развития базисных технологий.
6. Назовите комбинированные технологии мехатроники.

Литература

[1] Лекция 3, с. 35–47.

[3] Глава 1, с. 70–86.

Тема 4. Современные требования к мехатронным и робототехническим модулям и системам

Изучение теоретического материала при помощи учебной литературы

Студенты должны понимать и формулировать стратегические, тактические и прикладные уровни требований к мехатронным и робототехническим модулям и системам. Проследить взаимосвязь и взаимообусловленность этих уровней требований.

Студенты должны изучить примеры систем, отвечающих прикладным требованиям, предъявляемым к мехатронным и робототехническим модулям и системам.

Студенты должны попытаться сформулировать дополнительные прикладные требования к мехатронным и робототехническим системам.

На самостоятельное освоение данной темы отводится 10 часов.

Подготовка к практическим занятиям № 5, № 6, № 7

Практические занятия предполагают изучение различных систем, отвечающих прикладным требованиям, предъявляемым к мехатронным и робототехническим модулям и системам.

Контрольные вопросы по теме

1. Сформулируйте стратегические требования к мехатронным и робототехническим системам.
2. Сформулируйте тактические требования к мехатронным и робототехническим системам.
3. Сформулируйте прикладные требования к функциональным и структурно-конструктивным показателям мехатронных и робототехнических систем.
4. Приведите примеры систем, отвечающих прикладным требованиям, предъявляемым к мехатронным и робототехническим системам.

Литература

[1] Лекция 4, с. 55–91.

Тема 5. Концепция построения интеллектуальных мехатронных и робототехнических систем

1. Изучение теоретического материала при помощи учебной литературы.

Студенты должны освоить определение интеллектуальных мехатронных и робототехнических систем, базу построения интеллектуальных систем управления (ситуационное управление и информационные технологии обработки знаний, обобщенную структуру интеллектуальных систем управления).

Кроме того, студенты должны изучить основные принципы проектирования мехатронных систем, познакомиться с общим алгоритмом проектирования

мехатронных и робототехнических систем (два этапа функционально-структурного подхода к проектированию мехатронных систем).

Студенты должны изучить основы построения экспертных систем. Познакомиться с основами автоматизированного проектирования мехатронных систем.

На самостоятельное освоение данной темы отводится 10 часов.

Подготовка к практическим занятиям № 8, № 9

На практических занятиях изучаются функциональные и структурные схемы интеллектуальных мехатронных и робототехнических модулей и систем, а также принципы построения и области применения экспертных систем.

Контрольные вопросы по теме

1. Сформулируйте признаки интеллектуальных систем управления, интеллектуальных мехатронных модулей и систем.
2. Какие современные информационные технологии используются в интеллектуальных системах управления?
3. Опишите основные блоки интеллектуальных систем управления.
4. Сформулируйте две основные идеи, на которых базируются интеллектуальные системы управления.
5. Сформулируйте понятие «совмещенное (параллельное) проектирование».
6. Объясните суть и значение для мехатроники синергетической интеграции элементов, входящих в состав системы.
7. Объясните суть модульного принципа проектирования мехатронных систем.
8. Чем объясняется широкое использование в мехатронных системах принципа перераспределения функциональной нагрузки от аппаратных модулей к информационным (компьютерным) модулям?

9. Опишите общий алгоритм проектирования мехатронных и робототехнических модулей.
10. Сформулируйте определение экспертной системы.
11. Укажите базовые функции экспертных систем.

Литература

[1] Лекция 3, с. 48–54; лекция 4, с. 94–100.

Тема 6. Исполнительные модули мехатронных и робототехнических систем

Изучение теоретического материала при помощи учебной литературы

Студенты должны изучить модули движения (мотор-редукторы, мотор-колеса, мотор-шпиндели, пьезоэлектрические модули, бионические модули, искусственную мышцу), мехатронные модули движения (безредукторный поворотный стол, автономный ортопедический аппарат), интеллектуальные модули движения (модуль для вальцовочных соединений, транспортный мобильный робот). Особое внимание необходимо обратить внимание на конструкцию и системы управления различных исполнительных модулей.

На самостоятельное освоение данной темы отводится 4 часа.

Подготовка к практическому занятию № 10

На практическом занятии изучаются конкретные примеры модулей движения.

Контрольные вопросы по теме

1. Сформулируйте определения «модуль движения», «мехатронный модуль движения», «интеллектуальный модуль движения» и различия между этими модулями.

2. Принцип действия пьезоэлектрических приводов и бионических модулей движения.
3. Основные элементы интеллектуальных мехатронных модулей движения.
4. Классификация движителей мобильных систем.
5. Примеры модулей движения.

Литература

[1] Глава 3, с. 352–392.

Тема 7. Измерительно-информационные модули мехатронных и робототехнических систем

Изучение теоретического материала при помощи учебной литературы

Студенты должны изучить структурную и функциональную схемы передачи и обработки информации в мехатронных и робототехнических системах: усиления, нормирования (компандирования); фильтрация и преобразование в цифровую форму (дискретизация и квантирование сигнала по времени и кодирование); устройство связи с объектом; интерфейсы.

Далее студенты должны изучить измерительно-информационные модули различного назначения: механолюминесцентные сенсорные устройства сосредоточенного, распределенного и встроенного типов; двухкоординатный датчик силы микроманипулятора; скоростная путеобследовательская станция. При этом в первую очередь необходимо обратить внимание на принцип действия и структурные схемы измерительно-информационнных модулей.

На самостоятельное освоение данной темы отводится 4 часа.

Подготовка к практическому занятию № 11

На практическом занятии изучаются примеры измерительно-информационных модулей различного назначения.

Контрольные вопросы по теме

1. Основные элементы измерительно-информационных модулей.
2. Типовая структурная схема измерительно-информационных модулей.
3. Основные типовые операции и преобразования информационных сигналов в измерительно-информационных модулях.
4. Примеры измерительно-информационных модулей.

Литература

[4] Глава 3, с. 439–457.

Тема 8. Модули управления мехатронными и робототехническими системами

Изучение теоретического материала при помощи учебной литературы

Студенты должны изучить особенности постановки задач управления в мехатронике. Принцип построения модулей управления. Иерархия управления в мехатронных системах. Степень интеллектуализации систем управления. Принципы построения интеллектуальных систем. Модули многоуровневых систем управления на исполнительном, тактическом и стратегическом уровнях (на различных слоях интеллектуальности).

Необходимо проанализировать природу (источники) возникновения неопределенностей, связанных с формированием управляющих воздействий (предсказуемые и непредсказуемые неопределенности). Рассмотреть системы

управления I и II рода в соответствии с характером неопределенностей в системе управления.

Изучить примеры модулей систем управления исполнительного уровня (адаптивное управление, управление с эталонной моделью, нейросетевое управление, нечеткое управление), тактического уровня (система управления движением робота), стратегического уровня (управление движением человека).

На самостоятельное освоение данной темы отводится 4 часа.

Подготовка к практическому занятию № 12

На практическом занятии изучаются системы управления мобильным роботом.

Контрольные вопросы по теме

1. Уровни иерархии управления мехатронными системами.
2. Системы управления I и II рода.
3. Источники неопределенности в мехатронных системах.
4. Четыре слоя обработки неопределенной информации (слои интеллектуальности).
5. Определение адаптивной системы управления.
6. Определение нечеткой системы управления.

Литература

[4] Глава 3, с. 458–467; с. 495–519.

Тема 9. Технологические мехатронные системы

Изучение теоретического материала при помощи учебной литературы

Студенты должны познакомиться с основными методами создания автоматизированных технологических мехатронных систем: технологическое обес-

печение автоматизированных систем. Разработка функционально-структурных схем систем, построение автоматизированных систем управления.

Затем студенты знакомятся с примерами построения мехатронных систем различного технологического назначения: процесс обжига окисленных окатышей, система вспомогательного кровообращения.

Далее студенты знакомятся с основными аспектами создания управления для различных способов производства ответственных изделий из титановых и высокопрочных алюминиевых сплавов для нужд различных отраслей машиностроения. Технологическими машинами с параллельной кинематикой (гексаподы); их конструктивными особенностями, преимуществами систем управления, сферами применения в металлообрабатывающей промышленности. Мехатронным станочным оборудованием с ЧПУ: пятью вариантами архитектурного решения систем ЧПУ (CNC, PCNC-1, PCNC-2, PCNC-3, PCNC-4); особенностями архитектурных решений, аппаратного уровня и программного обеспечения систем ЧПУ, контроллерами управления движением с открытой архитектурой как программной, так и аппаратной частей контроллера.

На самостоятельное освоение данной темы отводится 8 часов.

Подготовка к практическому занятию № 13

Практическое занятие предполагает изучение мехатронных металлообрабатывающих комплексов.

Контрольные вопросы по теме

1. Какими причинами определяется необходимость перехода к интеллектуальным системам управления кузнечнопрессовыми комплексами?
2. Опишите принципы управления процессом изотермического прессования на горизонтальных гидропрессах.

3. Опишите принципы управления процессом изотермической штамповки на вертикальных гидропрессах.
4. Опишите принципы управления процессом гидрорастяжения кольцевых заготовок на гидропрессе.
5. Опишите конструктивные особенности машин с параллельной кинематикой (гексаподов).
6. Укажите основные преимущества гексаподов перед другими технологическими машинами.
7. Укажите основные тенденции построения интеллектуальных контроллеров управления движением технических систем.
8. Какие задачи решает система ЧПУ?
9. Какие имеются архитектурные решения систем ЧПУ?
10. Что такое «открытая архитектура» систем ЧПУ?

Литература

[2] Глава 4, с. 9–47.

Тема 10. Роботы и робототехнические системы

Изучение теоретического материала при помощи учебной литературы

Студенты изучают краткую историю развития робототехники. Классификацию роботов по назначению, конструктивным признакам, способу управления, быстродействию и точности движений. Интеллектуальные робототехнические системы для бытового применения, медицинского обслуживания, досуга и развлечений, военного назначения. Промышленные робототехнические системы и комплексы: сборочные, технологические, кузнечно-прессовые, литья под давлением. Экстремальную робототехнику в промышленности, космосе, подводных роботах. Биоробототехнику, микроробототехнику: микросистемные

технологии, микроэлектромеханические системы, микророботы, микротехнологические модули.

В результате изучения данной темы у студентов должно выработаться целостное представление о роботах и робототехнических системах самого различного применения, принципах их построения.

На самостоятельное освоение данной темы отводится 8 часов.

Подготовка к практическому занятию № 14

На практическом занятии изучается шестистепенной учебный робот «Роботенок».

Контрольные вопросы по теме

1. Опишите краткую историю робототехники.
2. Приведите примеры удачной роботизации различных сфер деятельности человека.
3. По каким признакам производится классификация робототехники?
4. В чем состоит особенность построения и применения промышленных и робототехнических систем?
5. Рассмотрите перспективы специальной робототехники: космической, биологической, медицинской, экстремальной.
6. Назовите основные этапы развития микророботототехники.
7. Каковы перспективы развития микросистем?
8. Раскройте основные способы построения стационарных микросистем.
9. Какие типы приводов используют в мобильных микроботах?
10. Укажите основные области применения интеллектуальных роботов.

Литература

[2] Глава 4, с. 48–79.

Тема 11. Транспортные мехатронные и робототехнические системы

Изучение теоретического материала при помощи учебной литературы

Студенты изучают транспортные и робототехнические системы различного назначения. Железнодорожный транспорт: многофункциональный комплекс технических средств контроля состояния подвижного состава, инженерно-техническое оснащение высокоскоростного подвижного состава (вагоны, локомотивы, ходовые части подвижного состава, тормозное оборудование, устройства наклона кузова вагона). Инерционный накопитель энергии для тяговой цепи. Автомобильный транспорт: системы активной безопасности. Воздушный и водный транспорт: система автоматического управления самолетом (автопилот), дирижабли, автономные подводные аппараты. Нетрадиционные транспортные системы: транспорт с магнитным подвешиванием (магнитопланы), новая железнодорожная транспортная система (система автономных экипажей), трубопроводный транспорт.

На самостоятельное освоение данной темы отводится 8 часов.

Подготовка к практическим занятиям № 15, № 16

На практическом занятии изучается инженерно-техническое оснащение высокоскоростного железнодорожного транспорта и нетрадиционных транспортных систем.

Контрольные вопросы по теме

1. Укажите основные сферы применения мехатронных систем на железнодорожном транспорте.
2. Оцените уровень интеллектуальности железнодорожных систем (включая скоростной и высокоскоростной транспорт).

3. Укажите основные направления применения мехатронных систем в области локомотиво- и вагоностроения (включая рельсовые автобусы).
4. Оцените эффективность и перспективы применения накопителей энергии на железнодорожном транспорте.
5. Основные направления применения мехатронных систем на автомобильном транспорте.
6. Дайте общую характеристику систем активной безопасности движения автомобилей.
7. Какие существуют виды нетрадиционного транспорта?
8. Проанализируйте перспективы применения новой транспортной системы, предложенной в университете Падеборна (Германия).
9. Оцените перспективы высокоскоростного транспорта на магнитной подвеске.
10. Объясните принцип работы автопилота.
11. Каковы перспективы применения нейроконтроллеров в авиационном транспорте? Какими обстоятельствами диктуется необходимость их применения?
12. Для решения каких задач целесообразно применять дирижабли?
13. Сформулируйте тенденции развития дирижаблестроения.
14. В чем специфика управления дирижаблями?
15. Какие задачи призваны решать автономные подводные аппараты?
16. В чем специфика задач управления автономными подводными аппаратами?

Литература

[2] Глава 4, с. 80–164.

Тема 12. Большие современные мехатронные системы различного назначения

Изучение теоретического материала при помощи учебной литературы

Вначале студенты знакомятся с особенностями управления большими современными мехатронными системами. Далее студенты изучают примеры реализации управления большими современными мехатронными системами: коллективное управление группой роботов, дистанционное управление мобильными мехатронными и робототехническими системами посредством сети Интернет, макромоделью активного управления магистральными системами железнодорожного транспорта, интеллектуальной электроэнергетикой.

На самостоятельное освоение данной темы отводится 10 часов.

Подготовка к практическим занятиям № 17

На практическом занятии изучается система активного управления движением автомобильного и железнодорожного транспорта.

Контрольные вопросы по теме

1. Опишите общую структурную схему мобильных робототехнических систем.
2. Опишите обобщенную структуру управления робототехническими системами.
3. В чем состоит основная идея метода локального слежения за движущимися объектами?
4. Опишите структурную схему и основные элементы следящей системы технического зрения (ССТЗ).
5. Опишите обобщенную схему системы дистанционного управления мобильным роботом по сети Интернет.

6. Какие основные идеи закладываются в систему активного управления транспортной сетью (АУТС).
7. Объясните схему работы АУТС.
8. Основные элементы Европейской системы управления движением железнодорожного транспорта (ETCS).
9. Объясните основные аспекты построения и практического применения интеллектуальных сетей энергоснабжения.
10. Укажите ключевые различия между существующими в настоящее время и проектируемыми интеллектуальными сетями энергоснабжения.

Литература

[1] Лекция 4, с. 57–70; с. 100–132.

Тема 13. Перспективные задачи и направления развития мехатроники и робототехники

Изучение теоретического материала при помощи учебной литературы

Студенты должны сформулировать перспективные направления развития мехатронных и робототехнических систем: интеллектуализация систем управления технологическими комплексами различного назначения (металлообработка, транспорт, электроэнергетика), развитие микроэлектромеханических систем (микроробототехника, биоробототехника), создание самодостаточной системы интеллектуальных многофункциональных мехатронных машин для реконфигурируемого производства (построенного по принципу клеточного строения живых организмов из многофункциональных ячеек).

На самостоятельное освоение данной темы отводится 8 часов.

Подготовка к практическому занятию № 18

На практическом занятии рассматриваются перспективы развития микроробототехники.

Контрольные вопросы по теме

1. В каком направлении должна продвигаться интеллектуализация управления технологических металлообрабатывающих комплексов?
2. За счет каких технических средств может осуществляться интеллектуализация робототехнических систем?
3. Какие виды транспортных систем нуждаются в модернизации?
4. Каковы перспективы развития микросистем?
5. Опишите новые служебные и функциональные задачи мехатроники и робототехники. Приведите примеры задач.
6. Дайте описание новых кинематических структур и конструктивных компоновок многокоординатных машин.
7. Поясните перспективы развития интеллектуальных мехатронных и робототехнических систем.

Литература

[1] Лекция 1, с. 9–15; с. 25–34.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Готлиб Б. М., Вакалюк А. А. Введение в специальность «Мехатроника и робототехника»: курс лекций. – Екатеринбург: Изд-во УрГУПС, 2012. – 134 с.
2. Готлиб Б. М. Введение в мехатронику: учеб. пособие: в 2 т. Т.2. Проектирование и применение мехатронных модулей и систем. – Екатеринбург: Изд-во УрГУПС, 2008. – 302 с.
3. Подураев Ю. В. Мехатроника: основы, методы, применение: учеб. пособие. – М.: Машиностроение, 2006. – 256 с.
4. Готлиб Б. М. Введение в мехатронику: учеб. пособие: в 2 т. Т.1. Концептуальные основы мехатроники. – Екатеринбург: УрГУПС, 2008. –521 с.

Министерство науки и высшего образования РФ
ФГБОУ ВО
«Уральский государственный горный университет»

В. М. Таугер

ДЕТАЛИ МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ

Учебное пособие

Екатеринбург
2022

УДК 681.323-181.4(075)

Таугер В. М.
Детали мехатронных модулей: учебное пособие. – Екатеринбург: УГГУ, 2022. – 141 с.: ил.

Изложены методы расчета деталей преобразователей движения, необходимые для конструирования мехатронных модулей; рассмотрены конструктивные отличия основных деталей преобразователей движения мехатронных модулей от деталей передач общего назначения.

Учебное пособие предназначено для студентов направления «Мехатроника и робототехника промышленных производств».

Рецензент:

Рекомендовано редакционно-издательским советом университета.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение……6
1. Соединения……7
1.1. Основные понятия……7
1.2. Шпоночные соединения……7
1.3. Зубчатые (шлицевые) соединения……10
1.4. Резьбовые соединения……13
1.4.1. Классификация резьбы……13
1.4.2. Геометрические параметры треугольной резьбы……13
1.4.3. Предотвращение саморазвинчивания в резьбовых соединениях……15
1.4.4. Расчет резьбовых соединений на прочность……15
1.4.5. Материалы и допускаемые напряжения……23
1.5. Заклепочные соединения……24
1.5.1. Разновидности заклепочных соединений……24
1.5.2. Расчет заклепочного соединения на прочность……26
1.6. Сварные соединения……28
1.6.1. Виды сварки……28
1.6.2. Соединения ручной электродуговой сваркой……30
1.6.3. Расчет сварных соединений на прочность……32
1.7. Соединения с натягом……36
Контрольные вопросы……36
2. Передачи……38
2.1. Общие сведения……38
2.2. Ременные передачи……40
2.3. Цилиндрические зубчатые передачи……43
2.3.1. Геометрические параметры цилиндрических зубчатых передач……43
2.3.2. Силы, действующие в зубчатом зацеплении……49
2.3.3. Виды разрушения зубьев……51
2.3.4. Материалы зубчатых передач……52

2.3.5. Методика расчета закрытой зубчатой передачи……53
2.4. Конические зубчатые передачи……..73
2.4.1. Геометрические параметры конических зубчатых передач…….73
2.4.2. Силы в конической зубчатой передаче……...77
2.4.3. Методика расчета конической зубчатой передачи……77
2.5. Червячные передачи……85
2.5.1. Геометрические параметры червячных передач……...85
2.5.2. Силы в червячной передаче…….88
2.5.3. Материалы червячных передач……...89
2.5.4. Методика расчета червячной передачи……..90
2.6. Планетарные зубчатые передачи…….....96
2.6.1. Общие сведения о планетарных передачах……96
2.6.2. Передаточное число и условия существования планетарного механизма…….99
2.6.3. Материалы планетарных передач…….101
2.6.4. Методика расчета планетарной передачи……101
2.7. Волновые зубчатые передачи……...105
2.7.1. Общие сведения……..105
2.7.2. Передаточное число волновой передачи……..107
2.7.3. Геометрические параметры волновой передачи……..108
2.7.4. Материалы волновых передач……...110
2.7.5. Методика расчета волновой передачи……..110
Контрольные вопросы……..119
3. Подшипники……..121
3.1. Классификация подшипников по виду трения……...121
3.2. Конструкции и классификация подшипников качения…….122
3.3. Методика расчета подшипников качения……...124
3.3.1. Исходные данные для расчета……...124
3.3.2. Предварительный выбор подшипников……...124
3.3.3. Проверочный расчет подшипников по динамической

грузоподъемности……...125
Контрольные вопросы……..134
4. Валы и оси……136
4.1. Общие сведения……136
4.2. Методика расчета валов……136
4.2.1. Исходные данные……...136
4.2.2. Проектировочный расчет……...137
4.2.3. Разработка расчетной схемы……137
4.2.4. Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов в сечениях вала……...138
4.2.5. Проверка вала на усталостную прочность……...138
Контрольные вопросы……..139
Заключение……140
Библиографический список……141

ВВЕДЕНИЕ

Мехатронные модули представляют собой компактные устройства, всё более широко применяющиеся не только в различных отраслях промышленности, но и на транспорте, в медицине, в быту. Весьма перспективным представляется оснащение шахт, рудников и карьеров технологическими мехатронными модулями и системами, которые позволят не только повысить производительность предприятия, но и обеспечить безопасность труда и снизить вероятность возникновения аварийной ситуации.

Конструирование мехатронных модулей невозможно без знания методов расчета и конструирования их основных деталей и передач, называемых также преобразователями движения. В данном учебном пособии рассматриваются механические преобразователи движения, в качестве которых используют зубчатые (в том числе планетарные), червячные, волновые передачи.

В процессе разработки передачи конструктор должен учитывать ряд особых требований, предъявляемых к мехатронным модулям и решающим образом влияющих на выбор типа, расчет и конструкцию передачи.

Для надежного усвоения студентом материала пособия необходимы достаточно твердые и обширные знания дисциплин «Теоретическая механика» и «Сопротивление материалов».

1. СОЕДИНЕНИЯ

1.1. Основные понятия

Соединением называется неподвижное сопряжение деталей между собой.

По принципу *неразрушаемости при разборке* различают соединения разъемные и неразъемные. К *разъемным* относят соединения, допускающие разборку без разрушения или повреждения элементов, а к *неразъемным* – соединения, разборка которых невозможна без разрушения или повреждения элементов. В число элементов соединения включают как сами соединяемые детали, так и изделия или материалы, которыми данное соединение обеспечивается.

Из разъемных соединений наибольшее распространение получили следующие:

- шпоночные;
- зубчатые (шлицевые);
- резьбовые;
- соединения с некруглым валом.

Из неразъемных соединений наиболее часто используются:

- заклепочные;
- сварные;
- соединения с натягом (фрикционные);
- клеевые.

Соединения с некруглым валом и клеевые в настоящем учебном пособии рассматриваться не будут. Для их расчета следует обратиться к учебно-методической и технической литературе.

1.2. Шпоночные соединения

Шпоночные соединения образуются с помощью специальной крепежной детали, которая называется *шпонкой*. Шпонка располагается между соединяе-

мыми деталями и передает нагрузку (усилие или крутящий момент) с одной детали на другую.

Различают *напряженные* и *ненапряженные* шпоночные соединения. В первых напряжения в шпонке и соединяемых деталях возникают уже в процессе сборки, во-вторых же в отсутствие полезной нагрузки на соединение напряжения в шпонке и деталях практически равны нулю. В мехатронных модулях (ММ), как правило, применяются ненапряженные соединения.

Известны ненапряженные соединения круглой шпонкой, сегментной шпонкой и призматической шпонкой.

Круглая шпонка представляет собой цилиндрическую деталь (штифт), входящую по переходной посадке в отверстия соединяемых деталей. В большинстве случаев соединение служит для обеспечения точности сборки и не предназначено для передачи рабочей нагрузки.

Боковая поверхность *сегментной шпонки*, как показывает само название, представляет собой сегмент окружности. Соединение технологично в изготовлении и способно передавать небольшие нагрузки. Его расчет приведен в [1].

Наибольшие нагрузки могут быть реализованы в соединении *призматической шпонкой*. Используются шпонки со скругленными торцами, с одним скругленным торцом и с плоскими торцами (рис. 1.1, *а*). Размеры *b*, *h* и *l* оговорены ГОСТ 23360.

На валу 1 и во втулке 2 выполняются пазы, в которые при сборке устанавливается шпонка 3 (рис. 1.1, *б*), и крутящий момент *T* передается с вала к втулке ее боковыми гранями.

Боковые грани шпонки испытывают нормальные напряжения смятия, а в ее продольном сечении действуют касательные напряжения среза, но соотношение размеров стандартной низкой шпонки таково, что проверку на прочность по касательным напряжениям можно не выполнять.

Таким образом, расчет соединения на прочность производится по напряжению смятия, которое определяется по следующей формуле:

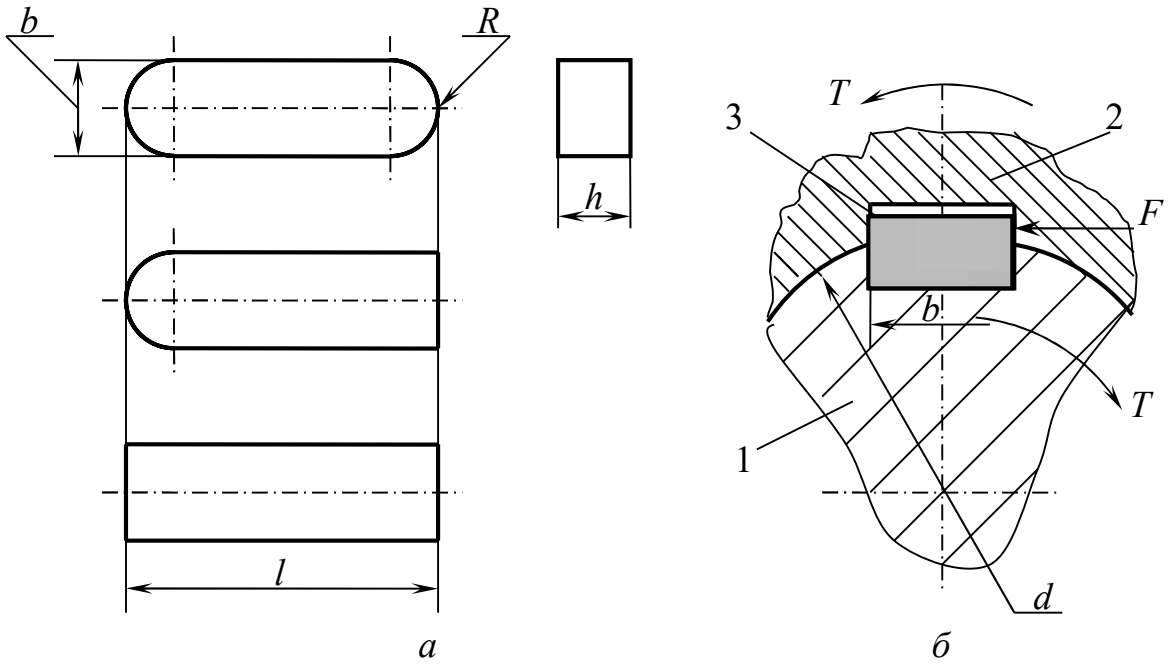


Рис. 1.1. Соединение призматической шпонкой

$$\sigma_{см} = \frac{F}{A} = \frac{4T}{dhl_р} \le [\sigma_{см}], \tag{1.1}$$

где F – сила, действующая на боковую грань; A – рабочий участок боковой грани, по которому распределяется сила F; $l_р$ – рабочая длина шпонки; $[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение смятия.

Формула (1.1) получена с учетом следующих допущений:

- плечо силы F относительно центра сечения вала равно $d/2$;

- ширина участка боковой грани, на котором распределяется сила F, равна $h/2$.

Рабочая длина шпонки со скругленными торцами равна

$$l_р = l - b; \tag{1.2}$$

с одним скругленным торцом

$$l_{\text{р}} = l - \frac{b}{2}; \qquad (1.3)$$

с плоскими торцами $l_{\text{р}} = l$.

Допускаемые напряжения $[\sigma_{\text{см}}]$ = 80…120 МПа для соединений с переходными посадками втулки на вал, а для соединений с посадкой с натягом $[\sigma_{\text{см}}]$ = 110…200 МПа. Меньшие напряжения принимают при чугунной втулке или при резких изменениях нагрузки, бóльшие – при стальной втулке и спокойной нагрузке.

1.3. Зубчатые (шлицевые) соединения

Соединения образуются сопряжением наружных зубьев на валу с внутренними зубьями в отверстии втулки.

По форме профиля зубьев различают соединения *прямобочные* (рис. 1.2, *а*), *эвольвентные* (рис. 1.2, *б*) и *треугольные* (рис. 1.2, *в*).

Соединения прямобочные выполняют с *центрированием* или по боковым сторонам зубьев, или по наружному диаметру, или по внутреннему диаметру вала. Центрирование по диаметрам обеспечивает более точную соосность соединяемых деталей, а центрирование по боковым сторонам – более точное распределение нагрузки между зубьями, т.е. передачу бóльших крутящих моментов. На рис. 1.2, *а* показано центрирование по наружному диаметру.

Эвольвентные соединения выполняют с центрированием или по боковым сторонам зубьев, или по наружному диаметру. На рис. 1.2, *б* показано центрирование по наружному диаметру. Эвольвентные шлицы можно получать на зуборезном оборудовании и достигать при этом высокой точности.

Размеры прямобочных соединений даны в ГОСТ 1139, эвольвентных – в ГОСТ 6033.



Треугольные шлицы не стандартизованы. Они применяются при тонкостенных втулках, а также для соединения пластмассовых деталей с металлическими валами.

С точки зрения применения в ММ шлицевые соединения обладают такими преимуществами перед шпоночными, как повышенные нагрузочная способность и точность центрирования деталей. К недостаткам можно отнести сложность изготовления.

Основными критериями работоспособности шлицевых соединений являются прочность на смятие и сопротивление коррозионно-механическому износу. Причина такого изнашивания в неподвижных соединениях заключается в микро-перемещениях сопряженных поверхностей при вращении вала.

При допущении равномерного распределения нагрузки между зубьями условие прочности по напряжениям смятия выглядит следующим образом:

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{zhd_m l} \le [\sigma_{см}], \qquad (1.4)$$

где z – число зубьев; h – высота зуба; d_m – средний диаметр соединения; l – длина поверхности контакта.

Высота зуба и средний диаметр определяют по формулам

$$h = \frac{D - d}{2} - f'; \tag{1.5}$$

$$d_m = \frac{D + d}{2}, \tag{1.6}$$

где D, d – диаметры вершин и впадин зубьев соответственно; f' – расчетный зазор в соединении.

Допускаемое напряжение смятия определяют с учетом условий эксплуатации и твердости зубьев по табл. 1.1.

В случае постоянной нагрузки с числом циклов нагружения за полный срок службы порядка 10^8 условие удовлетворительного сопротивления соединения изнашиванию выражается неравенством

$$\sigma_{см} \le [\sigma_{изн}]. \tag{1.7}$$

Таблица 1.1

Значения $[\sigma_{см}]$ шлицевых соединений

Условия эксплуатации	$[\sigma_{см}]$, МПа	
	Твердость зубьев *HB*350	Твердость зубьев *HRC*40
Тяжелые (с ударом)	26…38	30…52
Средние	45…75	75…105
Легкие	60…90	90…150

Условное допускаемое напряжение $[\sigma_{изн}]$ изменяется в широких пределах в зависимости от твердости поверхностей контакта и условий приложения нагрузки. Для улучшенных зубьев $[\sigma_{изн}]$ = 26…85 МПа; для закаленных: до *HRC*40 $[\sigma_{изн}]$ = 34…105 МПа; до *HRC*45 $[\sigma_{изн}]$ = 42…130 МПа. При необходимости точного определения значений $[\sigma_{см}]$, $[\sigma_{изн}]$ следует обратиться к учебной и технической литературе.

1.4. Резьбовые соединения

1.4.1. Классификация резьбы

По форме основной поверхности различают *цилиндрическую* и *коническую* резьбу. Наиболее распространена цилиндрическая резьба. Коническую применяют для плотных соединений труб, масленок, пробок и т. п.

По форме профиля резьбового выступа различают треугольную, круглую, прямоугольную, трапецеидальную и упорную резьбу. Форма профиля тесно связана с назначением резьбы: для образования соединений используются треугольную и круглую (*крепежную*) резьбу, а в винтовых механизмах – прямоугольную, трапецеидальную и упорную (*ходовую*) резьбу. Такое распределение объясняется более высокой относительной прочностью крепежной резьбы и бóльшими силами трения в соединении крепежной резьбой.

По направлению винтовой линии различают *правую* и *левую* резьбу. У правой резьбы винтовая линия идет слева направо и вверх, у левой – справа налево и вверх. Обычно применяют правую резьбу, левую – только в некоторых специальных случаях.

Различают *метрическую* и *дюймовую* треугольную резьбу. Геометрические параметры метрической резьбы выражены в миллиметрах, дюймовой – в долях дюйма.

Разновидность дюймовой резьбы – *трубная* резьба, резьбовые выступы и впадины которой скруглены. Соединения трубной резьбой имеют меньшие зазоры, чем соединения метрической резьбой, поэтому применяются в трубопроводной арматуре.

В ММ преимущественно применяется соединения треугольной резьбой, они и будут рассмотрены в дальнейшем.

1.4.2. Геометрические параметры треугольной резьбы

Основные геометрические параметры (рис. 1.3): α – угол профиля, для метрической резьбы $\alpha = 60°$, для дюймовой резьбы $\alpha = 55°$; d – наружный диаметр; d_1 – внутренний диаметр; d_2 – средний диаметр; p – шаг резьбы.

Шаг резьбы – расстояние между одноименными сторонами соседних профилей, измеренное в направлении оси резьбы. По величине шага различают резьбы с крупным шагом и с мелкими шагами. Крупный шаг для определенного d один, а мелких шагов несколько. С уменьшением шага соответственно уменьшаются размеры резьбового выступа и угол подъема витка (см. ниже).

По образующей воображаемого цилиндра, диаметр которого равен среднему диаметру резьбы, ширина резьбового выступа равна ширине впадины (и равна $b/2$).

Кроме того, выделяют такие параметры, как n – число заходов; $p_1 = np$ – ход резьбы, т.е. перемещение гайки по винту за один оборот; ψ – угол подъема витка.

Под углом ψ подразумевается угол подъема развертки винтовой линии по среднему диаметру:

$$\psi = \operatorname{arctg}\frac{p_1}{\pi d_2} = \operatorname{arctg}\frac{np}{\pi d_2}. \qquad (1.8)$$

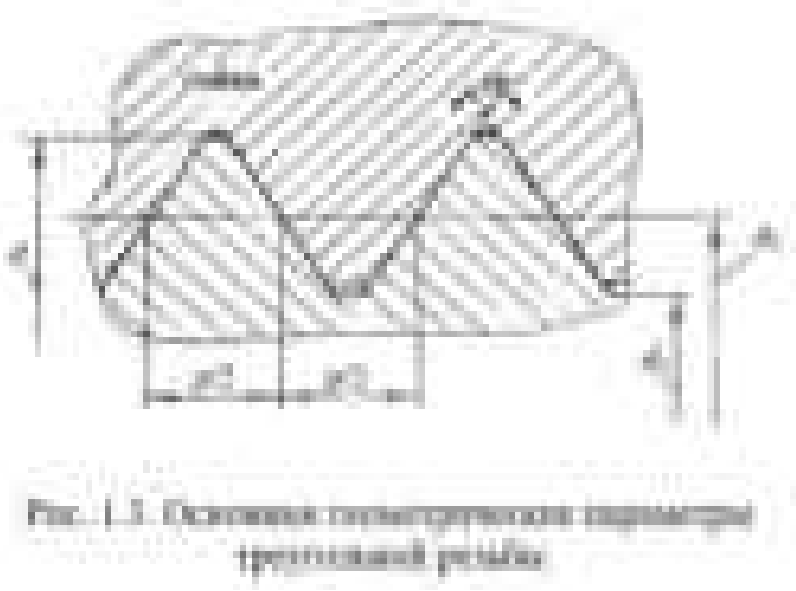


Рис. 1.3. Основные геометрические параметры треугольной резьбы

От величины ψ зависит, будет ли резьба *самотормозящейся*. Самоторможение – непременное условие для крепежной резьбы, поскольку без его соблюдения соединение не в состоянии выдерживать осевую нагрузку. В однозаход-

ной треугольной резьбе $\psi = 2° 30'…3° 30'$, что дает гарантированное самоторможение.

1.4.3. Предотвращение саморазвинчивания в резьбовых соединениях

Весьма часто резьбовые соединения эксплуатируются в условиях вибрации, переменных и ударных нагрузок. При этом обеспечения условия самоторможения недостаточно для предотвращения саморазвинчивания, т.к. вследствие переменного характера нагрузки силы трения в резьбе понижаются.

Существует много способов дополнительного *стопорения* резьбы. Способы первой группы направлены на повышение и стабилизацию сил трения в резьбе. Основные и наиболее часто применяемые из них – постановка *контргайки* и использование *пружинной шайбы*. Контргайка создает дополнительное натяжение, а, следовательно, и трение в резьбе, не зависящее от внешней нагрузки. Пружинная шайба представляет собой, по сути дела, виток пружины и поддерживает натяг и трение в резьбе на участке самоотвинчивания в один – два оборота гайки.

Способы второй группы сводятся к жесткому креплению элементов (гайки с болтом, гайки или винта с деталью). Одним из таких способов является применение в соединении специальной *корончатой гайки* со *шплинтом*. Корончатая гайка имеет кольцевой выступ с прорезями (коронку). Шплинтом называется деталь, изготовленная из проволоки полукруглого сечения. После навинчивания гайки на резьбовый стержень шплинт вставляется в прорезь коронки так, что проходит через коронку и резьбовый стержень насквозь (в стержне заранее сделано отверстие под шплинт). Затем концы шплинта отгибают, после чего шплинт надежно фиксирует гайку относительно резьбового стержня.

Указанными способами можно предотвратить саморазвинчивание в большинстве резьбовых соединений. В противном случае следует обратиться к литературе и подобрать приемлемый способ.

1.4.4. Расчет резьбовых соединений на прочность

Основные виды разрушения резьбовых соединений – срез витков и разрыв резьбового стержня. Касательные напряжения среза зависят, при равных диа-

метре и шаге резьбы, от количества витков резьбы, по которым распределяется нагрузка, т.е. от высоты гайки. Поэтому добиться равнопрочности резьбы и стержня винта можно подбором высоты гайки. Стандартная высота нормальной гайки $H \approx 0{,}8d$, и именно такая высота дает выполнение условия равнопрочности. Следовательно, при использовании в болтовом соединении гайки нормальной высоты исключается необходимость рассмотрения прочности витков, и расчет соединения сводится к *расчету стержня болта* (*винта*).

Ниже рассмотрены распространенные в конструкциях ММ случаи нагружения резьбового стержня.

Случай 1. Стержень винта нагружен только внешней растягивающей силой F, затяжка соединения отсутствует.

Опасное сечение – по внутреннему диаметру резьбы. Условие прочности по напряжениям растяжения в стержне

$$\sigma = \frac{F}{\frac{\pi d_1^{\,2}}{4}} = \frac{4F}{\pi d_1^{\,2}} \le [\sigma]. \qquad (1.9)$$

Допускаемые напряжения [σ] здесь и далее см. в табл. 1.2.

Случай 2. Внешняя нагрузка отсутствует, соединение затянуто.

Случай характерен для крепления ненагруженных герметичных крышек, люков и т.п.

Стержень болта растягивается осевой *силой затяжки* $F_{зат}$ и закручивается *моментом сил* T, необходимым для обеспечения затяжки. Величина $F_{зат}$ определяется из условия герметичности по рекомендациям, учитывающим опыт эксплуатации аналогичных соединений. Расчет стержня производится по *эквивалентному напряжению*, учитывающему наличие как нормальных напряжений растяжения, так и касательных напряжений кручения. Для стандартной метрической резьбы соотношение эквивалентного и нормального напряжений

выражается зависимостью $\sigma_э \approx 1{,}3\sigma$, что позволяет рассчитывать стержень болта по формуле

$$\sigma_э = \frac{1{,}3F_{зат}}{\frac{\pi d_1^{\,2}}{4}} = \frac{5{,}2F_{зат}}{\pi d_1^{\,2}} \le [\sigma]. \qquad (1.10)$$

Случай 3. Соединение нагружено силами, сдвигающими детали в стыке, болт поставлен в отверстии с зазором. Пример – соединение, показанное на рис. 1.4.

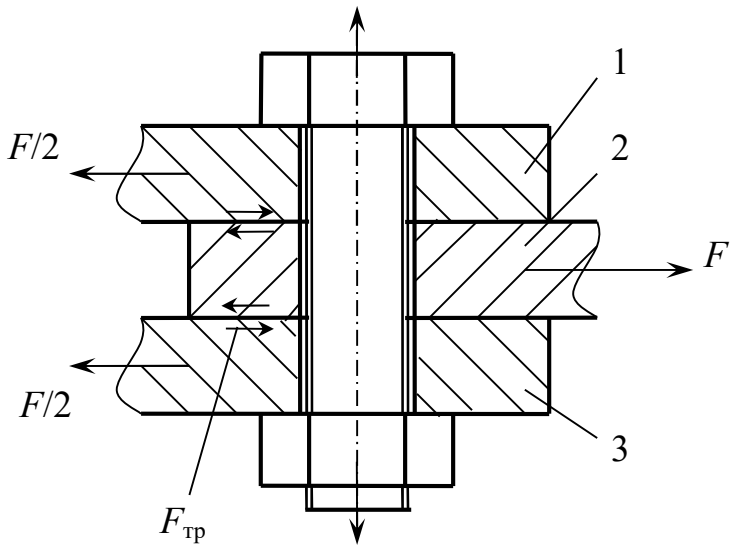


Рис. 1.4. Соединение, нагруженное поперечными силами (болт в отверстии с зазором)

Для упрощения расчета принято следующее допущение: болт не касается своей боковой поверхностью стенок отверстий в деталях. Следовательно, сдвигу деталей препятствуют только силы трения в стыке. Условие отсутствия сдвига может быть получено из рассмотрения равновесия детали 2:

$$F = iF_{тр} = iF_{зат}f, \qquad (1.11)$$

где i – число плоскостей стыка деталей; f – коэффициент трения скольжения в стыке (для стальных деталей f = 0,15…0,2).

Требованиям практики равенство (1.11) не удовлетворяет, т.к. малейшее увеличение силы F или уменьшение коэффициента трения (например, в результате попадания смазки в соединение) приведет к сдвигу деталей. Поэтому вместо (1.11) используется выражение

$$KF = iF_{\text{зат}}f, \tag{1.12}$$

откуда

$$F_{\text{зат}} = \frac{KF}{if}, \tag{1.13}$$

в (1.13) K – коэффициент запаса. При статической нагрузке K = 1,3…1,5, при переменной нагрузке K = 1,8…2.

После определения $F_{\text{зат}}$ прочность болта оценивают по (1.10).

Случай 4. Соединение нагружено силами, сдвигающими детали в стыке, болт поставлен без зазора. Такие соединения (см. рис. 1.5) образуются с помощью болтов по ГОСТ 7817, имеющих гладкую рабочую часть, диаметр которой d_3 больше диаметра резьбы d. Отверстия под болты обрабатывают разверткой, в результате посадки болтов в отверстиях получаются переходные или с натягом.

Сдвигающие силы вызывают в стержне болта напряжения среза и смятия. Резьба в соединении играет вспомогательную роль, фиксируя соединяемые детали одну относительно другой.

Напряжение среза в стержне болта в соединении по рис. 1.5

$$\tau = \frac{4F}{\pi d_3{}^2 i} \le [\tau], \tag{1.14}$$

где i – число плоскостей среза (на рис. 1.5 i = 2).

Напряжение смятия для крайней детали

$$\sigma_{см1} = \frac{F}{2d_3\delta_1} \le [\sigma_{см}]; \qquad (1.15)$$

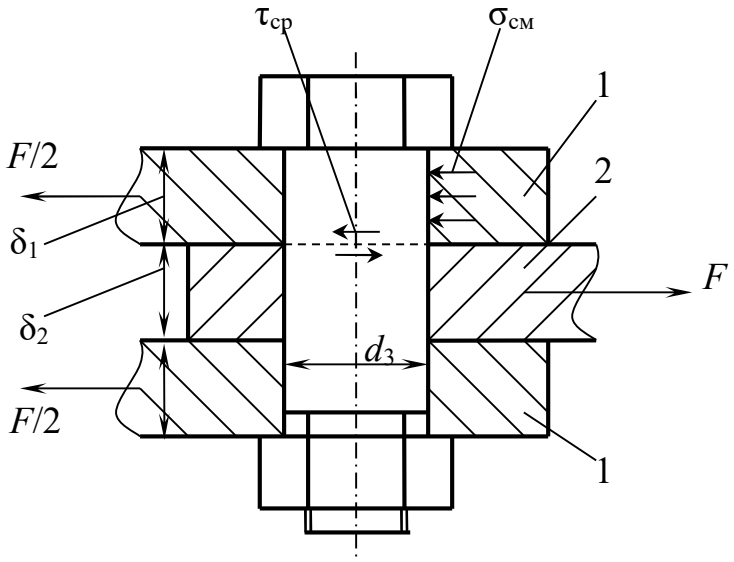


Рис. 1.5. Соединение, нагруженное поперечными силами (болт в отверстии без зазора)

для средней детали

$$\sigma_{см2} = \frac{F}{d_3\delta_2} \le [\sigma_{см}]. \qquad (1.16)$$

Формулы (1.15), (1.16) справедливы как для болта, так и для деталей. Из двух значений $\sigma_{см}$ расчет прочности выполняют по наибольшему, а допускаемое напряжение определяют по более слабому материалу болта или детали. Обычно диаметр болта находят из условия прочности на срез, а затем производят проверку по напряжениям смятия.

Случай 5. Болт затянут, внешняя нагрузка раскрывает стык деталей. В качестве примера могут быть рассмотрены болты крепления крышки резервуара к корпусу (рис. 1.6).

Внутри резервуара находится газ под избыточным давлением p. Очевидно, что затяжка болтов должна обеспечивать герметичность соединения, для чего болты предварительно (до того, как в резервуар подается газ) затягивают. При этом болты и стык деформируются: болты растягиваются, стык сжимается. Сжатие стыка происходит в основном за счет прокладки, если предусмотрена мягкая прокладка. Если же прокладка металлическая, то главную роль играет податливость фланцев крышки и корпуса. После того, как в резервуаре установилось давление p, приходящаяся на болт внешняя нагрузка становится равной

$$F = \frac{p\pi D^2}{4z}, \tag{1.17}$$

где z – число болтов.

Под действием внешней нагрузки дополнительно растягиваются. Но при этом крышка приподнимается болты, и сжатие стыка уменьшается на величину дополнительной деформации болтов. Таким образом, с одной стороны, имеет место приращение нагрузки на болт за счет силы давления газа на крышку, а с другой стороны, уменьшается нагрузка на болт со стороны стыка, возникшая в результате предварительной затяжки. В итоге суммарное увеличение нагрузки на болт оказывается значительно меньше, чем F по (1.17).

Расчетная суммарная нагрузка на болт

$$F_{\text{р}} = F_{\text{зат}} + \chi F, \tag{1.18}$$

где χ – коэффициент внешней нагрузки, обычно принимается равным 0,2…0,3.

Силу затяжки рекомендуется принимать

$$F_{\text{зат}} = k_{\text{зат}} F, \tag{1.19}$$

где $k_{\text{зат}}$ – коэффициент затяжки.

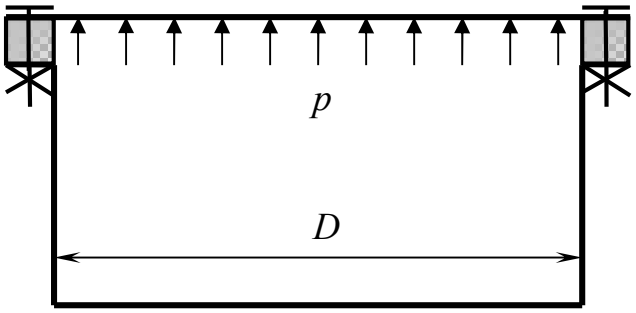


Рис. 1.6. Схема случая 5 резьбового соединения

По условию герметичности: при мягкой прокладке $k_{зат}$ = 1,3…2,5; при металлической фасонной прокладке $k_{зат}$ = 2…3,5; при металлической плоской прокладке $k_{зат}$ = 3…5.

После того, как найдена $F_р$, проверяют болт на прочность по формуле

$$\sigma_э = \frac{5{,}2F_р}{\pi d_1^{\,2}} \le [\sigma]. \qquad (1.20)$$

Случай 6. Эксцентрично нагруженный болт. Пример – нагружение болта с молотовидной головкой (рис. 1.7). Такие болты используют, когда невозможно расположить в отверстии обычный болт (отверстие слишком близко к стенке), а также в некоторых других случаях.

Затяжка соединения вызывает возникновение в стержне болта напряжений растяжения

$$\sigma_р = \frac{4F_{зат}}{\pi d_1^{\,2}} \qquad (1.21)$$

и напряжений изгиба

$$\sigma_{и} = \frac{32F_{зат}e}{\pi d_1^{\,3}}, \qquad (1.22)$$

где e – эксцентриситет силы затяжки.

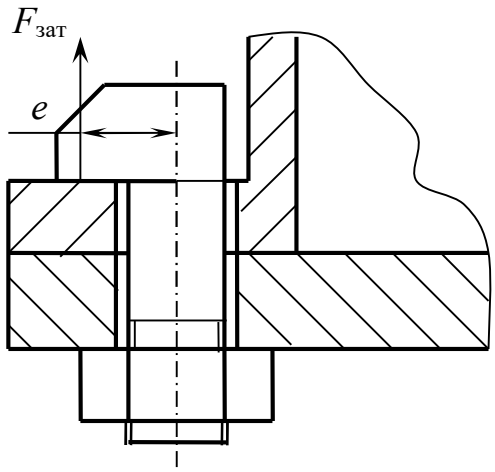


Рис. 1.7. Соединение болтом с молотовидной головкой

Для сопоставления величин составляющих напряжений предположим, что $e = d_1$. Тогда

$$\sigma_{и} = \frac{32F_{зат}}{\pi d_1^{\,2}}; \qquad (1.23)$$

$$\frac{\sigma_{и}}{\sigma_{р}} = 8. \qquad (1.24)$$

Из (1.24) видно, что из двух составляющих гораздо более опасно напряжение изгиба. Следовательно, эксцентричного нагружения болтов нужно всемерно избегать, а в тех случаях, когда использование эксцентрично нагруженного болта является технической необходимостью, обязательно учитывать его в расчетах.

Суммарное напряжение в стержне болта с учетом напряжения кручения

$$\sigma_{\text{р}} = \frac{5{,}2F_{\text{зат}}}{\pi d_1^{\,2}} + \frac{32F_{\text{зат}}e}{\pi d_1^{\,3}} \le [\sigma]. \qquad (1.25)$$

1.4.5. Материалы и допускаемые напряжения

Стандартные крепежные изделия изготовляют обычно из сталей марок Сталь 10…Сталь 35, так как эти дешевые стали позволяют выпускать большие количества изделий наиболее производительными методами. Стали с более высокими прочностными характеристиками применяют для изготовления высоконагруженных деталей в ответственных соединениях. В этих случаях может предусматриваться также термическая обработка.

Особое внимание следует уделять защите соединений от коррозии. С этой целью стандарты предусматривают больше десятка различных видов покрытий болтов, шпилек и гаек применительно к различным агрессивным средам – от цинкового с хромированием до серебряного. В тех случаях, когда вид среды неизвестен, можно рекомендовать достаточно простые и дешевые покрытия, такие, как кадмиевое с хромированием (группа 02).

В технически обоснованных случаях крепежные детали выполняют из цветных металлов и сплавов.

Допускаемые напряжения при расчете резьбовых соединений на прочность сведены в табл. 1.2.

Различают затяжку *контролируемую* и *неконтролируемую*. Контролируемая затяжка осуществляется с помощью специальных динамометрических ключей и ключей предельного момента, дающих возможность затянуть соединение заданной силой (и не большей). Существуют также и другие средства и методы контроля затяжки, к которым следует прибегать там, где это оговорено техническими требованиями. Судя по величинам запасов прочности (табл. 1.3), контролируемая затяжка позволяет существенно повысить надежность соединений.

Таблица 1.2

Допускаемые напряжения

Случай соединения	Номер формулы	Значение допускаемого напряжения
1	(1.9)	$[\sigma] = 0{,}6\sigma_т$
2,3,5	(1.10), (1.20)	$[\sigma] = \sigma_т/[s]$; $[s]$ – по табл. 1.3 для неконтролируе-мой затяжки; $[s] = 1{,}5…2{,}5$ – для контролируемой затяжки
4	(1.14), (1.15), (1.16)	$[\tau] = 0{,}4\sigma_т$ – для статической нагрузки; $[\tau] = (0{,}2…0{,}3)\sigma_т$ – для переменной нагрузки; $[\sigma_{см}] = 0{,}8\sigma_т$ – сталь; $[\sigma_{см}] = (0{,}4…0{,}5)\sigma_т$ – чугун
6	(1.25)	$[\sigma] = 0{,}6\sigma_т$

Таблица 1.3

Запасы прочности при неконтролируемой затяжке

Материал болта	Запас прочности $[s]$ для резьбы		
	М6…М16	М16…М30	М30…М60
Углеродистая сталь	5…4	4…2,5	2,5…1,5
Легированная сталь	6,5…5	5…3,3	3,3

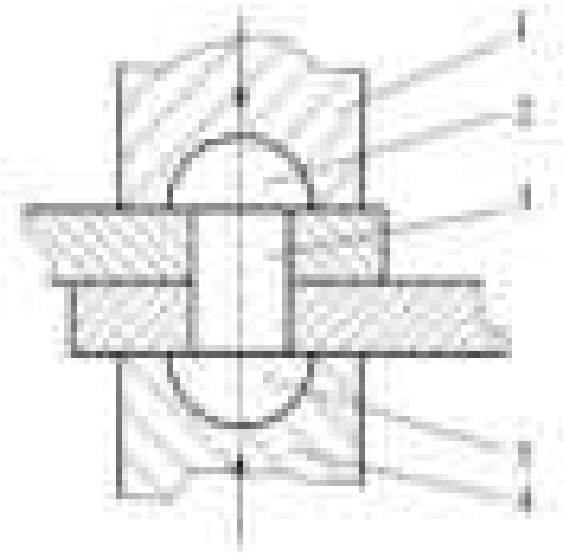
1.5. Заклепочные соединения

1.5.1. Разновидности заклепочных соединений

Заклепочное соединение образуется расклепыванием стержня заклепки, вставленной в отверстия деталей (рис. 1.8). Обжимка 1 формирует замыкающую головку 2 заклепки 3, причем вследствие пластических деформаций стержень заклепки заполняет зазор в отверстиях. Поддержка 4 фиксирует закладную головку 5 заклепки.

Силы, вызванные упругими деформациями деталей и стержня заклепки, стягивают детали. Сдвигу деталей препятствует сопротивление стержня заклепки и частично силы трения между деталями.

Отверстия в деталях сверлят или продавливают. Сверление менее производительно, но придает соединению повышенную прочность. В ответственных соединениях предусматривается обязательное совместное сверление отверстий в деталях, что дополнительно повышает надежность соединения.



Клепку можно производить вручную и машинным способом (пневматическими молотками, прессами и т. п.).

Стальные заклепки диаметром до 10 мм и заклепки из цветных металлов ставят без нагрева, поэтому процесс расклепывания называют холодной клепкой. Стальные заклепки большого диаметра ставят с нагревом. Нагрев повышает пластичность заклепки, облегчает расклепывание, улучшает заполнение отверстия и повышает натяг в соединении, связанный с температурными деформациями при остывании. В этом случае образование соединения называют горячей клепкой.

Применяются заклепки с полукруглой головкой (такая заклепка показана на рис. 1.8), с потайной и полупотайной головками. Кроме того, существуют различные типы специальных заклепок: пустотелые и полупустотелые, заклепки для односторонней клепки и т.д. Геометрическая форма и размеры заклепок нормальной точности оговариваются ГОСТ 10299, ГОСТ 10300, заклепок повышенной точности – ГОСТ 14787, ГОСТ 14798, ГОСТ 14801.

Листовые детали соединяются заклепочными швами. В зависимости от назначения различают швы *прочные*, *плотные* и *прочноплотные*. Прочные швы применяют в металлоконструкциях, плотные – в резервуарах для хранения

жидкостей и газов с невысоким давлением, прочноплотные – в резервуарах для хранения жидкостей и газов с высоким давлением. Плотность шва достигается постановкой заклепок с шагом, не большим некоторого строго определенного значения.

По конструктивному признаку различают швы *однорядные* и *многорядные*, соединения *внахлестку* и *встык*, *односрезные* и *многосрезные*. На рис. 1.9 приведен пример двухсрезного соединения внахлестку.

Применение заклепочного соединения целесообразно в тех случаях, когда материалы деталей плохо соединяются сваркой, а также в тех конструкциях, где важно растянуть во времени процесс разрушения.

К недостаткам соединения относятся трудоемкость выполнения длинных заклепочных швов, вредность работы клепальщика, существенное ослабление соединяемых деталей отверстиями под заклепки.

1.5.2. Расчет заклепочного соединения на прочность

На основные размеры заклепочных соединений выработаны нормы, по которым выбирают диаметры отверстия и заклепки, шаг шва и расстояние от шва до края деталей, а также толщину деталей. Расчет заклепки обычно носит проверочный характер.

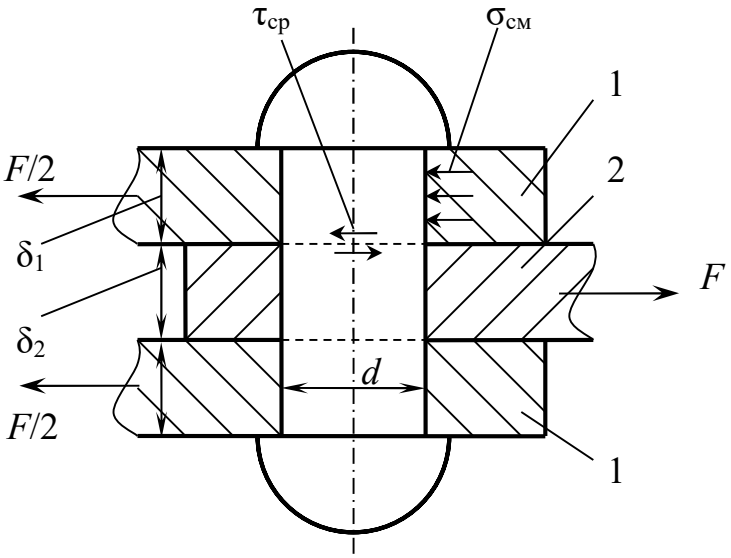


Рис. 1.9. Двухсрезное заклепочное соединение внахлестку

Рассмотрим соединение, нагруженное силами, сдвигающими детали в стыке (рис. 1.9). Его расчет аналогичен приведенному выше расчету резьбового соединения болтом, поставленным в отверстия без зазора, поэтому дополнительных пояснений не требует.

Условие прочности заклепки по напряжениям среза выражается формулой

$$\tau = \frac{4F}{\pi d^2 i} \le [\tau_{ср}], \tag{1.26}$$

условия прочности по напряжениям смятия:

$$\sigma_{см1} = \frac{F}{2d\ \delta_1} \le [\sigma_{см}], \tag{1.27}$$

$$\sigma_{см2} = \frac{F}{d\ \delta_2} \le [\sigma_{см}]. \tag{1.28}$$

Допускаемые напряжения для заклепки из стали Ст3 принимают такими: $[\tau_{ср}]$ = 140 (100) МПа; $[\sigma_{см}]$ = 320 (280) МПа. Первые числа – для отверстий, полученных сверлением, значения в скобках – для отверстий, полученных продавливанием.

Материал заклепки должен отвечать следующим требованиям:

- обладать пластичностью;
- не принимать закалки при горячей клепке;
- не образовывать с материалом деталей гальванической пары.

1.6. Сварные соединения

1.6.1. Виды сварки

Из всего многообразия применяемых в настоящее время в производстве видов сварки при изготовлении ММ преимущественно используются *электродуговая* и *контактная*.

В электродуговой сварке образование соединения основано на заполнении стыка между деталями металлом *электрода*, расплавленного электрической дугой. Данный способ требует качественного прогрева кромок деталей и предотвращения доступа в зону сварки кислорода и азота воздуха. Последнее обеспечивается специальным покрытием электрода, которое, разлагаясь под действием температуры дуги, выделяет большое количество газа, инертного по отношению к металлу.

Различают *ручную* и *автоматическую* электродуговую сварку. Шов, выполненный сварочным автоматом, имеет более высокое качество, а следовательно, и большую статическую и усталостную прочность. К сожалению, выполнить соединение автоматически далеко не всегда возможно.

Контактная сварка является высокопроизводительным методом и применяется для соединения листовых деталей толщиной до 4 мм. Она основана на использовании повышенного электрического сопротивления зоны контакта деталей. Различают *точечную*, *шовную* и *стыковую* контактную сварку.

Сущность контактной сварки удобно пояснить на примере ее точечной разновидности (рис. 1.10).

Детали сжимаются электродами. Ток течет между электродами, при этом теплота в основном выделяется на поверхности контакта деталей; металл плавится, и образуется сварная точка.

Шовная сварка выполняется аналогично, но в качестве электродов применяют диски, которые перекатываются по деталям в направлении шва. Появляется возможность провести герметичный шов.

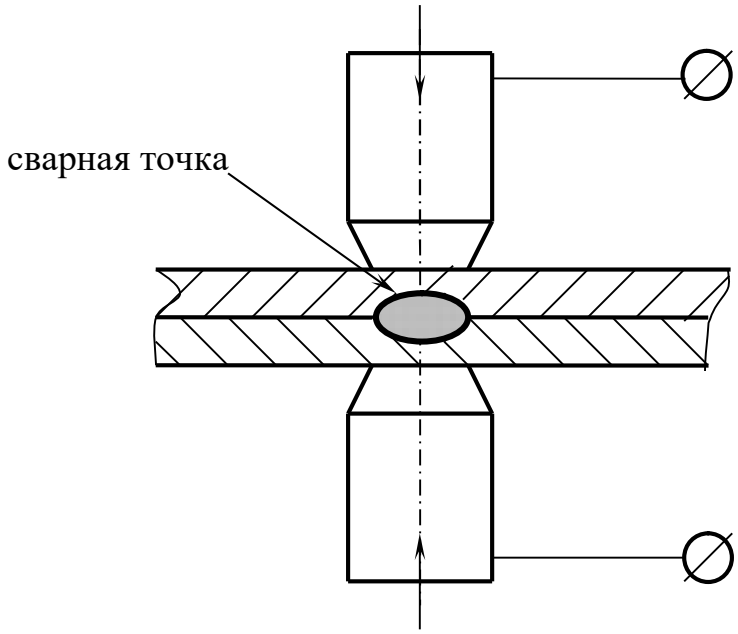


Рис. 1.10. Схема контактной точечной сварки

Стыковая контактная сварка применяется для соединения встык деталей типа стержней со сравнительно небольшой площадью поперечного сечения.

Сварные соединения обладают следующими достоинствами:

- высокая производительность и сравнительно невысокая трудоемкость сварки;

- простота обеспечения равнопрочности изделия, снижение его массы и стоимости.

Недостатки:

- необходимость правильного выбора материалов деталей;

- наличие в шве дефектов (неоднородностей, микротрещин и т.п.), и, как следствие, снижение прочности соединения.

Лучше всего свариваются детали из низкоуглеродистых сталей, например, из стали Ст 3. Стали углеродистые и легированные требуют для сварки применения специальных приемов: предварительного прогрева деталей, подачи инертного газа в зону сварки и т. д.

1.6.2. Соединения ручной электродуговой сваркой

Ручная электродуговая сварка представляет собой наиболее универсальный способ образования соединений, поэтому именно она и будет рассмотрена подробно.

Элементы сварных швов, получаемых ручной электродуговой сваркой, указаны в ГОСТ 5264. Стандарт устанавливает четыре типа соединений в зависимости от взаимного расположения соединяемых деталей: *стыковое*, *нахлёсточное*, *тавровое* и *угловое*.

Стыковое соединение (рис. 1.11) простое и зачастую наиболее надежное. При толщине деталей $s \leq 6$ мм их можно соединять без *разделки кромок* (соединение С2). В случае $s > 6$ мм расплавленный металл электрода не может заполнить зазор между деталями, получается некачественный шов пониженной прочности. Поэтому при толщинах больших 6 мм применяют подварку с другой стороны, одностороннюю и двухстороннюю разделку кромок деталей (например, соединения С5 и С21).

Нахлёсточное соединение (рис. 1.12) возникло как аналог заклепочного соединения внахлестку. Из всех сварных соединений оно наиболее простое, не требует подготовки кромок независимо от толщины деталей. Возможны одностороннее (Н1) и двухстороннее (Н2) нахлёсточные соединения.

Тавровое соединение показано на рис. 1.13 и, подобно нахлёсточному, может быть односторонним и двухсторонним. Кроме того, при бóльших s оно выполняется с разделкой кромок пристыковываемой детали.

Угловое соединение (рис. 1.14) часто применяется при изготовлении различного рода металлических емкостей – корпусов, коробов и т.п.

Различают два вида *швов*: *стыковой* шов – для образования стыковых соединений; *угловой* шов – для всех остальных соединений.

В обозначение типа *электрода* для ручной электродуговой сварки по ГОСТ 9467 входит буква «Э» и число, равное пределу прочности металла электрода, выраженному в кгс/мм^2, например, Э42, Э50А. Буква «А» в обозначении показывает, что химический состав электрода подвергается дополнитель-

ному контролю. Такие электроды применяются в ответственных соединениях для повышения надежности конструкции.

Стандарт устанавливает ряд диаметров электродов в миллиметрах: 2, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12... Для ручной сварки используют электроды небольших диаметров, как правило, до 6 – 8 мм, т.к. при этом достигается наивысшее качество шва в сочетании с невысокой трудоемкостью сварки.

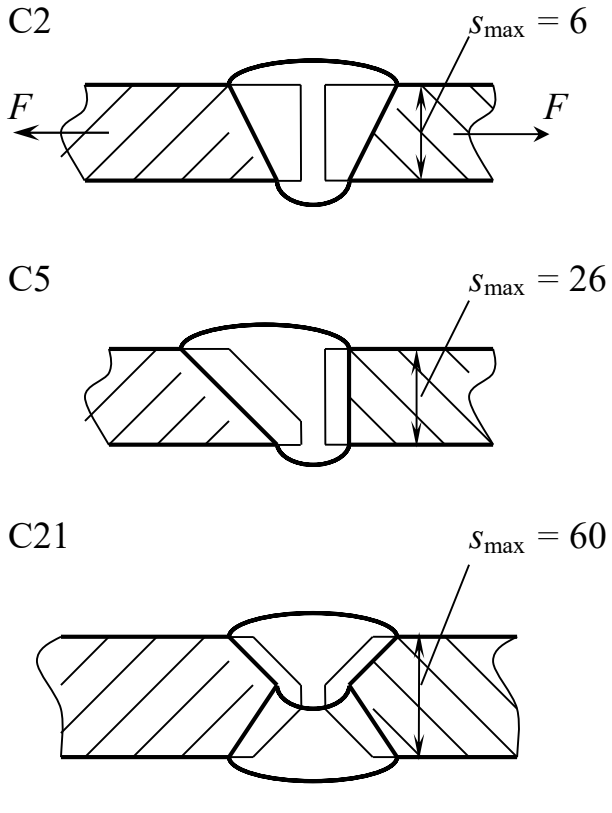


Рис. 1.11. Стыковое сварное соединение

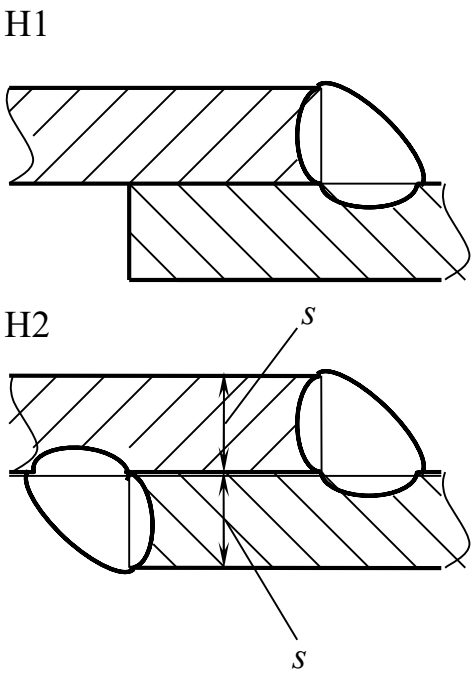


Рис. 1.12. Нахлёсточное сварное соединение

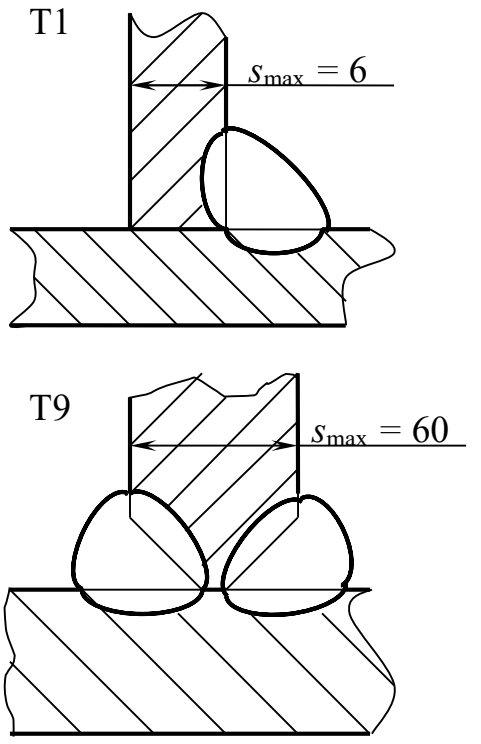


Рис. 1.13. Тавровое сварное соединение

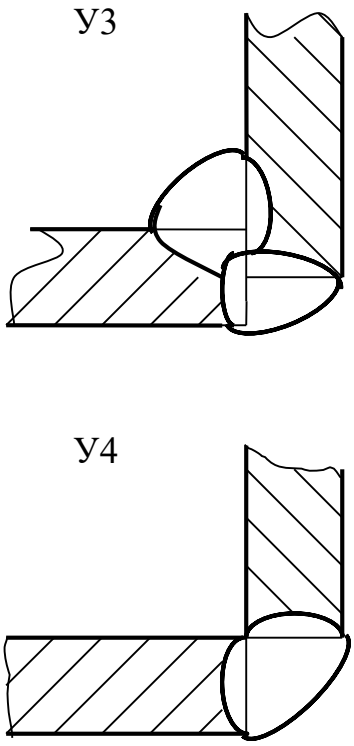


Рис. 1.14. Угловое сварное соединение

1.6.3. Расчет сварных соединений на прочность

Расчет стыкового шва производится следующим образом.

Напряжение в шве от растягивающей нагрузки (см. рис. 1.11) определяют по формуле

$$\sigma = \frac{F}{bs} \le [\sigma'] = (0{,}9...1{,}0)[\sigma_р], \qquad (1.29)$$

где b – длина шва; [σ'] – допускаемое напряжение для материала шва; $[\sigma_р]$ – допускаемое напряжение растяжения для материала деталей.

Предполагается, что стыковой шов практически равнопрочен с соединяемыми деталями. В (1.29) коэффициент 0,9 принимают при электродах Э42, Э50, а коэффициент 1,0 – при электродах Э42А, Э50А.

Напряженное состояние углового шва в нахлёсточном и тавровом соединениях существенно отличается от напряженного состояния стыкового шва даже при простейшем нагружении растягивающими силами. В материале шва возникают как нормальные, так и касательные напряжения. Инженерный расчет производится упрощенно по касательным напряжениям. По форме швы разделяют на *нормальные* – в виде равнобедренного прямоугольного треугольника, *выпуклые* и *вогнутые*. Вогнутые швы лучше сопротивляются переменной нагрузке, но выполнение их связано с дополнительной механической обработкой, а следовательно, и с дополнительными затратами. В дальнейшем рассматриваются нормальные швы как самые распространенные в практике.

На рис. 1.15 показано нахлёсточное соединение нормальным угловым швом с длиной L и катетом K. Разрушение такого шва происходит по биссектрисе AB прямого угла, что предсказано теорией и подтверждено практикой.

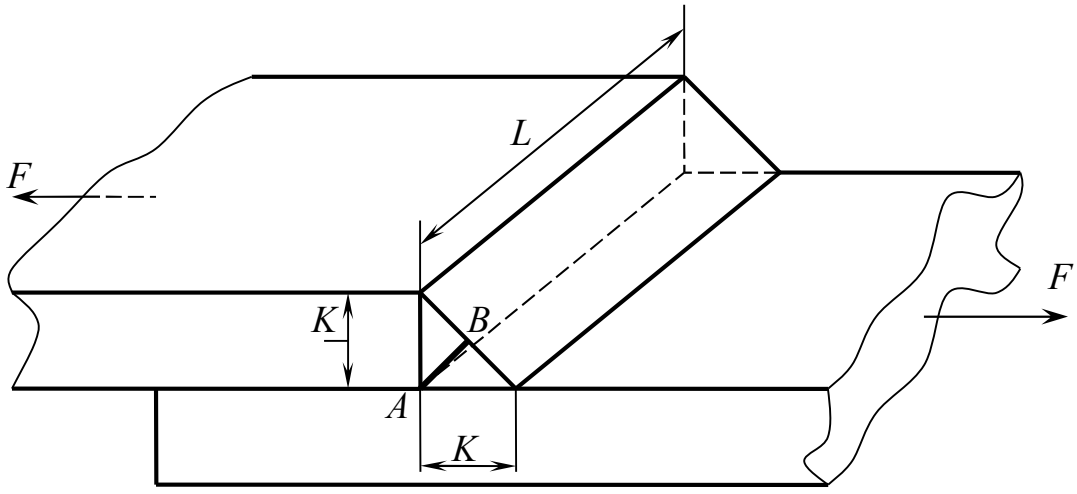


Рис. 1.15. Геометрия углового шва

Площадь опасного сечения шва

$$A_{\text{о.с}} = AB \cdot L \approx 0{,}7KL. \qquad (1.30)$$

Условие прочности шва

$$\tau = \frac{F}{A_{\text{о.с}}} = \frac{F}{0{,}7KL} \le [\tau']. \qquad (1.31)$$

Допускаемое касательное напряжение для сварных швов, выполненных электродами Э42, Э50, принимают равным $[\tau'] = 0{,}6[\sigma_{\text{р}}]$, а для швов, выполненных электродами Э42А, Э50А – равным $[\tau'] = 0{,}65[\sigma_{\text{р}}]$.

По расположению относительно направления нагрузки различают швы *фланговые* (параллельные нагрузке), *лобовые* (перпендикулярные нагрузке) и *косые*. Напряжения в лобовом и фланговом швах различаются (при прочих равных условиях), но в инженерных расчетах касательные напряжения с достаточной степенью точности определяются по одним и тем же формулам.

На рис. 1.16 приведено соединение двумя фланговыми и одним лобовым швами. Для этого случая формула (1.31) принимает следующий вид:

$$\tau = \frac{F}{0{,}7K(2L_{\text{ф}} + L_{\text{л}})} \le [\tau'], \qquad (1.32)$$

где $L_{\text{ф}}$, $L_{\text{л}}$ – длины флангового и лобового швов.

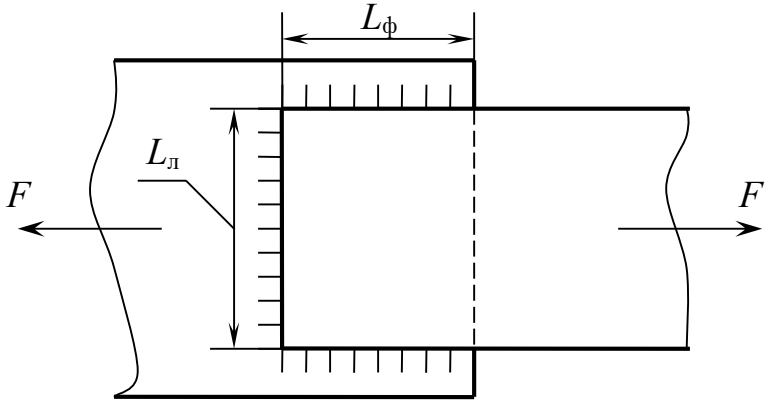


Рис. 1.16. Вариант нахлёсточного соединения двумя фланговыми и одним лобовым швами

Соединения, показанные на рис. 1.17, нагруженные парой сил с моментом T, рассчитываются по следующим формулам:

- соединение на рис. 1,17, *а*

$$\tau = \frac{T}{0{,}7KLb} \le [\tau']; \tag{1.33}$$

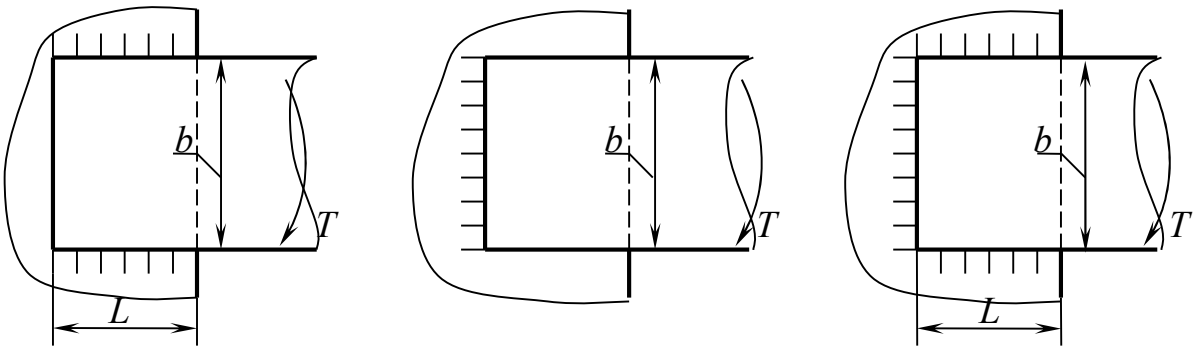
- на рис. 1.17, *б*

$$\tau = \frac{6T}{0{,}7Kb^2} \le [\tau']; \tag{1.34}$$

- на рис. 1.17, *в*

$$\tau = \frac{T}{0{,}7KLb + 0{,}7K\dfrac{b^2}{6}} \le [\tau']. \tag{1.35}$$

В тех случаях, когда соединение находится одновременно под действием различных нагрузок (поперечная и продольная силы, крутящий момент и т. п.), расчет ведут, исходя из принципа независимости действия сил.



$L < b$

а *б* *в*

Рис. 1. 17. Соединения, нагруженные парой сил с моментом *T*

1.7. Соединения с натягом

Соединения типа «вал – ступица» с натягом (фрикционные) в ММ используются значительно чаще, чем в механизмах общего назначения, что объясняется их серьезными *преимуществами* по сравнению с прочими соединениями. Например, по сравнению со шпоночными соединения с натягом:

- имеют упрощенную технологию изготовления деталей;

- обеспечивают более точное базирование деталей в соединении;

- позволяют исключить элементы, снижающие прочность деталей, такие, как шпоночные пазы.

К *недостаткам* соединений с натягом относятся трудоемкость сборки и сложность контроля качества.

Основные способы сборки – сборка прессованием и сборка нагревом. При сборке нагревом нагревают ступицу (до температуры не выше 240 °*C*) или охлаждают вал (жидким воздухом до минус 190 °*C*, сухим льдом до минус 72 °*C*), что позволяет получать соединения, способные воспринимать бóльшие нагрузки, чем соединения прессованием.

Задача расчета соединения – правильный выбор посадки, натяг в которой обеспечит необходимое давление, а значит, и силы трения на поверхности контакта деталей. Методика расчета подробно рассмотрена в технической литературе.

Контрольные вопросы

1. Что называется соединением? Какие виды соединений используются в конструкциях ММ?

2. Как выполняется расчёт на прочность соединения призматической шпонкой?

3. Дайте сравнительную характеристику шпоночных и зубчатых соединений.

4. Укажите основные геометрические параметры метрической резьбы.

5. Опишите конструкцию болта в отверстие из-под развёртки.

7. Как выполняется расчёт на прочность эксцентрично нагруженного болта?

8. Как выполняется расчёт на прочность заклёпки?

9. Какие существуют стандартные разновидности соединений ручной электродуговой сваркой?

10. Укажите основные геометрические параметры углового шва.

11. Дайте сравнительную характеристику заклёпочных и сварных соединений.

2. ПЕРЕДАЧИ

2.1. Общие сведения

Механической передачей называется механизм, преобразующий параметры движения при его передаче от двигателя к исполнительным органам машины. Передача осуществляет согласование режима работы двигателя с режимом работы исполнительных органов. Применительно к ММ часто используется также термин *преобразователь движения*.

В ряде случаев передачи предназначены для изменения направления движения или для преобразования вращательного движения в поступательное или наоборот.

Часто в функцию передачи входит регулирование частоты вращения (скорости) исполнительного органа при постоянной скорости двигателя. Такая передача называется *вариатором*.

Основными параметрами движения являются *мощность* P_1 на входе и P_2 на выходе передачи и *частоты вращения* n_1 на входе и n_2 на выходе (либо *угловые скорости* ω_1 и ω_2 соответственно). Кроме того, различают производные характеристики:

- *коэффициент полезного действия* (КПД)

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}, \tag{2.1}$$

- *передаточное отношение*, определяемое в направлении потока мощности,

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}. \tag{2.2}$$

По величине i передачи делятся на понижающие при $i > 1$ и $n_1 > n_2$, или *редукторы*, и повышающие при $i < 1$ и $n_1 < n_2$, или *мультипликаторы*. В большинстве случаев частоту вращения требуется понизить, поэтому редукторы используются значительно чаще, чем мультипликаторы.

Кроме соотношений (2.1) и (2.2), в расчете передач часто используют следующие зависимости:

$$T = \frac{P}{\omega}, \tag{2.3}$$

$$\omega = \frac{\pi n}{30}; \tag{2.4}$$

$$T_2 = T_1 i \eta, \tag{2.5}$$

где T – крутящий момент на валу передачи; T_2, T_1 – крутящий момент на выходном и на входном валу соответственно.

Механические передачи делятся на *передачи трением* (фрикционные, ременные) и *передачи зацеплением* (зубчатые, червячные, цепные, винтовые). Передачи зацеплением по сравнению с передачами трением обладают повышенной нагрузочной способностью (или меньшими размерами при равной мощности), обеспечивают высокую точность и большую величину передаточного отношения, могут использоваться в широком диапазоне скоростей.

К недостаткам их можно отнести сложность изготовления, шум при высоких скоростях, неспособность компенсировать динамические нагрузки (жесткость).

Достоинствами передач зацеплением обусловливается их преимущественное использование в ММ. Поэтому далее о передачах трением дано только общее представление, а передачи зацеплением рассмотрены подробно.

2.2. Ременные передачи

Ременная передача (рис. 2.1) состоит из двух *шкивов* – ведущего 1 и ведомого 2, закрепленных на валах, и *ремня* 3, охватывающего шкивы.

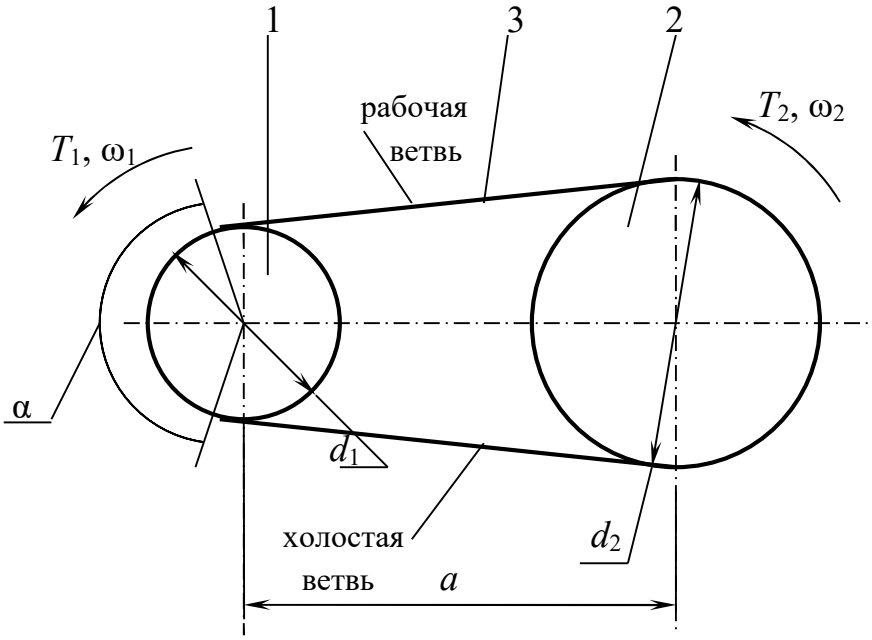


Рис. 2.1. Схема ременной передачи

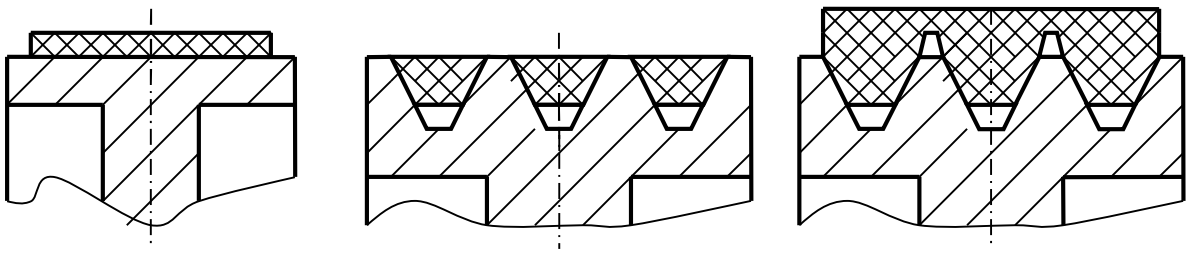
Нагрузка передается силами трения, возникающими между ремнем и шкивами вследствие натяжения ремня. Передача также может включать в себя устройство для обеспечения требуемой силы натяжения ремня (*натяжное устройство*).

По форме поперечного сечения ремня различают передачи *плоскоременные* (рис. 2.2, *а*), *клиноременные* (рис. 2.2, *б*), *поликлиноременные* (рис. 2.2, *в*), *круглоременные*, а также передачи *пленочными ремнями*. Преимущественное распространение имеют передачи первыми двумя видами ремней.

Клиноременная передача по сравнению с плоскоременной имеет важные преимущества:

- бóльшие силы трения ремня по шкиву при равных силах натяжения, а следовательно, передача бóльших крутящих моментов и мощностей;

- передача осуществляется, как правило, несколькими клиновыми ремнями, в результате чего повышается ее надежность (выход из строя одного ремня еще не означает остановку механизма, а тем более, аварию).



а *б* *в*

Рис. 2.2. Формы поперечного сечения ремней

К преимуществам плоскоременной следует отнести:

- возможность обеспечения значительных межосевых расстояний (размер *а* на рис. 2.1);

- возможность создания передач с непараллельными осями шкивов.

По способу натяжения ремней различают передачи **с** *натяжением при сборке*, *с периодическим подтягиванием* и *с автоматическим поддержанием натяжения*.

Способ натяжения ремня при сборке передачи самый простой: ремень с усилием надевают на шкивы и подтягивание его по мере износа и неупругой вытяжки не предусматривают. Нагрузочная способность такой передачи понижается, т.к. со временем натяжение ремня ослабевает.

Более совершенной в конструктивном отношении является передача, в которой возможно периодическое подтягивание ремня. Как правило, это достигается перемещением одного из шкивов, чаще – ведущего, с последующим закреплением на новом месте.

Передача с автоматическим поддержанием необходимого натяжения обычно содержит устройство в виде натяжного (плоскоременная передача) или

оттяжного (клиноременная передача) ролика, воздействующего на холостую ветвь ремня. Поджатие ролика к ремню обеспечивается пружиной или грузом.

Установка оттяжного ролика отрицательно сказывается на долговечности ремней, поэтому в клиноременных передачах чаще используют периодическое подтягивание.

К основным геометрическим параметрам ременной передачи относятся *межосевое расстояние a*, *диаметры шкивов* d_1 и d_2, *длина ремня L*, *угол обхвата ремнем малого шкива* α.

Рекомендуемые величины *a*:

- для плоскоременных передач

$$a \geq 2(d_1 + d_2); \tag{2.6}$$

- для клиноременных передач

$$0,55(d_1 + d_2) \leq a \leq 2(d_1 + d_2), \tag{2.7}$$

где *h* – высота сечения ремня.

Точное значение передаточного отношения ременной передачи

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)}, \tag{2.8}$$

где ε – коэффициент упругого скольжения ремня по шкиву.

При нормальной работе передачи ε = 0,01…0,03.

Соотношение крутящих моментов на шкивах

$$T_1 = \frac{T_2}{i\eta}, \tag{2.9}$$

где η – КПД передачи.

Плоскоременные передачи имеют η ≈ 0,97, клиноременные – η ≈ 0,96.

Методики расчета ременных передач изложены в учебной литературе.

2.3. Цилиндрические зубчатые передачи

2.3.1. Геометрические параметры цилиндрических зубчатых передач

Цилиндрические зубчатые передачи внешнего и внутреннего зацепления относятся к преобразователям вращательного движения *с параллельными осями колес*. Частным случаем такой передачи считают *реечное зацепление*, в котором одно из колес имеет бесконечно большой радиус, вследствие чего вырождается в прямолинейную *зубчатую рейку*.

По форме профиля зуба различают передачи *эвольвентные*, *циклоидные* и *Новикова*. В зацеплениях эвольвентном и циклоидном боковые стороны профиля зуба очерчены соответственно по эвольвенте и циклоиде. В зацеплении Новикова профиль зуба образован дугами окружностей.

Циклоидное зацепление применяется в кинематических передачах приборов. Наибольшее распространение получило эвольвентное зацепление: оно позволяет создавать достаточно прочные и малогабаритные преобразователи движения и обладает существенными технологическими преимуществами. Наиболее высокие прочностные характеристики имеет зацепление Новикова, однако оно значительно сложнее в изготовлении. Далее будут рассматриваться передачи с эвольвентными зубьями.

По расположению зубьев на колесах различают цилиндрические передачи *прямозубые* (зуб расположен по образующей цилиндра), *косозубые* (зуб расположен по винтовой линии) и *шевронные* (рис. 2.3).

Меньшее зубчатое колесо пары (рис. 2.4) называется *шестерней*, большее – *зубчатым колесом* (или просто *колесом*). Параметрам шестерни присваивается индекс 1, параметрам колеса – индекс 2.

Термины, определения и методы расчета геометрических параметров зубчатых передач стандартизованы.

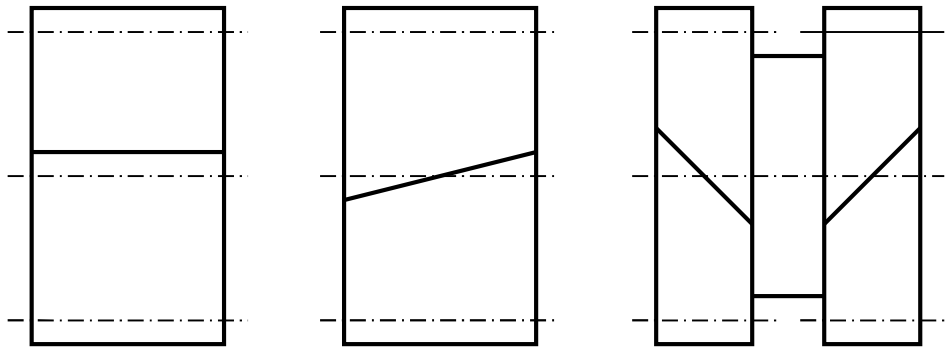


Рис. 2.3. Разновидности цилиндрических зубчатых колес
по расположению зубьев:
а – прямозубое; *б* – косозубое; *в* – шевронное

Рассмотрим сначала прямозубую передачу, а затем – особенности геометрии косозубой передачи.

Числа зубьев – z_1 и z_2.

Передаточное отношение от шестерни к колесу, называемое *передаточным числом*, равно

$$u = \frac{z_2}{z_1} \ . \qquad (2.10)$$

Делительный окружной шаг зубьев p есть расстояние между сходственными точками двух соседних зубьев по дуге делительной окружности.

Делительной окружностью называется окружность, по которой производится деление заготовки на зубья. По дуге делительной окружности толщина зуба равна толщине впадины (и равна $\frac{p}{2}$).

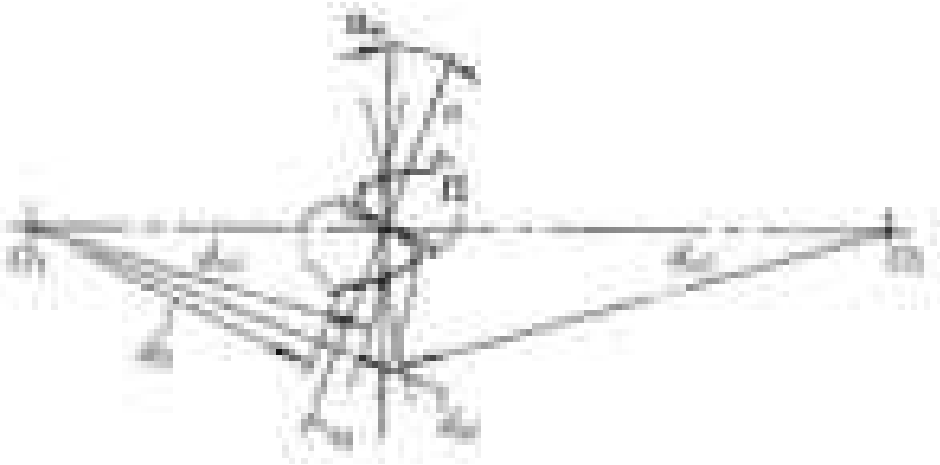


Рис. 2.4. Основные геометрические параметры прямозубой передачи

Основной характеристикой размеров зубьев является *модуль*:

$$m = \frac{p}{\pi}. \tag{2.11}$$

Значения модулей указаны в ГОСТ 9563.

Высота зуба для шестерен и колес без смещения исходного контура (о смещении исходного контура см. ниже):

$$h = 2,25m. \tag{2.12}$$

В прямозубой передаче:

- диаметры делительных окружностей

$$\begin{aligned} d_1 &= mz_1; \\ d_2 &= mz_2; \end{aligned} \tag{2.13}$$

- диаметры *окружностей вершин зубьев*

$$d_{a1} = m(z_1 + 2);$$
$$d_{a2} = m(z_2 + 2); \qquad (2.14)$$

- диаметры *окружностей впадин*

$$d_{f1} = m(z_1 - 2,5);$$
$$d_{f2} = m(z_2 - 2,5); \qquad (2.15)$$

- *межосевое расстояние*

$$O_1O_2 = a_w = 0,5m(z_1 + z_2). \qquad (2.16)$$

Кроме того, выделяют *начальные окружности*, по которым шестерня и колесо обкатываются в процессе вращения. Диаметры начальных окружностей равны

$$d_{w1} = \frac{2a_w}{u+1};$$
$$d_{w2} = 2a - d_{w1}. \qquad (2.17)$$

Для передач без смещения $d_1 = d_{w1}$; $d_2 = d_{w2}$.

Точка касания начальных окружностей, обозначенная буквой П на рис. 2.4, называется *полюсом зацепления*.

Общая нормаль *n-n* к контактирующим поверхностям зубьев, проведенная через точку П, называется *линией зацепления*. При вращении шестерни и колеса точки контакта зубьев находятся на линии *n-n*. Угол между линией зацепления и перпендикуляром к *линии центров* O_1O_2 – *угол зацепления* α_w. Стандартная величина $\alpha_w = 20°$.

На рис. 2.5 показано расположение двух соседних зубьев косозубого колеса. Сечения зубьев тремя плоскостями – нормальной *n-n*, торцовой *t-t* и осевой

а-а – дают соответственно *нормальный модуль* m_n, *торцовый модуль* m_t и *осевой модуль* m_a. В нормальном сечении профиль косого зуба совпадает с профилем прямого зуба, поэтому m_n должен быть стандартным. В торцовом и осевом сечениях модули зависят от угла наклона зуба β, стандарт на них не распространяется. В расчётах косозубых передач индекс *n* в обозначении нормального модуля по умолчанию не приводят.

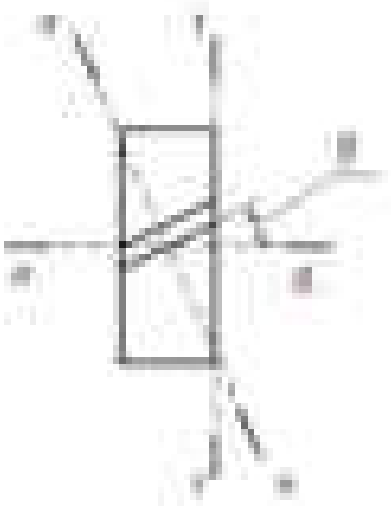


Рис. 2.3. Сечения зуба косозубого колеса нормальной, торцовой и осевой плоскостями

Особое значение имеют геометрические параметры в торцовом сечении:

- модуль торцовый

$$m_t = \frac{m_n}{\cos\beta}; \qquad (2.18)$$

- диаметр делительный

$$d = m_t z = \frac{m_n z}{\cos\beta}; \qquad (2.19)$$

- шаг окружной

$$p_t = \frac{p_n}{\cos\beta}. \qquad (2.20)$$

Геометрические параметры зубчатой передачи не исчерпываются указанными выше. Подробнее геометрия зубчатых передач изложена в учебной и технической литературе.

Рассмотрим, как число зубьев влияет на их форму.

Одним из наиболее технологичных и широко применяемых способов изготовления зубчатых колес является так называемый *способ обкатки*. Суть способа сводится к тому, что зубонарезающий инструмент в виде зубчатой рейки или шестерни вводится «в зацепление» с заготовкой, и перемещения инструмента и заготовки в процессе обработки подобны перемещениям пары деталей, находящихся в зацеплении.

При изготовлении обкаткой боковые стороны профиля зуба получаются эвольвентными. С увеличением числа зубьев колеса боковые стороны приближаются к прямолинейным, и в предельном случае, когда $z = \infty$ (зубчатая рейка), профиль приобретает форму равнобокой трапеции. Наоборот, с уменьшением числа зубьев толщина зуба у основания и вершины уменьшается, кривизна профиля увеличивается. Когда z становится меньше некоторого минимального значения $z_{\min}$, зубья инструмента, проворачиваясь во впадине заготовки, удаляют материал из ножки зуба. Это явление называется *подрезанием ножки*, оно существенно снижает прочность зуба. Для прямозубых передач считают $z_{\min} = 17$.

При необходимости выполнения $z < z_{\min}$, а также в некоторых других случаях применяют смещение нарезающего инструмента: инструмент отодвигают от положения, соответствующего нарезанию без смещения, на расстояние xm, где x – коэффициент смещения исходного контура. Смещение считают положительным, если оно направлено от центра, и отрицательным, если к центру

заготовки. Шестерни нарезают при положительном смещении, что позволяет существенно изменить форму зуба: он становится короче и толще, подрезание ножки устраняется.

Нарезание зубьев со смещением является определенным усложнением процесса изготовления, поэтому рекомендуется по возможности не назначать z меньше $z_{\min}$. Увеличения числа зубьев практически всегда можно достичь уменьшением модуля.

2.3.2. Силы, действующие в зубчатом зацеплении

На рис. 2.6 показано прямозубое зацепление.

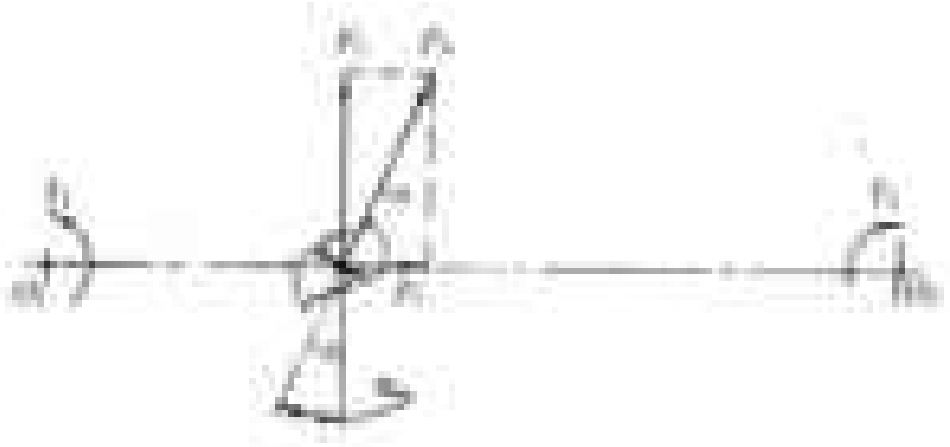


Рис. 2.6. Силы в прямозубом зацеплении

Силу нормального давления зуба шестерни на зуб колеса F_n можно разложить на две составляющих:

- окружную силу

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2}; \tag{2.21}$$

- радиальную силу

$$F_r = F_t \operatorname{tg}\alpha_w. \tag{2.22}$$

Саму силу F_n вычисляют по выражению

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w}. \qquad (2.23)$$

В косозубом зацеплении (рис. 2.7) нормальную силу раскладывают на три составляющих:

- окружную силу – см. формулу (2.21);

- радиальную силу

$$F_r = \frac{F_t \operatorname{tg}\alpha_w}{\cos\beta}; \qquad (2.24)$$

- осевую силу

$$F_a = F_t \operatorname{tg}\beta. \qquad (2.25)$$

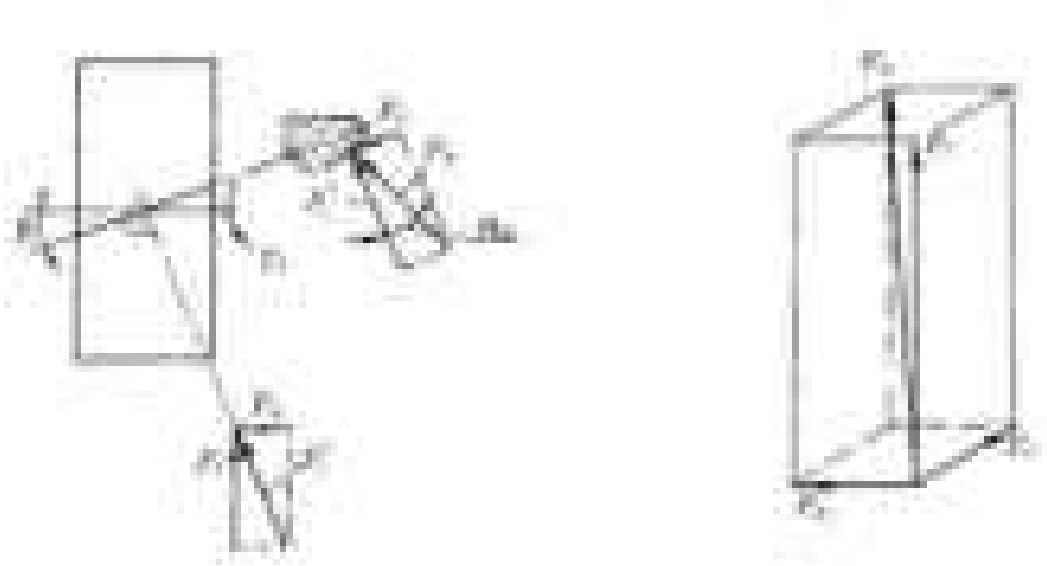


Рис. 2.7. Силы, действующие на зуб косозубого колеса

Нормальная сила является диагональю параллелепипеда с ребрами, равными F_t, F_r и F_a, и может быть найдена так:

$$F_n = \frac{F_t}{\cos\alpha_w \cos\beta}. \qquad (2.26)$$

2.3.3. Виды разрушения зубьев

Основной вид разрушения поверхности зубьев при хорошей смазке передачи, надежно защищенной от попадания пыли и грязи, – *усталостное выкрашивание*. Зубья таких передач разделены тонким слоем масла, устраняющим металлический контакт. Износ зубьев мал. Передача работает длительное время до появления усталости в поверхностных слоях зубьев. На поверхности появляются небольшие углубления, которые растут и превращаются в раковины. Выкрашиванию способствует смазка, она запрессовывается зубьями в трещины и своим давлением отделяет частицы металла. Причина усталостного выкрашивания – контактные напряжения σ_H.

Основные меры предупреждения выкрашивания: расчет передачи на усталость по контактным напряжениям; применение материалов с повышенной твердостью поверхности; повышение точности изготовления и монтажа передач. Во многих случаях выкрашивания можно избежать, если предусмотреть приработку зубьев в процессе эксплуатации передачи (о приработке см. ниже).

Поломка зубьев связана с напряжениями изгиба σ_F. Различают *полный* (по всей длине) и *угловой* излом. Одна из причин полного излома – перегрузки ударного или статического характера. Другая причина – усталостная поломка от действия переменных напряжений. Причиной углового излома являются погрешности передачи, в результате которых нагрузка воспринимается не всей длиной зуба, а концентрируется на одном из его углов.

Поломку от перегрузок предупреждают защитой передачи посредством различных предохранительных устройств или учетом перегрузок при расчете; поломку от переменных напряжений предупреждают определением размеров из

расчета на усталость. К общим мерам относятся: увеличение модуля, положительное смещение при нарезании зубьев, термообработка, устранение концентраторов напряжений (рисок от обработки, раковин в отливках, микротрещин от термообработки). Углового излома можно избежать повышением точности сборки передачи (в частности, обеспечением параллельности осей колес) и применением зубьев со срезанными углами.

Открытые передачи, а также закрытые, но недостаточно защищенные от попадания абразивных частиц, выходят из строя в основном из-за *абразивного износа*. По мере износа зубьев увеличиваются зазоры в зацеплении, появляется шум, возрастают динамические нагрузки. Толщина зубьев уменьшается, и соответственно снижается их прочность.

Основные меры борьбы с износом: повышение твердости поверхности зубьев, защита от загрязнения, применение специальных смазочных материалов. Большое значение имеет своевременное диагностирование сверхнормативного износа и замена изношенных колес.

Кроме перечисленных видов разрушения зубьев, наблюдаются такие, как заедание, пластический сдвиг, отслаивание твердого поверхностного слоя. Однако при грамотном расчете, качественном изготовлении и правильной эксплуатации передачи вероятность этих разрушений значительно ниже.

2.3.4. Материалы зубчатых передач

В настоящее время установлено, что контактная прочность зубьев определяется в основном твердостью материала. Наибольшая твердость, а следовательно, наименьшие габариты и массу передачи можно получить при изготовлении колес из сталей, подвергнутых термической обработке.

В зависимости от твердости стальные зубчатые колеса разделяют на две основные группы: твердостью $HB < 350$ и твердостью $HB > 350$.

Твердость $HB < 350$ позволяет производить чистовое нарезание зубьев после термообработки, в результате чего можно получать высокую точность без дорогих отделочных операций (шлифовки, притирки и т.п.). Колеса этой группы хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению при динами-

ческих нагрузках. Под *приработкой* понимают износ поверхностей зубьев передачи, приводящий к более равномерному распределению нагрузки по длине зуба, а потому существенно повышающий надежность зубчатых колес. Приработку зубьев широко используют в условиях индивидуального и мелкосерийного производства в мало- и средненагруженных передачах. Обычно для лучшей приработки твердость шестерни назначают на 20…50*HB* больше, чем твердость колеса.

Твердость материалов второй группы (*HB* > 350) обычно выражают в единицах *HRC*. Соотношение единиц *HB* и *HRC* таково: 1*HRC* ≈ 10*HB*. Специальными видами термообработки могут быть получены твердости 50…60 *HRC*, причем допускаемые контактные напряжения возрастают примерно в два раза, а нагрузочная способность передачи – в четыре раза по сравнению с передачей, изготовленной из материалов первой группы. Очевидно, что применение высокотвердых материалов является большим резервом повышения нагрузочной способности зубчатых передач.

К недостаткам материалов этой группы следует отнести плохую прирабатываемость и, как следствие, необходимость повышенной точности изготовления деталей передач и их монтажа. Кроме того, некоторые виды термообработки (объемная закалка, цементация) сопровождаются значительным короблением зубьев. Для исправления формы зубьев требуются дополнительные операции.

Данные по механическим характеристикам некоторых наиболее широко используемых сталей приведены в табл. 2.1. Материалы группы *HB* < 350 представлены нормализованными и улучшенными сталями, а группы *HB* > 350 – закаленными объемной или поверхностной закалкой, а также азотированными.

В зависимости от способа получения заготовки различают литые, кованые, штампованные колеса и колеса из круглого проката.

2.3.5. Методика расчета закрытой зубчатой передачи

2.3.5.1. Общие положения

Настоящая методика основана на ГОСТ 21354 и ГОСТ 2185, предназначена для расчета на усталостную и статическую прочность эвольвентных цилин-

дрических зубчатых передач и может быть использована студентами при конструировании ММ в ходе курсового и дипломного проектирования.

Таблица 2.1

Механические характеристики сталей

Группа сталей	Марка стали	Термообработка	Твердость		$\sigma_в$, МПа	$\sigma_т$, МПа
			поверхности	сердцевины		
HB < 350	35	Н	163…192*HB*		550	270
	40	У	192…228*HB*		700	400
	45	Н	179…207*HB*		600	320
		У	235…262*HB*		780	540
		У	269…302*HB*		890	650
	40Х	У	235…262*HB*		790	640
		У	269…302*HB*		900	750
	40ХН	У	235…262*HB*		800	650
		У	269…302*HB*		920	750
	35ХМ	У	235…262*HB*		800	670
		У	269…302*HB*		920	790
	35Л	Н	163…207*HB*		550	270
	40Л	Н	147*HB*		520	295
	45Л	У	207…235*HB*		680	440
	40ГЛ	У	235…262*HB*		850	600
HB > 350	40Х	У + ТВЧ	45…50*HRC*	269…302*HB*	900	750
		А	50…59*HRC*	269…302*HB*	1000	800
	40ХН	З	48…54*HRC*		1600	1400
		У + ТВЧ	48…54*HRC*	269…302*HB*	920	750
	35ХМ	З	45…53*HRC*		1600	1400
		У + ТВЧ	48…54*HRC*	269…302*HB*	920	790
	38ХМЮА	З	45…53*HRC*		1700…1950	1350…1600
		А	57…67*HRC*	30…35*HRC*	1050	900
Обозначение термообработки: У – улучшение; Н – нормализация; З – закалка объемная; ТВЧ – закалка с нагревом токами высокой частоты; А – азотирование						

Бóльшую часть общего количества выпускаемых в настоящее время зубчатых передач составляют одно- и двухступенчатые редукторы, поэтому в методике рассматривается двухступенчатый редуктор.

Рекомендуется следующий порядок расчета:

- выбор двигателя по требуемой номинальной мощности, заданной частоте вращения и условиям работы;

- кинематический расчет редуктора, разбивка его передаточного числа по ступеням;

- выбор материалов для шестерен и колес, определение допускаемых напряжений;

- определение крутящих моментов на шестернях и колесах ступеней;

- проектировочный расчет передачи тихоходной ступени;

- проверочные расчеты передачи тихоходной ступени;

- проектировочный расчет передачи быстроходной ступени;

- проверочные расчеты передачи быстроходной ступени.

2.3.5.2. Исходные данные для расчета

Задание на курсовой проект содержит следующие *обязательные* данные, использующиеся как исходные при расчете редуктора:

- кинематическая схема ММ, дающая возможно более полное представление о том, как передается вращение на ведущий вал и снимается с ведомого вала передачи;

- номинальный крутящий момент на выходном валу $T_т$, Нм;

- частота вращения выходного вала $n_т$, об/мин;

- срок службы ММ $T_{сл}$, лет;

- нагрузочная диаграмма (циклограмма), отражающая изменение крутящего момента на выходном валу в течение рабочей смены (рабочего цикла).

Кроме указанных, задание может включать в себя *дополнительные требования*, например, максимальные допустимые значения кинематической погрешности и мертвого хода, кратность максимального допустимого пикового момента, направление вращения выходного вала, максимальные допустимые габаритные размеры ММ и т. д.

2.3.5.3. Выбор двигателя

Тип двигателя ММ проектант выбирает самостоятельно, руководствуясь рекомендациями учебно-методической литературы. В настоящей методике для определенности принят наиболее широко распространенный в машиностроении трехфазный асинхронный короткозамкнутый электродвигатель.

Требуемую номинальную мощность двигателя вычисляют по формуле

$$P_{\text{тр}} = \frac{T_{\text{т}} n_{\text{т}}}{\eta_{\text{б}} \eta_{\text{т}} \eta_{\text{п}}^{3}}, \qquad (2.27)$$

где $\eta_{\text{б}}$, $\eta_{\text{т}}$ – КПД быстроходной и тихоходной ступеней соответственно; $\eta_{\text{п}}$ = 0,99 – КПД пары подшипников качения.

Как правило, в ММ применяются зубчатые передачи степеней точности не ниже 7, для которых $\eta_{\text{б}} = \eta_{\text{т}} = 0{,}98\ldots0{,}99$.

Затем принимают типоразмер двигателя по условию

$$P_{\text{дв}} \geq P_{\text{тр}}, \qquad (2.28)$$

где $P_{\text{дв}}$ – номинальная мощность двигателя по каталогу.

Допустимо превышение требуемой мощности над номинальной, если выполняется условие

$$\frac{P_{\text{тр}} - P_{\text{дв}}}{P_{\text{дв}}} \cdot 100\% \leq [\Delta P], \qquad (2.29)$$

где $[\Delta P]$ – допустимая перегрузка двигателя принятого типа.

2.3.5.4. Кинематический расчет редуктора

Расчетное передаточное число редуктора

$$u_{\text{р}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{т}}}, \qquad (2.30)$$

где $n_{\text{дв}}$ – частота вращения вала двигателя.

В том случае, если в исходных данных отсутствует требование абсолютно точного обеспечения заданной величины $n_{\text{т}}$, следует для дальнейшего проектирования принимать передаточное число редуктора u в соответствии со стандартным рядом передаточных чисел по условию

$$\frac{|u - u_{ст}|}{u_{ст}} \cdot 100\% \le \Delta u, \qquad (2.31)$$

где $u_{ст}$ – ближайшее к $u_р$ значение передаточного числа из стандартного ряда; Δu – допустимое отклонение передаточного числа от стандартного значения.

Для цилиндрических зубчатых передач при $u_р \le 4{,}5$ отклонение $\Delta u = 2{,}5\%$, при $u_р > 4{,}5$ $\Delta u = 4\%$.

В том случае, если условие (2.31) выполняется при подстановке вместо u значения $u_р$, можно принять либо $u = u_р$, либо $u = u_{ст}$. И то, и другое решение будет правомерно.

Для принятого u далее следует, пользуясь рекомендациями табл. 2.2, 2.3, определить передаточные числа ступеней: быстроходной $u_б$ и тихоходной $u_т$.

Таблица 2.2

Передаточные числа ступеней косозубых трехосных редукторов $\left(\frac{a_{wт}}{a_{wб}} = 1{,}4\right)$

Передаточное число ступени	Передаточное число редуктора u										
	10	11,2	12,5	14	16	18	20	22,4	25	28	31,5
$u_б$	3,55	4		4,5	5	5,6		6,3	7,1		8
$u_т$	2,8		3,15				3,55			4	

Таблица 2.3

Передаточные числа ступеней косозубых соосных редукторов $\left(\frac{\psi_{baт}}{\psi_{baб}} = 2\right)$

Передаточное число ступени	Передаточное число редуктора u										
	10	11,2	12,5	14	16	18	20	22,4	25	28	31,5
$u_б$	4,5		5	5,6		6,3	7,1		8	9	
$u_т$	2,24	2,5			2,8			3,15			3,55

Далее следует найти частоты вращения и угловые скорости валов:

- быстроходного

$$n_{б} = n_{дв};$$

$$\omega_{б} = \frac{\pi n_{б}}{30}; \quad (2.32)$$

- промежуточного

$$n_{п} = \frac{n_{б}}{u_{б}}, \quad (2.33)$$

$$\omega_{п} = \frac{\omega_{б}}{u_{б}}; \quad (2.34)$$

- тихоходного

$$n_{т} = \frac{n_{п}}{u_{т}}, \quad (2.35)$$

$$\omega_{т} = \frac{\omega_{п}}{u_{т}}. \quad (2.36)$$

2.3.5.5. Материалы шестерен и колес. Допускаемые напряжения

Марки сталей и режимы термообработки для шестерен и колес редуктора назначают по рекомендациям п. 2.3.4 и данным табл. 2.1.

Допускаемое контактное напряжение при расчете на выносливость определяют по формуле

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim b}}{S_H} K_{HL}, \quad (2.37)$$

где $\sigma_{H\lim b}$ – базовый предел контактной выносливости поверхности зубьев, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений N_{H0}; S_H – коэффициент безопасности; K_{HL} – коэффициент долговечности.

Значения N_{H0} определяют по табл. 2.4, $\sigma_{H\lim b}$ – по табл. 2.5.

Коэффициент S_H = 1,1 для нормализованных, улучшенных и объемно закаленных сталей (для материалов с однородной структурой); S_H = 1,2 для закаленных с нагревом ТВЧ и азотированных сталей (для материалов с неоднородной структурой).

Таблица 2.4

Значения N_{H0}, млн. циклов

Твердость зубьев	*HB*	200	250	300	–	–	–	–	–	–
	HRC	–	–	–	36	42	47	52	56	59
N_{H0}		10	12,5	25	35	50	65	85	110	150

Таблица 2.5

Значения $\sigma_{H\lim b}$

Вид термообработки	Твердость поверхности зубьев	Группа сталей	$\sigma_{H\lim b}$, МПа
Нормализация, улучшение	*HB* < 350	Углеродистые и легированные	$2HB_{ср}$* + 70
Закалка объемная	38…50*HRC*		$18HRC_{ср}$* + 150
Закалка с нагревом ТВЧ	40…56*HRC*		$17HRC_{ср}$* + 200
Азотирование	57…67*HRC*	Легированные	$16HRC_{ср}$*
П р и м е ч а н и е. *Средние значения твердости в диапазоне (см. табл. 2.1)			

Коэффициент долговечности определяют из выражения

$$1 \le K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}} \le K_{HL\max}, \qquad (2.38)$$

где N_{HE} – эквивалентное число циклов перемены напряжений; $K_{HL\max}$ – максимальное допустимое значение коэффициента долговечности, зависящее от вида термообработки (при объемном упрочнении $K_{HL\max}$ = 2,6; при поверхностном упрочнении $K_{HL\max}$ = 1,8).

Как видно из (2.38), $K_{HL\max}$ не может быть меньше единицы, поэтому при $N_{H0} < N_{HE}$ считают K_{HL} = 1.

Величина N_{HE} зависит от нагрузочной диаграммы. При постоянной нагрузке

$$N_{HE} = 60nct, \tag{2.39}$$

где n – частота вращения, об/мин, колеса (шестерни), $[\sigma_H]$ которого определяется; c – число зацеплений зуба за один оборот колеса (шестерни); t – заданный срок службы редуктора, ч.

В том случае, если задана ступенчатая нагрузочная диаграмма, N_{HE} определяют так:

$$N_{HE} = 60c\sum\left(\frac{T_i}{T_1}\right)^3 n_i t_i, \tag{2.40}$$

где T_i – крутящий момент на i-ой ступени циклограммы; T_1 – наибольший момент на циклограмме, учитываемый в расчете на выносливость; n_i, t_i – соответствующие моменту T_i частота и время работы.

Для *прямозубой* ступени, а также для *косозубой с небольшой разностью твердости* зубьев шестерни и колеса в качестве расчетного принимают *меньшее* из двух допускаемых напряжений, определенных по материалу шестерни $[\sigma_H]_1$ и колеса $[\sigma_H]_2$.

Для *косозубой* ступени *с большой разностью твердости* зубьев шестерни и колеса в качестве расчетного принимают напряжение, определенное по формуле

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) \tag{2.41}$$

с проверкой по условию

$$[\sigma_H]_{\min} \le [\sigma_H] \le 1,25[\sigma_H]_{\min}, \tag{2.42}$$

где $[\sigma_H]_{\min}$ – меньшее из значений $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$.

В том случае, если $[\sigma_H] < [\sigma_H]_{\min}$, принимают $[\sigma_H] = [\sigma_H]_{\min}$; если же $[\sigma_H] > 1{,}25[\sigma_H]_{\min}$, то принимают $[\sigma_H] = 1{,}25[\sigma_H]_{\min}$.

Допускаемое напряжение изгиба при расчете на выносливость определяют по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim b}}{S_F} K_{FC} K_{FL}, \qquad (2.43)$$

где $\sigma_{F\lim b}$ – базовый предел выносливости зубьев по излому от напряжений изгиба (см. табл. 2.6); S_F – коэффициент безопасности; K_{FC} – коэффициент влияния двухстороннего приложения нагрузки; K_{FL} – коэффициент долговечности.

Коэффициент S_F принимают в зависимости от вида термообработки из диапазона 1,7…2,2 (верхнее значение – для литых колес).

Коэффициент $K_{FC} = 1$ для односторонней нагрузки, $K_{FC} = 0{,}7…0{,}8$ для реверсивной нагрузки (бóльшие значения при $HB > 350$).

Коэффициент K_{FL} определяют по (2.43):

$$1 \le K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE}}} \le K_{FL\max}, \qquad (2.44)$$

где m – показатель степени; N_{FE} – эквивалентное число циклов нагружения напряжениями изгиба; $K_{FL\max}$ – максимальное допустимое значение коэффициента долговечности.

При $HB \le 350$, а также для шестерен и колес со шлифованными зубьями $m = 6$, $K_{FL\max} = 2{,}0$; при $HB > 350$, а также для шестерен и колес с нешлифованными зубьями $m = 9$, $K_{FL\max} = 1{,}6$.

При постоянной нагрузке значение N_{FE} находят по формуле (2.39), при изменении нагрузки по нагрузочной диаграмме – по формуле (2.44):

$$N_{FE} = 60c\sum\left(\frac{T_i}{T_1}\right)^m n_i t_i. \qquad (2.45)$$

Таблица 2.6

Значения $\sigma_{F\lim b}$

Вид термообработки	Твердость зубьев		Группа сталей	$\sigma_{F\lim b}$, МПа
	поверхность	сердцевина		
Нормализация, улучшение	180…350*HB*		Углеродистые и легированные	$1{,}8HB_{ср}$
Закалка объемная	45…55*HRC*			550…600
Закалка с нагревом ТВЧ	40…56*HRC*	$HB \le 350$		$1{,}8HB_{ср}$
Азотирование	57…67*HRC*	24…40*HRC*	Легированные	43…49$HRC_{ср}$

Предельное допускаемое контактное напряжение для проверки ступени на прочность при перегрузках (пиковых нагрузках):

- для нормализованных, улучшенных или объемно закаленных зубьев

$$[\sigma_{H\max}] = 2{,}8\sigma_т; \qquad (2.46)$$

- для зубьев, закаленных с нагревом ТВЧ

$$[\sigma_{H\max}] = 44\,HRC_{ср}; \qquad (2.47)$$

- для азотированных зубьев

$$[\sigma_{H\max}] = 35\,HRC_{ср}. \qquad (2.48)$$

Предельное допускаемое напряжение изгиба для проверки ступени на прочность при перегрузках определяют следующим образом:

$$[\sigma_{F\max}] = \frac{\sigma_{F\lim b}}{S_{ST}} Y_{N\max} k_{ST}, \qquad (2.49)$$

где $Y_{N\max}$ – максимальное возможное значение коэффициента долговечности (для объемной термообработки $Y_{N\max} = 4{,}0$; для поверхностной термообработки $Y_{N\max} = 2{,}5$); k_{ST} – коэффициент влияния частоты приложения пиковой нагрузки (при многократном – порядка 1000 – действии перегрузок $k_{ST} = 1$); S_{ST} – коэффициент запаса прочности (обычно принимают $S_{ST} = 1{,}75$).

В настоящее время в преобразователях движения ММ и роботов применяются практически исключительно косозубые передачи, поэтому именно они и рассматриваются далее в методике.

2.3.5.6. Крутящие моменты на шестернях и колесах ступеней

Крутящий момент на колесе тихоходной ступени равен

$$T_{2т} = \frac{T_т}{\eta_п}; \qquad (2.50)$$

крутящий момент на шестерне тихоходной ступени и колесе быстроходной ступени

$$T_{1т} = T_{2б} = \frac{T_{2т}}{u_т \eta_т \eta_п^{\,2}}; \qquad (2.51)$$

крутящий момент на шестерне быстроходной ступени

$$T_{1б} = \frac{T_{2б}}{u_б u_т \eta_б \eta_т \eta_п^{\,3}}. \qquad (2.52)$$

2.3.5.7. Проектировочный расчет тихоходной ступени

Расчетное межосевое расстояние определяют по формуле

$$a'_{w\text{т}} = 430(u_{\text{т}} \pm 1)\sqrt[3]{\frac{T_{2\text{т}} K_{H\beta\text{т}}}{u_{\text{т}}^{\,2}\psi_{ba\text{т}}[\sigma_H]_{\text{т}}^2}}, \text{мм}, \qquad (2.53)$$

где $K_{H\beta\text{т}}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зуба колеса тихоходной ступени (табл. 2.8); $\psi_{ba\text{т}}$ – коэффициент ширины колеса тихоходной ступени относительно ее межосевого расстояния; $[\sigma_H]_{\text{т}}$ – допускаемое контактное напряжение для тихоходной ступени.

Знак плюс в (2.53) соответствует внешнему зацеплению, минус – внутреннему зацеплению.

Смысл коэффициента $\psi_{ba\text{т}}$ проясняет формула

$$\psi_{ba\text{т}} = \frac{b_{2\text{т}}}{a_{w\text{т}}}, \qquad (2.54)$$

где $b_{2\text{т}}$ – ширина венца колеса тихоходной ступени.

Стандартный ряд значений $\psi_{ba\text{т}}$: 0,100; 0,125; 0,160; 0,200; 0,250; 0,315; 0,400; 0,500; 0,630; 0,800; 1,00; 1,25. Следует применять в расчете коэффициент ψ_{ba} из этого ряда в соответствии с рекомендациями табл. 2.7.

Далее следует принять *стандартное межосевое расстояние* $a_{w\text{т}}$, ближайшее к расчетному $a'_{w\text{т}}$, по табл. 2.9.

Определение *основных геометрических параметров* ступени целесообразно начать с выбора нормального модуля по рекомендации

$$1{,}50 \le m_{n\text{т}} \le (0{,}01...0{,}02)a_{w\text{т}}, \text{ мм}, \qquad (2.55)$$

из стандартного ряда: 1,50; 1,75; 2,00; 2,25; 2,50; 2,75; 3,00; 3,50; 4,00; 1,50; 5,00; 5,50; 6,00; 7,00; 8,00…

В обоснованных случаях для передач 6 и 7 степеней точности могут быть приняты модули по ГОСТ 9563 менее 1,5 мм.

Таблица 2.7

Рекомендуемые значения ψ_{ba}

Расположение колеса относительно опор	Твердость рабочих поверхностей зубьев	
	$HB_2 \le 350$	$HB_2 > 350$
Симметричное	0,200…0,400	0,200…0,315
Несимметричное		0,200; 0,250
Консольное	0,200; 0,250	0,160; 0,200
П р и м е ч а н и е. В шевронных передачах ψ_{ba} следует увеличить в 1,1…1,4 раза; для подвижных колес коробок передач ψ_{ba} = 0,100…0,200		

Затем нужно предварительно задать значение угла наклона зубьев $\beta' = 8\ldots15^{\circ}$ (обычно принимают $\beta' = 10^{\circ}$), после чего определить *расчетное суммарное число зубьев* передачи по формуле

$$z'_{\text{ст}} = \frac{2a_{w\text{т}} \cos\beta'_{\text{т}}}{m_{n\text{т}}}. \qquad (2.56)$$

Полученное число $z'_{\text{ст}}$ округлить до ближайшего целого $z_{\text{ст}}$.

Уточненную величину угла наклона зубьев определяют по формуле

$$\beta_{\text{т}} = \arccos\frac{z_{\text{ст}} m_{n\text{т}}}{2a_{w\text{т}}} \qquad (2.57)$$

с точностью до угловых секунд.

Расчетное число зубьев шестерни равно

$$z'_{1\text{т}} = \frac{z_{\text{ст}}}{u_{\text{т}} + 1}. \qquad (2.58)$$

Полученное число $z'_{1\text{т}}$ округлить до ближайшего целого $z_{1\text{т}}$.

Таблица 2.8

Значения коэффициента $K_{H\beta}$

Относительная ширина колеса ψ_{bd}	Шестерня расположена симметрично относительно опор		Шестерня расположена несимметрично относительно опор				Консольное расположение шестерни или колеса	
			весьма жесткий вал		менее жесткий вал			
	Твердость поверхностей зубьев HB_2							
	> 350	< 350	> 350	< 350	> 350	< 350	> 350	< 350
0,2	1,00		1,01	1,00	1,06	1,02	1,15	1,07
0,4	1,01	1,00	1,05	1,02	1,12	1,05	1,35	1,15
0,6	1,03	1,01	1,09	1,04	1,20	1,08	1,60	1,24
0,8	1,06	1,03	1,14	1,06	1,27	1,12	1,85	1,30
1,0	1,10	1,04	1,18	1,08	1,37	1,15	–	
1,2	1,13	1,05	1,25	1,10	1,50	1,18		
1,4	1,15	1,07	1,32	1,13	1,60	1,23		
1,6	1,20	1,08	1,40	1,16	–	1,28		
П р и м е ч а н и е. Относительная ширина колеса $\psi_{bd} = 0{,}5(u + 1)\psi_{ba}$.								

Таблица 2.9

Межосевые расстояния двухступенчатых трехосных цилиндрических редукторов

$a_{w\text{б}}$, мм	50	63	80	100	112	125	140	160	180
$a_{w\text{т}}$, мм	63	80	112	140	160	180	200	224	250
$a_{w\text{б}}$, мм	200	224	250	280	315	355	400	450	500
$a_{w\text{т}}$, мм	280	315	355	400	450	500	560	630	710

Во избежание подрезания зубьев должно выполняться условие

$$z_{1\text{т}} \geq 17 \cos^3 \beta_{\text{т}}. \qquad (2.59)$$

Если условие (2.59) не выполняется, следует принять меньшее значение $m_{n\text{т}}$ из стандартного ряда и заново выполнить (2.56) – (2.58).

Далее находят число зубьев колеса

$$z_{2\text{т}} = z_{\text{ст}} - z_{1\text{т}} \qquad (2.60)$$

и *фактическое передаточное число* ступени

$$u_{\text{фт}} = \frac{z_{2\text{т}}}{z_{1\text{т}}},$$

которое проверяют по условию (2.31).

По (2.19) вычисляют $d_{1\text{т}}$, $d_{2\text{т}}$, после чего находят диаметры вершин зубьев

$$\begin{aligned} d_{a1\text{т}} &= d_{1\text{т}} + 2m_{n\text{т}}; \\ d_{a2\text{т}} &= d_{2\text{т}} + 2m_{n\text{т}}. \end{aligned} \tag{2.61}$$

Ширину венца колеса предварительно определяют по выражению

$$b_{2\text{т}} = \psi_{ba\text{т}} a_{w\text{т}} \tag{2.62}$$

и окончательно принимают ближайшее значение из ряда R_a40 номинальных линейных размеров ГОСТ 6636.

Ширину венца шестерни $b_{1\text{т}}$ принимают равной следующему за $b_{2\text{т}}$ размеру по указанному выше ряду.

2.3.5.8. Проверка тихоходной ступени на выносливость по контактным напряжениям

Действительное контактное напряжение в проектируемой передаче определяют по выражению

$$\sigma_H = \frac{6160 Z_H Z_\varepsilon}{a_{w\text{т}}} \sqrt{\frac{T_{\text{п}} (u_{\text{фт}} \pm 1)^3}{u_{\text{фт}} b_{2\text{т}}} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}}, \text{МПа}, \tag{2.63}$$

где $Z_H = 1{,}77\cos\beta$ – коэффициент формы сопряженных поверхностей зубьев; Z_ε – коэффициент суммарной длины контактных линий; $K_{H\alpha}$ – коэффициент распределения нагрузки между зубьями (табл. 2.10); K_{Hv} – коэффициент динамической нагрузки (табл. 2.11).

Для определения Z_ε необходимо найти коэффициент осевого перекрытия

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_{2т} \sin \beta_т}{\pi m_{nт}} \qquad (2.64)$$

и проследить, чтобы выполнялось условие $\varepsilon_\beta \geq 0{,}9$, в противном случае нагрузочная способность косозубой передачи резко снизится. Возможно, что для обеспечения выполнения этого условия в геометрию передачи придется вносить изменения.

Коэффициент Z_ε

$$Z_\varepsilon = \frac{1}{\sqrt{\varepsilon_\alpha}}, \qquad (2{,}65)$$

где ε_α – коэффициент торцевого перекрытия, определяемый по формуле (2.66):

$$\varepsilon_\alpha = \left[1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2}\right)\right]\cos\beta. \qquad (2.66)$$

Знак плюс в круглых скобках соответствует внешнему зацеплению, минус – внутреннему зацеплению.

Коэффициент $K_{H\alpha}$ принимают по табл. 2.10 для степени точности, которую назначают в зависимости от окружной скорости зуба

$$v_п = \frac{\omega_п d_{1т}}{2000}, \text{м/с}, \qquad (2.67)$$

по рекомендациям: $v_п \leq 4$ м/с – степень точности 9; $4 < v_п \leq 10$ м/с – степень точности 8; $10 < v_п \leq 15$ м/с – степень точности 7; $15 < v_п \leq 30$ м/с – степень точности 6.

Таблица 2.10

Значения коэффициента $K_{H\alpha}$

Окружная скорость v, м/с	Степень точности			
	6	7	8	9
2,5	1,01	1,03	1,05	1,13
5,0	1,02	1,05	1,09	1,16
10	1,03	1,07	1,13	–
15	1,04	1,09	–	
20	1,05	1,12		
25	1,06	–		

Полученное значение контактного напряжения проверяют на соответствие условию

$$0,9[\sigma_H] \le \sigma_H \le 1,05[\sigma_H]. \qquad (2.68)$$

В том случае, если σ_H не входит в указанные пределы, необходимо скорректировать параметры передачи. Обычно бывает достаточно изменить размеры $b_{2т}$ и $b_{1т}$. Как правило, эти изменения невелики, и пересчета остальных размеров ступени не требуется.

Таблица 2.11

Значения K_{Hv}

Степень точности	Твердость HB_2	Окружная скорость зуба $v_п$, м/с					
		1	2	4	6	8	10
6	≤ 350	1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
	> 350	1,00		1,02		1,03	1,04
7	≤ 350	1,01	1,02	1,04	1,06	1,07	1,08
	> 350	1,00	1,01	1,02	1,03		1,04
8	≤ 350	1,01	1,03	1,05	1,06	1,07	1,08
	> 350	1,01		1,02	1,03	1,04	1,05
9	≤ 350	1,01	1,03	1,05	–		
	> 350	1,01		1,02			

2.3.5.9. Проверка тихоходной ступени на выносливость по напряжениям изгиба

Проверку выполняют *по «слабому» звену* зубчатой передачи, у которого *меньше* отношение $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$, где Y_F – коэффициент формы зуба, определяемый для шестерни и колеса из табл. 2.12.

Таблица 2.12

Значения коэффициента Y_F

$z/\cos^3\beta$	Y_F	$z/\cos^3\beta$	Y_F	$z/\cos^3\beta$	Y_F	$z/\cos^3\beta$	Y_F	$z/\cos^3\beta$	Y_F
17	4,26	21	4,01	28	3,82	40	3,70	80	3,61
18	4,20	22	4,00	30	3,80	45	3,68	100	3,60
19	4,11	24	3,92	32	3,78	50	3,65	150	
20	4,08	25	3,90	37	3,71	60	3,62	рейка	3,63

Действительное напряжение изгиба в зубе «слабого» звена проектируемой передачи равно

$$\sigma_F = 2000 Y_F Y_\beta Y_\varepsilon \frac{T_n}{b_{2т} d_{1т} m_{nт}} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}, \text{МПа}, \qquad (2.69)$$

где $Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140^\circ}$ – коэффициент наклона зубьев; Y_ε – коэффициент перекрытия зубьев, ориентировочно можно принять $Y_\varepsilon = 1$; $K_{F\alpha}$ – коэффициент распределения нагрузки между зубьями; $K_{F\beta}$ – коэффициент распределения нагрузки по ширине венца (см. табл. 2.13); K_{Fv} – коэффициент динамической нагрузки (см. табл. 2.14).

Значение $K_{F\alpha}$ определяют по формуле

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n' - 5)}{4\varepsilon_\alpha}, \qquad (2.70)$$

где n' – степень точности передачи.

Полученное значение σ_F не должно превышать $[\sigma_F]$ «слабого» звена более чем на 5%.

Таблица 2.13

Значения коэффициента $K_{F\beta}$

Относительная ширина колеса ψ_{bd}	Шестерня расположена симметрично относительно опор		Шестерня расположена несимметрично относительно опор				Консольное расположение шестерни или колеса	
			весьма жесткий вал		менее жесткий вал			
	Твердость поверхностей зубьев HB_2							
	> 350	< 350	> 350	< 350	> 350	< 350	> 350	< 350
0,2	1,00		1,02	1,01	1,10	1,05	1,25	1,13
0,4	1,03	1,01	1,07	1,04	1,20	1,12	1,55	1,28
0,6	1,05	1,02	1,13	1,07	1,30	1,17	1,90	1,50
0,8	1,08	1,05	1,20	1,11	1,44	1,23	2,30	1,70
1,0	1,10	1,04	1,18	1,08	1,37	1,15	–	
1,2	1,13	1,05	1,25	1,10	1,50	1,18		
1,4	1,15	1,07	1,32	1,13	1,60	1,23		
1,6	1,20	1,08	1,40	1,16	–	1,28		

2.3.5.10. Проверка тихоходной ступени на статическую прочность при перегрузках

Максимальное контактное напряжение под действием пикового крутящего момента определяют по формуле

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{\frac{P_{\text{дв}}}{P_{\text{тр}}}\left(\frac{T_{\max}}{T}\right)}, \qquad (2.71)$$

где $\left(\frac{T_{\max}}{T}\right)$ – заданная кратность пикового момента.

Таблица 2.14

Значения коэффициента K_{Fv}

Степень точности	Твердость HB_2	Окружная скорость зуба $v_{\text{п}}$, м/с					
		1	2	4	6	8	10
6	≤ 350	1,02	1,04	1,07	1,10	1,15	1,18
	> 350	1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
7	≤ 350	1,03	1,06	1,11	1,16	1,22	1,27
	> 350	1,01	1,02	1,03	1,05	1,07	1,08
8	≤ 350	1,03	1,06	1,11	1,17	1,23	1,29
	> 350	1,01	1,02	1,03	1,05	1,07	1,08
9	≤ 350	1,04	1,07	1,14	–		
	> 350	1,01	1,02	1,04			

Контактная прочность при перегрузках обеспечивается, если выполняется условие: $\sigma_{H\max} \le [\sigma_{H\max}]$.

Максимальное напряжение изгиба под действием пикового крутящего момента определяют для «слабого» звена передачи по формуле

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \frac{P_{\text{дв}}}{P_{\text{тр}}}\left(\frac{T_{\max}}{T}\right). \qquad (2.72)$$

Изгибная прочность при перегрузках обеспечивается, если выполняется условие: $\sigma_{F\max} \le [\sigma_{F\max}]$.

2.3.5.11. Проектировочный расчет быстроходной ступени

Межосевое расстояние $a_{w\text{б}}$ определяют в зависимости от разновидности редуктора:

- в трехосном редукторе по $a_{w\text{т}}$ и табл. 2.9;

- в соосном редукторе $a_{w\text{б}} = a_{w\text{т}}$.

Геометрические параметры $m_{n\text{б}}$; $\beta_{\text{б}}$; $d_{1\text{б}}$; $d_{2\text{б}}$; $d_{a1\text{б}}$; $d_{a2\text{б}}$; $b_{2\text{б}}$; $b_{1\text{б}}$; числа зубьев $z_{1\text{б}}$ и $z_{2\text{б}}$, а также передаточное число ступени $u_{\text{фб}}$ определяют по формулам и рекомендациям, изложенным в подпункте 2.3.5.7.

В соосном редукторе значение $b_{2\text{б}}$ находят, пользуясь рекомендацией по $\psi_{ba\text{б}}$ из табл. 2.3.

Фактическое передаточное число редуктора вычисляют по выражению

$$u_{\text{ф}} = u_{\text{фб}} u_{\text{фт}} \qquad (2.73)$$

и проверяют выполнение условия (2.31).

2.3.5.12. Проверочные расчеты быстроходной ступени

Проверку быстроходной ступени на выносливость по контактным и изгибным напряжениям, а также на статическую прочность при перегрузках произ-

водят по формулам и рекомендациям, изложенным в подпунктах 2.3.5.8 – 2.3.5.10.

2.4. Конические зубчатые передачи

2.4.1. Геометрические параметры конических зубчатых передач

Наибольшее распространение получили *ортогональные* конические зубчатые передачи с углом между осями шестерни и колеса 90°.

По направлению зуба различают передачи *прямозубые* (зуб расположен по образующей конуса), *с тангенциальным зубом* (зуб расположен под углом к образующей конуса) и *с круговым зубом*.

В основном применяются передачи прямозубые и с круговым зубом, так как нагрузочная способность передач с тангенциальным зубом практически не выше, чем прямозубых.

Передачи с круговым зубом по сравнению с прямозубыми имеют, при равных нагрузках, на 15…20 % меньшие габариты, работают более плавно и способны передавать вращение с бóльшими окружными скоростями.

Недостатками передач с круговым зубом являются:

- бóльшие величины осевых сил;

- зависимость направления осевой силы от направления вращения звена.

Эти свойства делают нежелательным применение передач с круговым зубом в преобразователях движения реверсивных ММ. Как правило, их используют *при постоянном направлении вращения* выходного звена, причем направление зуба назначают так, чтобы *осевые силы* действовали *к основаниям* образующих *конусов*.

На рис. 2.8 изображен фрагмент конической зубчатой передачи и показаны ее основные геометрические параметры.

Угол Σ *между осями* шестерни и колеса является одним из таких параметров. Ниже будут рассматриваться передачи, в которых $\Sigma = 90°$.

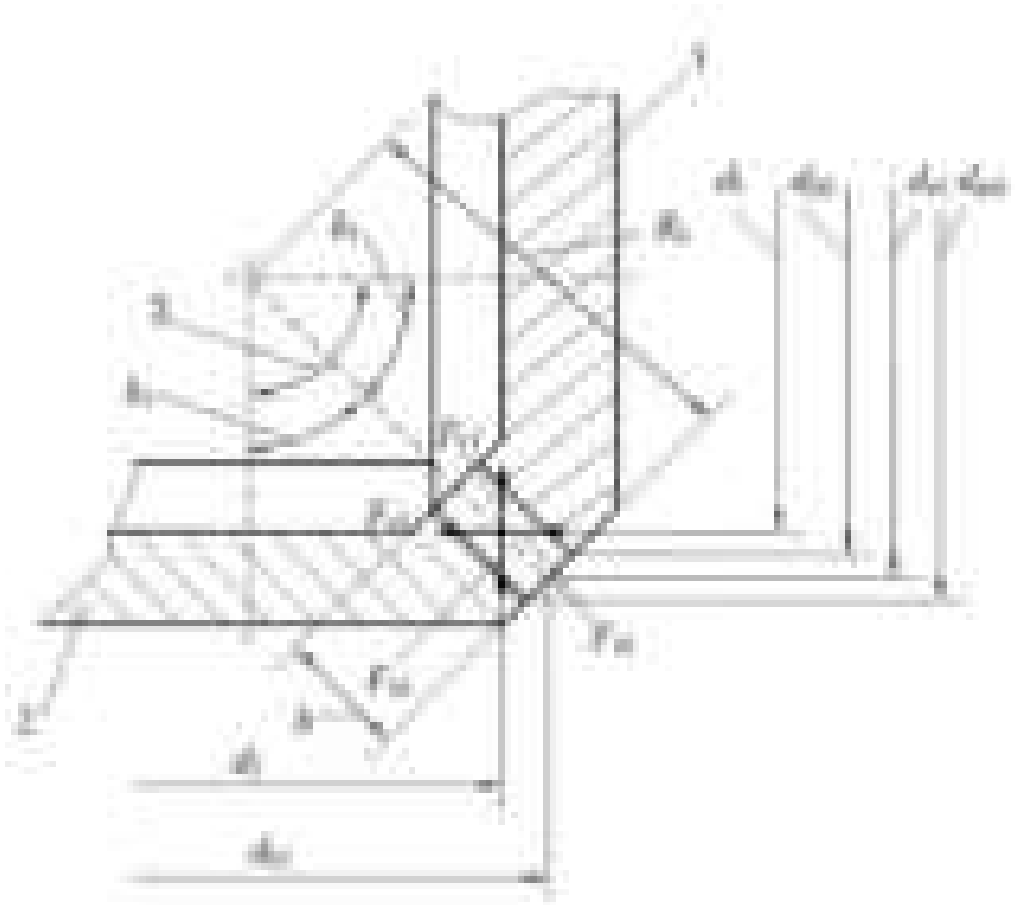


Рис. 2.9. Основные геометрические параметры конических зубчатых передач

Внешний окружной модуль прямых зубьев обозначается m_e, круговых – m_{te}. Далее обозначения параметров передач с круговым зубом даются в скобках.

Диаметры шестерни (индекс 1) и колеса (индекс 2):

- внешние делительные

$$\begin{aligned} d_{e1} &= m_e(m_{te})z_1; \\ d_{e2} &= m_e(m_{te})z_2; \end{aligned} \qquad (2.74)$$

- внешние окружностей вершин зубьев

$$\begin{aligned} d_{ae1} &= d_{e1} + 2h_{ae1}\cos\delta_1; \\ d_{ae2} &= d_{e2} + 2h_{ae2}\cos\delta_2; \end{aligned} \qquad (2.75)$$

- внешние окружностей впадин

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2h_{fe1}\cos\delta_1;$$
$$d_{fe2} = d_{e2} - 2h_{fe2}\cos\delta_2; \qquad (2.76)$$

В формулах (2.74) – (2.76): z_1, z_2 – числа зубьев; h_{ae1}, h_{ae2} – высота головки зуба; h_{fe1}, h_{fe2} – высота ножки зуба; δ_1, δ_2 – *углы делительных конусов*.

Величины h_{ae}, h_{fe} находят с учетом коэффициентов смещения исходного контура $x_e(x_n)$ (подробнее см. учебную литературу).

Значения δ_1, δ_2:

$$\delta_1 = \operatorname{arctg}\frac{z_1}{z_2} = \operatorname{arctg}\frac{1}{u};$$
$$\delta_2 = 90° - \delta_1. \qquad (2.77)$$

Внешнее конусное расстояние

$$R_e = 0{,}5m_e(m_{te})\sqrt{z_1^{\,2} + z_2^{\,2}} = \frac{d_{e2}}{2\sin\delta_2}. \qquad (2.78)$$

Ширину венца колеса b вычисляют по рекомендации $b = 0{,}285R_e$ и принимают ближайший размер по ряду R_a40.

В передаче с круговым зубом к основным параметрам относится также *угол наклона зуба* к образующей конуса *в среднем сечении* $\beta = 35°$ (рис. 2.9).

Средние делительные диаметры:

$$d_1 \approx 0{,}857d_{e1};$$
$$d_2 \approx 0{,}857d_{e2}. \qquad (2.79)$$

Кроме указанных выше параметров, используют также *средний окружной модуль*, определяемый в прямозубых передачах по выражению

$$m_m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{d_2}{z_2} \approx 0,857 m_e, \tag{2.80}$$

а в передачах с круговым зубом – по выражению

$$m_{nm} \approx 0,857 m_{te} \cos\beta \approx 0,717 m_{te}, \tag{2.81}$$

и *среднее конусное расстояние*

$$R_m = R_e - 0,5b = 0,9375 R_e. \tag{2.82}$$

В передачах с круговым зубом необходимо правильно ориентировать зубья на звеньях в зависимости от направления вращения. Надлежащее расположение зуба шестерни при ее вращении по часовой стрелке показано на рис. 2.9.

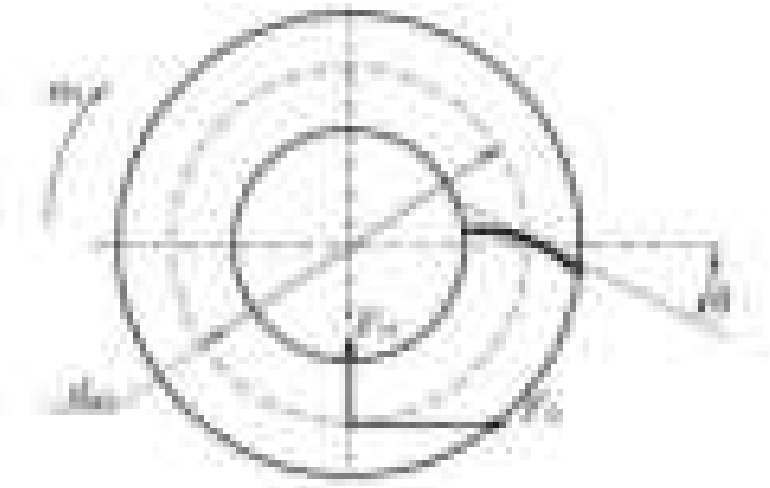


Рис. 2.9. Коническая шестерня с круговым зубом (вид со стороны вершины конуса)

2.4.2. Силы в конической зубчатой передаче

На рис. 2.8, 2.9 показаны направления сил в конической передаче.

Окружная сила (см. рис. 2.9)

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2}. \tag{2.83}$$

В прямозубой передаче (см. рис. 2.8):

- радиальная сила на колесе, осевая на шестерне

$$F_{r2} = F_{a1} = F_t \mathrm{tg}\alpha_w \sin\delta_1 = 0{,}364 F_t \sin\delta_1; \tag{2.84}$$

- осевая сила на колесе, радиальная на шестерне

$$F_{a2} = F_{r1} = F_t \mathrm{tg}\alpha_w \cos\delta_1 = 0{,}364 F_t \cos\delta_1. \tag{2.85}$$

В передаче с круговым зубом:

- радиальная сила на колесе, осевая на шестерне

$$F_{r2} = F_{a1} = F_t (0{,}444 \sin\delta_1 + 0{,}701 \cos\delta_1); \tag{2.86}$$

- осевая сила на колесе, радиальная на шестерне

$$F_{a2} = F_{r1} = F_t (0{,}444 \cos\delta_1 - 0{,}701 \sin\delta_1). \tag{2.87}$$

2.4.3. Методика расчета конической зубчатой передачи

2.4.3.1. Общие положения

Преобразователи движения ММ, предусматриваемых заданиями на курсовое проектирование, могут содержать коническую зубчатую передачу в виде

либо одноступенчатого редуктора, либо ступени двухступенчатого редуктора. Далее рассматривается коническая передача как быстроходная ступень коническо-цилиндрического редуктора.

Общий порядок расчета – см. подпункт 2.3.5.1.

Исходные данные для расчета – см. подпункт 2.3.5.2.

Выбор двигателя – см. подпункт 2.3.5.3.

2.4.3.2. Кинематический расчет редуктора

Расчетное передаточное число редуктора определяют по (2.30) с проверкой по условию (2.31).

Распределение найденного u по ступеням необходимо выполнять с учетом следующего.

Характерной особенностью конических зубчатых передач является технологическая сложность нарезания зубьев колес при передаточных числах бóльших пяти. Поэтому в коническо-цилиндрических редукторах принимают $u_б \leq 5$, руководствуясь рекомендациями табл. 2.15.

Таблица 2.15

Передаточные числа ступеней коническо-цилиндрических редукторов

Передаточное число ступени	Передаточное число редуктора u										
	9	10	11,2	12,5	14	16	18	20	22,4	25	≤ 28
$u_б$	3,15	3,55		4		4,5	5				
$u_т$	2,8		3,15		3,55			4	4,5	5	≤ 5,6

Для конических зубчатых передач допускается отклонение Δu = 4 % *независимо от передаточного числа* $u_б$.

Частоты вращения и угловые скорости валов определяют по (2.32) – (2.36).

2.4.3.3. Материалы шестерен и колес. Допускаемые напряжения

Материалы звеньев конической зубчатой передачи назначают аналогично цилиндрической передаче (см подпункт 2.3.5.5).

Допускаемые напряжения передачи прямозубой конической определяют так же, как прямозубой цилиндрической; передачи с круговым зубом – как косозубой цилиндрической.

Крутящие моменты на шестернях и колесах ступеней – см. подпункт 2.3.5.6.

2.4.3.4. Расчет тихоходной ступени

Проектировочный расчет тихоходной (цилиндрической) ступени – см. подпункт 2.3.5.7.

Проверочные расчеты – см. подпункты 2.3.5.8, 2.3.5.9.

2.4.3.5. Проектировочный расчет быстроходной (конической) ступени

Внешний делительный диаметр колеса равен

$$d_{e2} = 1650\sqrt[3]{\frac{u_б T_п K_{H\beta}}{\theta_H [\sigma_H]^2}}, \text{ мм}, \qquad (2.88)$$

где θ_H – коэффициент вида конических колес.

Коэффициенты $K_{H\beta}$ для передач, валы которых установлены на роликовых подшипниках, с достаточной точностью могут быть определены по аппроксимирующим формулам:

- прямозубые передачи при $HB_2 \le 350$

$$K_{H\beta} = 0,22u_б; \qquad (2.89)$$

- прямозубые передачи при $HB_2 > 350$

$$K_{H\beta} = 0,29u_б; \qquad (2.90)$$

- передачи с круговым зубом при $HB_2 > 350$

$$K_{H\beta} = 0,24u_б. \qquad (2.91)$$

В передачах с круговым зубом при $HB_2 \le 350$ $K_{H\beta} = 1$.

Значение $\theta_H = 1$ для прямозубых колес; θ_H для колес с круговым зубом – по следующим формулам:

- при $HB_1 \le 350$, $HB_2 \le 350$

$$\theta_H = 1,22 + 0,21u_б; \tag{2.92}$$

- при $HB_1 > 350$, $HB_2 \le 350$

$$\theta_H = 1,13 + 0,13u_б; \tag{2.93}$$

- при $HB_1 > 350$, $HB_2 > 350$

$$\theta_H = 0,81 + 0,15u_б. \tag{2.94}$$

Значение d_{e2} следует принять из ряда R_a40 ближайшее к полученному по (2.88).

Затем по (2.77) предварительно определяют углы δ_1 и δ_2, после чего по (2.78) находят R_e.

Точность вычисления углов – до 0,0001° (или до угловых секунд); R_e – до 0,001 мм.

Ширину зубчатого венца находят по рекомендации, данной в пункте 2.4.1.

Определяют внешний окружной модуль

$$m_e(m_{te}) = \frac{1,4 \cdot 10^4 T_п K_{F\beta}}{\theta_F d_{e2} b [\sigma_F]}, \text{мм}, \tag{2.95}$$

где $K_{F\beta} = 1$ – для прямозубых передач; $K_{F\beta} = 1,08$ – для передач с круговым зубом; θ_F – коэффициент вида конических колес.

Значение $\theta_F = 0{,}85$ для прямозубых колес; для колес с круговым зубом θ_F определяют по следующим формулам:

- при $HB_1 \le 350$, $HB_2 \le 350$

$$\theta_F = 0{,}94 + 0{,}08u_б; \tag{2.96}$$

- при $HB_1 > 350$, $HB_2 \le 350$

$$\theta_F = 0{,}85 + 0{,}04u_б; \tag{2.97}$$

- при $HB_1 > 350$, $HB_2 > 350$

$$\theta_F = 0{,}65 + 0{,}11u_б. \tag{2.98}$$

Значение модуля *до целого числа не округлять*; точность – до 0,01 мм. В силовых передачах рекомендуется принимать $m_e(m_{te}) \ge 1{,}5$ мм.

Числа зубьев:

$$z_{2б} = \frac{d_{e2}}{m_e(m_{te})}; \qquad z_{1б} = \frac{z_{2б}}{u_б}. \tag{2.99}$$

Полученные $z_{1б}$, $z_{2б}$ округлить до целых.

Фактическое передаточное число пары $u_{фб}$ найти по (2.10) и проверить на допустимость его отклонения от стандартного.

По (2.77) с использованием $u_{фб}$ уточнить углы δ_1 и δ_2.

После этого следует выбрать коэффициент смещения при нарезании зубьев шестерни $x_{e1}(x_{n1})$. При $HB_1 - HB_2 \le 100$ его принимают по табл. 2.16. В случае

отличия z_1 и $u_б$ от значений из табл. 2.16 $x_{e1}(x_{n1})$ принимают с округлением до табличных *в бóльшую сторону*. При $HB_1 > 350$, $HB_2 > 350$ $x_{e1}(x_{n1}) = 0$, при $HB_1 - HB_2 > 100$ принимают $x_{n1} = 0$.

Коэффициент смещения при нарезании зубьев колеса $x_{e2}(x_{n2}) = - x_{e1}(x_{n1})$.

В заключение проектировочного расчета по формуле (2.75) найти d_{ae1} и d_{ae2}, а по (2.79) – $d_{1б}$ и $d_{2б}$.

2.4.3.6. Проверка быстроходной ступени на выносливость по контактным напряжениям

Действительное контактное напряжение равно

$$\sigma_H = 470\sqrt{\frac{F_t\sqrt{u_{фб}{}^2+1}}{\theta_H d_{e2} b}K_{H\beta}K_{Hv}},\ \text{МПа}. \qquad (2.100)$$

Таблица 2.16

Значения коэффициентов x_{e1}, x_{n1}

z_1	x_{e1} при передаточном числе u					x_{n1} при передаточном числе u				
	2,00	2,50	3,15	4,00	5,00	2,00	2,50	3,15	4,00	5,00
12	–	0,50	0,53	0,56	0,57	0,32	0,37	0,39	0,41	0,42
13	0,44	0,48	0,52	0,54	0,55	0,30	0,35	0,37	0,39	0,40
14	0,42	0,47	0,50	0,52	0,53	0,29	0,33	0,35	0,37	0,38
15	0,40	0,45	0,48	0,50	0,51	0,27	0,31	0,33	0,35	0,36
16	0,38	0,43	0,46	0,48	0,49	0,26	0,30	0,32	0,34	0,35
18	0,36	0,40	0,43	0,45	0,46	0,24	0,27	0,30	0,32	
20	0,34	0,37	0,40	0,42	0,43	0,22	0,26	0,28	0,29	
25	0,29	0,33	0,36	0,38	0,39	0,19	0,21	0,24	0,25	
30	0,25	0,28	0,31	0,33	0,34	0,16	0,18	0,21	0,22	
40	0,20	0,22	0,24	0,26	0,27	0,11	0,14	0,16	0,17	

Коэффициент K_{Hv} для прямозубых передач определяется по табл. 2.17, а для передач с круговым зубом – по табл. 2.11 в зависимости от степени точности, которую находят по рекомендациям для цилиндрических передач и окружной скорости

$$v_п = \frac{\omega_п d_{2б}}{2000},\ \text{м/с}. \qquad (2.101)$$

Таблица 2.17

Значения коэффициента K_{Hv} для прямозубых конических передач

Степень точности	Твердость HB_2	Окружная скорость зуба $v_п$, м/с					
		1	2	4	6	8	10
6	≤ 350	1,03	1,06	1,12	1,17	1,23	1,28
	> 350	1,02	1,04	1,07	1,10	1,15	1,18
7	≤ 350	1,04	1,07	1,14	1,21	1,29	1,36
	> 350	1,03	1,05	1,09	1,14	1,19	1,24
8	≤ 350	1,04	1,08	1,16	1,24	–	
	> 350	1,03	1,06	1,10	1,16		
9	≤ 350	1,05	1,10	–			
	> 350	1,04	1,07				

Полученное значение контактного напряжения проверяют на соответствие условию (2.68). В случае невыполнения условия следует изменить размер b. Если увеличение (или уменьшение) b на два соседних размера по ряду R_a40 не дает достаточного эффекта, необходимо перейти на другой размер d_{e2} или назначить другие материалы передачи.

2.4.3.7. Проверка быстроходной ступени на выносливость по напряжениям изгиба

Напряжения изгиба в зубьях колеса и шестерни определяют по следующим формулам:

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} Y_{\beta} \frac{F_{t\text{б}} K_{F\beta} K_{Fv}}{\theta_F b m_e (m_{te})};$$
$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}}, \qquad (2.102)$$

где Y_{F1}, Y_{F2} – по табл. 2.18; Y_{β} – для прямозубых передач равен единице, для передач с круговым зубом равен 0,75; K_{Fv} – для прямозубых передач – по табл. 2.19, для передач с круговым зубом – по табл. 2.14.

Полученные значения σ_{F1}, σ_{F2} не должны превышать соответствующие допускаемые напряжения более чем на 5%. При невыполнении этого условия

следует увеличить модуль и, оставив без изменения d_{e2}, пересчитать числа зубьев колеса и шестерни.

2.4.3.8. Проверочные расчеты быстроходной ступени на статическую прочность при перегрузках

Проверочные расчеты производят по формулам и рекомендациям, изложенным в подпункте 2.3.5.10.

Таблица 2.18

Значения коэффициента Y_F для конических колес

z_v	Значения $x_e(x_n)$										
	– 0,5	– 0,4	– 0,3	– 0,2	– 0,1	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
12	–								3,90	3,67	3,46
14	–						4,24	4,00	3,78	3,59	3,42
17	–				4,50	4,27	4,03	3,83	3,67	3,53	3,40
20	–			4,55	4,28	4,07	3,89	3,75	3,61	3,50	3,39
25	–	4,60	4,39	4,20	4,04	3,90	3,77	3,67	3,57	3,46	3,39
30	4,60	4,32	4,15	4,05	3,90	3,80	3,70	3,62	3,55	3,47	3,40
40	4,12	4,02	3,92	3,84	3,77	3,70	3,64	3,58	3,53	3,48	3,42
50	3,97	3,88	3,81	3,76	3,70	3,65	3,61	3,57	3,53	3,49	3,44
60	3,85	3,79	3,73	3,70	3,66	3,63	3,59	3,56	3,53	3,50	3,46
80	3,73	3,70	3,68	3,65	3,62	3,61	3,58	3,56	3,54	3,52	3,50
100	3,68	3,67	3,65	3,62	3,61	3,60	3,58	3,57	3,55	3,53	3,52
П р и м е ч а н и е. Эквивалентные числа зубьев: $z_{v1} = z_1\cos\delta_1$; $z_{v2} = z_1\cos\delta_2$											

Таблица 2.19

Значения коэффициента K_{Fv} для прямозубых конических передач

Степень точности	Твердость HB_2	Окружная скорость зуба $v_п$, м/с					
		1	2	4	6	8	10
6	≤ 350	1,05	1,06	1,12	1,17	1,20	1,25
	> 350	1,02	1,04	1,08	1,11	1,14	1,17
7	≤ 350	1,08	1,16	1,33	1,50	1,67	1,80
	> 350	1,03	1,05	1,09	1,13	1,17	1,22
8	≤ 350	1,10	1,20	1,38	1,58	1,78	1,96
	> 350	1,04	1,06	1,12	1,16	1,21	1,26
9	≤ 350	1,13	1,28	1,50	–		
	> 350	1,04	1,07	1,14			

2.5. Червячные передачи

2.5.1. Геометрические параметры червячных передач

Червячные передачи предназначены для преобразования вращательного движения между двумя *скрещивающимися осями* (межосевой угол в плане обычно равен 90°).

Различают передачи *с цилиндрическим червяком* (архимедовым, конволютным, эвольвентным) и *с глобоидным червяком*. Более высокой нагрузочной способностью обладают передачи с глобоидным червяком, однако они значительно сложнее в изготовлении, поэтому используются только в обоснованных случаях. В основном же в ММ применяют передачи с цилиндрическим червяком (рис. 2.10), из которых, в свою очередь, наибольшее распространение получили преобразователи движения с *архимедовым червяком*. Архимедов червяк в сечении, проходящем через продольную ось, выглядит как зубчатая рейка (рис. рис. 2.11).

Фактическое передаточное число червячной передачи (т.е. передаточное отношение от червяка к червячному колесу) равно

$$u_{\text{ф}} = \frac{z_2}{z_1}, \qquad (2.103)$$

где z_1 – *число витков червяка*.

Стандартные значения z_1: 1; 2; 4. В обоснованных случаях в преобразователях движения ММ могут быть заданы и другие числа витков.

Обычно u лежит в пределах 8…80, но в отдельных случаях может значительно превышать верхнее значение.

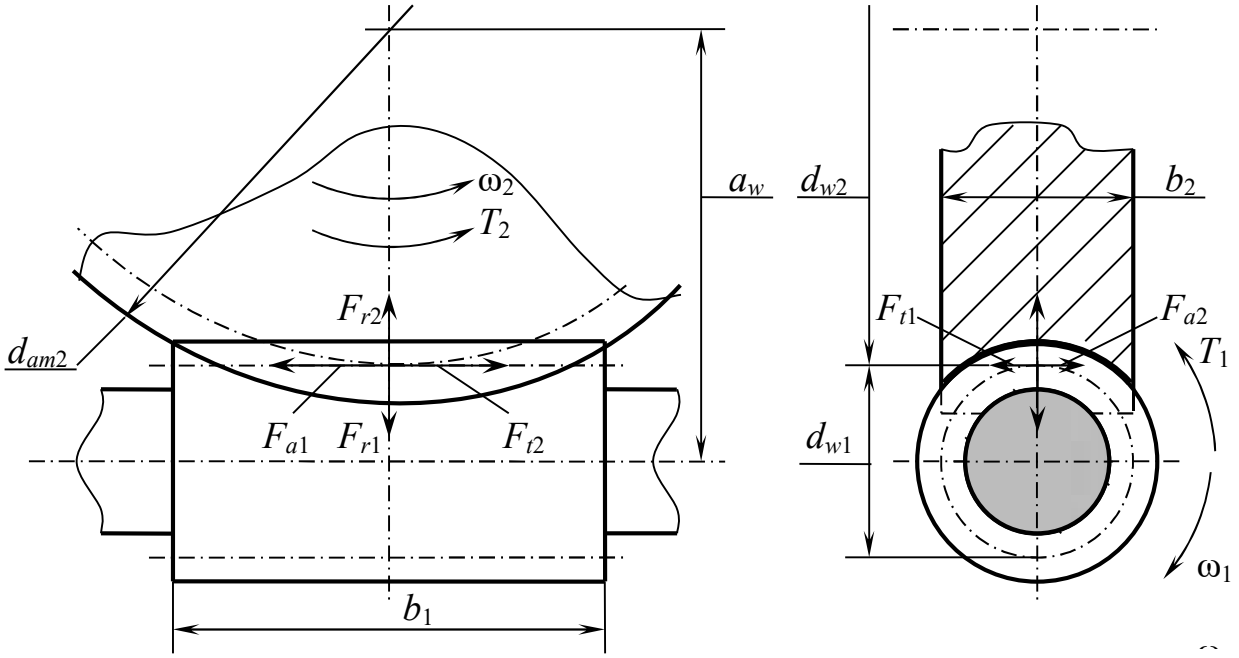


Рис. 2.10. Схема червячной передачи с цилиндрическим червяком

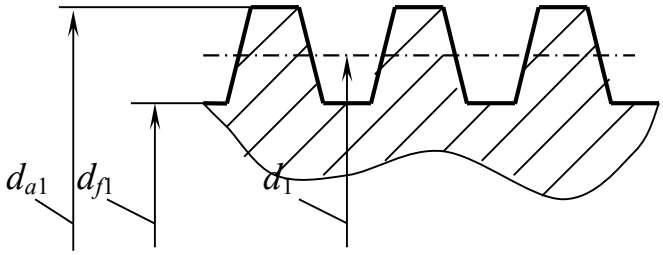


Рис. 2.11. Осевое сечение витков архимедова червяка

Диаметр делительной окружности червяка (рис. 2.11)

$$d_1 = qm, \tag{2.104}$$

где q – *коэффициент диаметра*, принимается из стандартного ряда.

Модуль m также стандартизован. Ряды значений q и m даны в п. 2.5.4.

Межосевое расстояние a_w (рис. 2.10) определяют по выражению

$$a_w = 0,5m(q + z_2 + 2x), \tag{2.105}$$

где x – коэффициент смещения, его величина находится в пределах: $-1 \le x \le 1$.

Диаметр вершин витков d_{a1} и диаметр впадин d_{f1} червяка:

$$d_{a1} = (q + 2)m; \tag{2.106}$$

$$d_{f1} = (q - 2,4)m. \tag{2.107}$$

Диаметр делительной окружности колеса

$$d_2 = mz_2;$$

диаметр вершин зубьев d_{a2} и диаметр впадин d_{f2} колеса:

$$d_{a2} = d_2 + 2(1 + x)m; \tag{2.108}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2(1,2 - x)m; \tag{2.109}$$

наибольший диаметр колеса

$$d_{am2} = d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}. \tag{2.110}$$

Диаметр начальной окружности червяка вычисляют по формуле

$$d_{w1} = (q + 2x)m; \tag{2.111}$$

диаметр начальной окружности колеса $d_{w2} = d_2$.

Длина нарезаемой части червяка

$$b_1 = (10 + 5,5|x| + z_1)m + C, \tag{2.112}$$

где значение $C = 0$ при $x \le 0$; при $x > 0$

$$C = \frac{100\,m}{z_2}. \qquad (2.113)$$

Ширина венца колеса:

- при $z_1 = 1$; $z_1 = 2$

$$b_2 = 0,355 a_w; \qquad (2.114)$$

- при $z_1 = 4$

$$b_2 = 0,315 a_w. \qquad (2.115)$$

2.5.2. Силы в червячной передаче

Силу нормального давления на зуб колеса *в передаче с архимедовым червяком* (по аналогии с косозубой цилиндрической передачей) можно представить в виде геометрической суммы трех составляющих (рис. 2.10):

- окружной силы

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2};$$

- радиальной силы

$$F_{r2} = F_{t2}\mathrm{tg}\alpha_w = 0,364 F_{t2}; \qquad (2.116)$$

- осевой силы

$$F_{a2} = F_{t1}, \qquad (2.117)$$

где T_2 – крутящий момент на колесе; $\alpha_w = 20°$ – угол зацепления; F_{t1} – окружная сила на червяке:

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1}; \qquad (2.118)$$

T_1 – крутящий момент на червяке.

Кроме окружной, на червяк действуют радиальная $F_{r1} = F_{r2}$ и осевая $F_{a1} = F_{t2}$ силы.

КПД червячной пары определяют по формуле

$$\eta_ч = \frac{\mathrm{tg}\gamma}{\mathrm{tg}(\gamma + \varphi')}, \qquad (2.119)$$

где $\gamma = \mathrm{arctg}\frac{z_1}{q}$ – *угол подъема витка* червяка; φ' – угол трения (см. п. 2.5.4).

2.5.3. Материалы червячных передач

Червяки передач малой и средней мощности, работающих с большими перерывами и редко испытывающих перегрузки, выполняют из сталей марок 40Х, 35ХМ, 40ХН. Витки таких червяков упрочняют закалкой с нагревом ТВЧ до 45…50*HRC*. Поверхности витков шлифуют.

Червяки тяжело нагруженных ответственных передач выполняют цементованными с закалкой до 56…63*HRC* с последующей шлифовкой и полировкой витков. Часто используются недорогие цементуемые стали, например, сталь 18ХГТ.

Материалы венцов червячных колес приведены в табл. 2.20. Группа материала назначается по табл. 2.21 в зависимости от *скорости скольжения*

$$v_s = 4 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2}, \text{м/с}, \qquad (2.120)$$

где n_1 – частота вращения червяка, об/мин.

Материалы III группы в преобразователях движения ММ применяются редко, поэтому далее рассматриваться не будут.

Таблица 2.20

Материалы венцов червячных колес

Группа	Марка материала	Способ отливки	Механические свойства, МПа	
			$\sigma_в$	$\sigma_т$
Iа	БрО10Н1Ф1	Ц	285	165
	БрО10Ф1	К	275	200
		З	230	140
Iб	БрО5Ц5С5	К	200	90
		З	145	80
IIа	БрА10Ж4Н4	Ц	700	460
		К	650	430
	БрА103Мц1,5	К	550	360
		З	450	300
	БрФ9Ж3Л	Ц	530	245
		К	500	230
		З	425	195
IIб	ЛЦ23А6Ж3Мц2	Ц	500	330
		К	450	295
		З	400	260
III	СЧ18	З	355	-
	СЧ15	З	315	-
П р и м е ч а н и е. Способы отливки: Ц – центробежный; К – в кокиль; З – в землю				

2.5.4. Методика расчета червячной передачи

2.5.4.1. Общие положения

Преобразователи движения ММ, предусматриваемых заданиями на курсовое проектирование, могут содержать червячную передачу в виде либо одноступенчатого редуктора, либо ступени двухступенчатого редуктора. Далее рассматривается одноступенчатый червячный редуктор.

Общий порядок расчета – см. подпункт 2.3.5.1.

Исходные данные для расчета – см. подпункт 2.3.5.2.

Выбор двигателя – см. подпункт 2.3.5.3, причем требуемую номинальную мощность двигателя вычисляют по формуле

$$P_{\text{тр}} = \frac{T_2 n_2}{\eta_{\text{ч}} \eta_{\text{п}}^{\,2}}, \qquad (2.121)$$

где $\eta_{\text{ч}}$ предварительно принимают равным 0,8.

2.5.4.2. Кинематический расчет передачи

Расчетное передаточное число редуктора определяют по (2.30) с проверкой по условию (2.31). В качестве $n_{\text{т}}$ используют n_2. Допускаемое отклонение Δu = 4%.

Таблица 2.21

Выбор группы материалов венцов червячных колес

Характеристика передачи	Скорость скольжения v_s, м/с			
	до 2	2…3	3…4	более 4
Слабо нагруженная, режим работы легкий	III	IIб	-	
Средне и тяжело нагруженные, режимы работы средний и тяжелый	IIб	IIа	Iб	Iа
Тяжело нагруженная, режим работы весьма тяжелый	IIа	Iб	Iа	

Определяют z_1 по рекомендации: при $u \geq 31{,}5$ $z_1 = 1$; при $u = 16…28$ $z_1 = 2$; при $u = 8…14$ $z_1 = 4$.

Определяют z_2 по формуле

$$z_2 = \frac{n_{\text{дв}}}{z_1} = \frac{n_1}{z_1} \qquad (2.122)$$

с округлением до целого числа, после чего по (2.103) находят $u_{\text{ф}}$ и снова проверяют выполнение условия (2.31). В случае его невыполнения z_2 изменяют на один зуб в бóльшую или меньшую сторону.

Вычисляют частоты вращения и угловые скорости червяка и червячного колеса.

2.5.4.3. Материалы червяка и колеса. Допускаемые напряжения

По (2.127) определяют ориентировочное значение скорости скольжения, по табл. 2.21 – группу материала, а по табл. 2.20 – марку материала венца колеса.

По рекомендациям п. 2.5.3 принимают марку стали и термообработку витков червяка.

Вычисляют коэффициенты долговечности:

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}; \qquad (2.123)$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}}. \qquad (2.124)$$

В формулах (2.123), (2.124) при $N_{HE} > 25 \cdot 10^7$ принимают $N_{HE} = 25 \cdot 10^7$, при $N_{FE} > 25 \cdot 10^7$ принимают $N_{FE} = 25 \cdot 10^7$, при $N_{FE} < 10^6$ принимают $N_{FE} = 10^6$.

По табл. 2.22 принимают коэффициент износа материала C_v, по табл. 2.23 устанавливают формулы и находят допускаемые напряжения для червячного колеса.

Таблица 2.22

Значения коэффициента износа материала

v_s, м/с	1	2	3	4	5	6	7	≥ 8
C_v	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8

Таблица 2.23

Допускаемые напряжения для червячного колеса

Группа материалов	Червяк < 45HRC	Червяк ≥ 45HRC	Нереверсивная передача	Реверсивная передача
	$[\sigma]_H$, Н /мм^2		$[\sigma]_F$, Н /мм^2	
I	$K_{HL}C_v0{,}75\sigma_в$	$K_{HL}C_v0{,}9\sigma_в$	$(0{,}08\sigma_в+0{,}25\sigma_т)K_{FL}$	$0{,}16\sigma_в K_{FL}$
II	$250 – 25v_s$	$300 – 25v_s$		

2.5.4.4. Проектировочный расчет передачи

Межосевое расстояние определяют по формуле

$$a_w = 610\sqrt[3]{\frac{T_2}{[\sigma_H]^2}}. \qquad (2.125)$$

где T_2 – в ньютонометрах.

Полученное значение a_w округляют до ближайшего по ряду R_a 20.

Определяют модуль зацепления

$$m = (1,5...1,7)\frac{a_w}{z_2}, \text{ мм}, \qquad (2.126)$$

и принимают ближайшее стандартное значение из первого ряда: 2,50; 3,15; 4,00; 5,00; 6,30; 8,00; 10,00; 12,50; 16,00. Допускается также использование второго ряда: 3,00; 3,50; 6,00; 7,00; 12,00.

Коэффициент диаметра определяют по рекомендации

$$q = (0,212...0,250)z_2. \qquad (2.127)$$

Полученную величину округляют до стандартной из первого ряда: 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0 или из второго ряда: 7,1; 9,0; 11,2; 14,0; 18,0. По ГОСТ 19672-74 допускается также применение значений q: 7,5 и 12,0.

Коэффициент смещения нарезающего инструмента находят из выражения

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + z_2) \qquad (2.128)$$

с проверкой на соответствие критерию из п. 5.2.1.

По (2.105) определяют фактическое межосевое расстояние.

Вычисляют основные геометрические размеры звеньев передачи по формулам (2.106) – (2.115).

Кроме того, находят делительный угол подъема витков

$$\gamma = \operatorname{arctg}\frac{z_1}{q}. \qquad (2.129)$$

2.5.4.5. Проверочные расчеты

Уточняют КПД передачи по формуле (2.119), причем угол трения φ′ принимают по табл. 2.24 в зависимости от фактической скорости скольжения

$$v_{s\phi} = \frac{u_\phi \omega_2 d_1}{2000\cos\gamma}, \text{ м/с.} \qquad (2.130)$$

Таблица 2.24

Значения угла трения

$v_{s\phi}$	0,1	0,5	1	1,5	2	2,5	3	4	7	10	15
φ′	4°30′… …5°10′	3°10′… …3°40′	2°30′… …3°10′	2°20′… …2°50′	2°00′… …2°30′	1°40′… …2°20′	1°30′… …2°00′	1°20′… …1°40′	1°00′… …1°30′	0°55′… …1°20′	0°50′… …1°10′
П р и м е ч а н и е. Меньшие значения φ′ – для материалов группы I, бóльшие – для материалов групп II и III.											

В том случае, если получается $\eta_\phi < 0{,}8$, следует заново подсчитать требуемую мощность электродвигателя и при необходимости назначить двигатель более мощный.

Уточняют значение $[\sigma]_H$ по фактической скорости скольжения и формулам из табл. 2.23.

Контактное напряжение в зацеплении сравнивают с допускаемым:

$$\sigma_H = 340\sqrt{\frac{F_{t2}K}{d_1 d_2}} \le [\sigma]_H, \qquad (2.131)$$

где K – коэффициент нагрузки (принимается в зависимости от окружной скорости колеса (формула (2.139)): при $v_2 \le 3$ м/с $K = 1$; при $v_2 > 3$ м/с $K = 1{,}1\ldots1{,}3$.

Скорость v_2 определяют по формуле

$$v_2 = \frac{\omega_2 d_2}{2000}, \text{ м/с.} \qquad (2.132)$$

Допускаемая недогрузка передачи 15 %, допускаемая перегрузка 5 %.

Напряжение изгиба в зубе колеса сравнивают с допускаемым:

$$\sigma_F = 0{,}7\frac{Y_{F2}F_{t2}K}{b_2 m} \le [\sigma]_F, \qquad (2.133)$$

где Y_{F2} – коэффициент формы зуба колеса, принимается по табл. 2.25 в зависимости от эквивалентного числа зубьев $z_{v2} = z_2/\cos^3\gamma$.

Таблица 2.25

Коэффициент формы зуба червячного колеса

z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}
20	1,98	30	1,76	40	1,55	80	1,34
24	1,88	32	1,71	45	1,48	100	1,30
26	1,85	35	1,64	50	1,45	150	1,27
28	1,80	37	1,61	60	1,40	300	1,24

Как правило, получается $\sigma_F << [\sigma]_F$, так как нагрузочная способность червячных передач ограничивается не изгибной, а контактной выносливостью.

Выполняют проверку (тепловой расчет) редуктора на нагрев. Цель проверки – определить температуру масла в редукторе, которая не должна превышать допускаемую $[t]_м = 80\ldots95$ °С.

Температуру масла в корпусе червячной передачи при непрерывной работе находят по формуле

$$t_{\text{м}} = t_{\text{в}} + \frac{P_1(1-\eta_{\text{ф}})}{K_t A}, \qquad (2.134)$$

где $t_{\text{в}}$ – температура окружающего воздуха, принимают $t_{\text{в}} = 20$ °С; P_1 – мощность на червяке, Вт; K_t – коэффициент теплопередачи (среднее значение коэффициента K_t = 13 Вт/(м^2·град)); A – площадь теплоотдающей поверхности корпуса (табл. 2.26), м^2.

Таблица 2.26

Площадь теплоотдающей поверхности корпуса червячного редуктора, м^2

Межосевое расстояние, мм	80	100	125	140	160	180	200	224
Площадь A	0,19	0,24	0,36	0,43	0,56	0,67	0,8	1

При невыполнении условия $t_{\text{м}} \le [t]_{\text{м}}$ следует увеличить с помощью оребрения площадь поверхности теплоотдачи. Если этой меры недостаточно, то необходимо предусмотреть специальные средства охлаждения (обдув корпуса вентилятором, введение в конструкцию холодильника для масла).

2.6. Планетарные зубчатые передачи

2.6.1. Общие сведения о планетарных передачах

Конструкции планетарных передач весьма многообразны. Простейшая планетарная передача (рис. 2.12) состоит из центрального *солнечного* зубчатого колеса 1 с наружными зубьями, центрального *корончатого* зубчатого колеса 3 с внутренними зубьями, *сателлитов* 2 с внешними зубьями, которые входят в зацепление одновременно с солнечным и корончатым колесами, и *водила H*, на котором расположены оси сателлитов.

При закрепленном корончатом колесе 3 ($\omega_3 = 0$) вращение солнечного колеса с угловой скоростью ω_1 вызывает вращение сателлитов относительно собственных осей с угловой скоростью ω_2, что вызывает качение сателлитов по

корончатому колесу и приводит к их перемещению по круговой орбите радиуса R_H, а следовательно, и водила H с угловой скоростью ω_H.

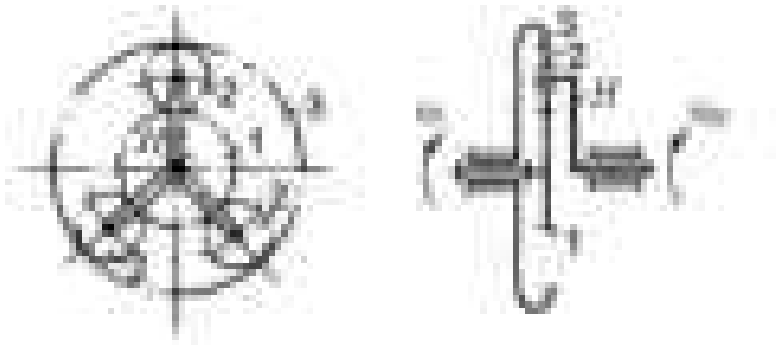


Рис. 2.12. Планетарная передача схемы 2К-Н

Сателлиты вращаются относительно водила со скоростью $\omega_2^H = \omega_2 - \omega_H$ и вместе с водилом совершают переносное движение. Их движения напоминают движения планет, поэтому передачу и называют планетарной.

Основными звеньями планетарной передачи являются те, которые воспринимают внешние моменты. Такими звеньями являются солнечные и корончатые колеса, т. е. два центральных колеса (2*K*) и водило *H*. Сокращенное обозначение такого планетарного механизма 2*K*-*H*.

Планетарный механизм 2*K*-*H* наиболее часто используется в ММ, так как имеет высокий КПД и технологичную конструкцию. Поэтому ниже будет дана методика расчета именно этой схемы.

Подробно и полно планетарные передачи рассмотрены в специальной литературе. Здесь же следует сказать о весьма перспективной конструкции – так называемом эксцентриково-планетарном механизме, вариант которого – *механизм с параллельными кривошипами* – приведен на рис. 2.13.

Планетарный механизм *K*-*H*-*V* имеет три основных звена: центральное колесо 2, водило *H* и вал *V*. Водило представляет собой эксцентрик, на котором установлен сателлит 1. Сателлит передает вращение на вал *V* кривошипами 3 – эксцентриками, эксцентриситет которых равен эксцентриситету водила.

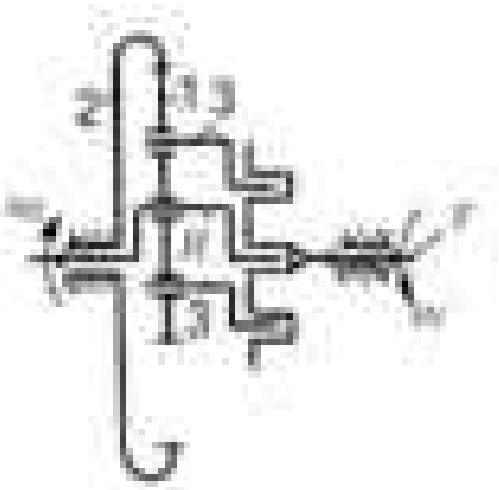


Рис. 2.13. Планетарный механизм с параллельным расположением осей (схема К-Н-V)

За один оборот водила сателлит, совершая сложное плоское движение, поворачивается относительно своей оси на угол, соответствующий разности чисел зубьев центрального колеса и сателлита, в направлении, противоположном направлению вращения водила, т. е. передаточное число такого преобразователя движения равно

$$u_{H-V}^{(2)} = -\frac{z_2}{z_2 - z_1}. \qquad (2.135)$$

Для предотвращения заклинивания зубьев в зацеплении должно выполняться условие

$$z_2 - z_1 \geq \begin{cases} 8 \ \text{ при } \ h_a^* = 1; \\ 7 \ \text{ при } \ h_a^* = 0,8, \end{cases} \qquad (2.136)$$

где h_a^* – высота головки зуба.

Очевидно, что при достаточно больших числах зубьев звеньев этой пары одна ступень передачи *К-Н-V* может по передаточному числу заменить двухступенчатый цилиндрический редуктор.

Дальнейшие исследования в направлении уменьшения размеров и повышения технологичности изготовления передачи привели к появлению так называемого *планетарно-цевочного редуктора* (рис. 2.14), в котором вместо эвольвентного зацепления применяют цевочное.

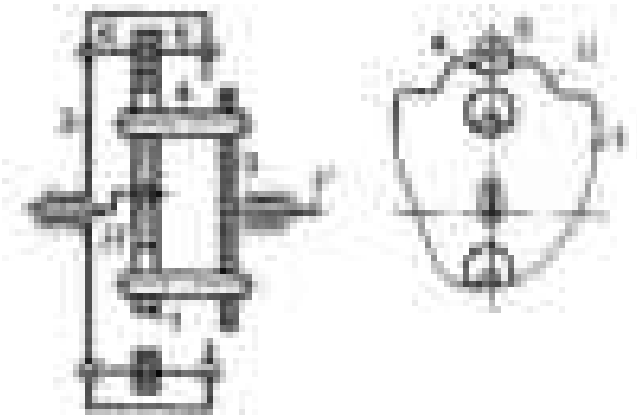


Рис. 2.14. Планетарно-цевочный редуктор схемы *K*(*H*)*V*

Сателлит 1 имеет зубья, выполненные по циклоиде (Ц), и смонтирован на водиле *H*. Центральное колесо 2 содержит оси 6 с установленными на них с возможностью вращения цевками 5, взаимодействующими с зубьями сателлита. Выходной вал *V* соединен с диском 3, в отверстия которого с натягом вставлены пальцы 4, входящие в отверстия сателлита. Пальцы, контактируя со стенками отверстий, выполняют функцию параллельных кривошипов в схеме по рис. 2.13.

Далее будет рассмотрена планетарная передача, показанная на рис. 2.12.

2.6.2. Передаточное число и условия существования планетарного механизма

Передаточное число передачи 2*K*-*H* равно

$$u_{1H}^{(3)} = 1 + \frac{z_3}{z_1}, \tag{2.137}$$

где $u_{1H}^{(3)}$ – передаточное число от солнечного колеса к водилу при неподвижном солнечном колесе.

При проектировании следует учитывать, что передаточное число данного механизма не должно превышать 8, в крайнем случае – 9. При необходимости обеспечения большего передаточного числа преобразователь движения выполняют многоступенчатым, причем каждая ступень представляет собой передачу по рис. 2.12.

Числа зубьев колес выбирают так, чтобы отсутствовали подрезание и заклинивание зубьев. Для этого число зубьев солнечного колеса должно удовлетворять следующим рекомендациям: $z_1 \geq 24$ при выполнении солнечного колеса из стали нормализованной и улучшенной твердостью $HB \leq 350$; $z_1 \geq 21$ – из стали закаленной ТВЧ твердостью $HRC \leq 52$; $z_1 \geq 18$ – из стали цементованной твердостью $HRC \geq 52$. Минимальное число зубьев корончатого колеса

$$z_{2\min} \geq \begin{cases} 85 \text{ при } h_a^* = 1; \\ 58 \text{ при } h_a^* = 0{,}8. \end{cases} \qquad (2.138)$$

Для существования планетарного механизма необходимо, чтобы числа зубьев соответствовали условиям сборки, соосности и соседства сателлитов.

Из *условия соосности* следует, что число зубьев сателлита должно соответствовать равенству

$$z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2}. \qquad (2.139)$$

По *условию сборки* необходимо, чтобы выполнялось равенство

$$\frac{z_3 + z_1}{C} = \gamma, \qquad (2.140)$$

где C – число сателлитов (обычно $C = 3$); γ – целое число.

Условие соседства сателлитов выглядит следующим образом:

$$z_2 + 2 \le (z_1 + z_2)\sin\frac{\pi}{C}. \qquad (2.141)$$

Следует также иметь в виду, что числа зубьев колес z_1 и z_3 должны быть или *оба четные*, или *оба нечетные*.

2.6.3. Материалы планетарных передач

Для изготовления звеньев планетарных передач используют те же марки сталей и методы термообработки, что и для цилиндрических зубчатых передач, с учетом следующих рекомендаций.

Так как зуб солнечного колеса более часто входит в зацепление, чем зуб сателлита, то при твердости зубьев сателлита $HB \le 350$ твердость зубьев солнечного колеса назначают на 50...70 единиц выше, чем сателлита. При твердости зубьев сателлита $HB > 350$ твердости солнечного колеса и сателлита назначают одинаковыми.

Для изготовления водил используют углеродистые стали. Корпуса планетарных передач ММ обычно изготовляют из легких материалов и сплавов.

2.6.4. Методика расчета планетарной передачи

2.6.4.1. Общие положения

Исходные данные для расчета – см. подпункт 2.3.5.2.

Выбор двигателя – см. подпункт 2.3.5.3.

2.6.4.2. Кинематический расчет передачи

Цель кинематического расчета – определение чисел зубьев солнечного и корончатого колес и сателлита, обеспечивающих требуемое передаточное число, а также число сателлитов.

Находят расчетное передаточное число

$$u_{1H\text{р}}^{(3)} = \frac{n_1}{n_H}, \qquad (2.142)$$

где n_H – заданная частота вращения водила.

Определение чисел зубьев колес планетарных передач производят обычно методом подбора, задаваясь числом зубьев солнечного колеса по рекомендациям п. 2.6.2 и обеспечивая при этом правильность зацепления.

Задавшись z_1, предварительно находят z_3 по формуле

$$z_3 = z_1\left(u_{1H\text{р}}^{(3)} - 1\right). \qquad (2.143)$$

Затем из условия соосности вычисляют число зубьев сателлита z_2 и проверяют выполнение условий сборки и соседства сателлитов. При невыполнении какого-либо из условий изменяют числа зубьев колес на ± 1...3 зуба и добиваются выполнения условия.

После определения чисел зубьев находят фактическое передаточное число

$$u_{\text{ф}} = 1 + \frac{z_3}{z_1}. \qquad (2.144)$$

Вычисляют отклонение фактического передаточного числа от расчетного. Допускаемое отклонение передаточного отношения обычно принимают равным 4 %.

При невыполнении этого условия необходимо число z_1 уменьшить, снова найти числа z_2 и z_3, после чего провести проверку механизма по условиям соосности, сборки и соседства сателлитов.

2.6.4.3. Материалы и допускаемые напряжения

Материалы звеньев передачи назначают с учетом рекомендаций, приведенных в п. 2.6.3.

Допускаемые напряжения в парах центральное колесо – сателлит и сателлит – корончатое колесо определяют так же, как в цилиндрических зубчатых передачах.

2.6.4.4. Проектировочный расчет передачи

Межосевое расстояние пары солнечное колесо – сателлит

$$a_w = K_a \left(u + 1\right) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} K_{\text{C}}}{[\sigma]_H^2 u^2 C \psi_{ba}}}, \text{ мм}, \qquad (2.145)$$

где u – передаточное число пары солнечное колесо – сателлит (отношение чисел зубьев большего колеса к числу зубьев меньшего); T_1 – вращающий момент на солнечном колесе, Нм; K_{C} – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами (при наличии механизма выравнивания нагрузки K_{C} = = 1,1...1,2; при отсутствии – K_{C} = 1,5...2,0); C – число сателлитов; ψ_{ba} – коэффициент ширины зубчатого венца сателлита.

Коэффициент ψ_{ba}:

$$\psi_{ba} = \frac{b_C}{a_w}, \qquad (2.146)$$

где b_{C} – ширина венца сателлита.

Значение ψ_{ba} принимают из ряда стандартных значений: 0,100; 0,105; 0,160; 0,200; 0,250; 0,315; 0,400; 0,500; 0,630; 0,800 (желательно принимать ψ_{ba} = 0,400 для материалов колес твердостью НВ ≤ 350; ψ_{ba} = 0,315 при твердости HRC ≤ 50; ψ_{ba} = 0,250 при твердости HRC > 50).

Затем находят делительный диаметр меньшего из колес пары солнечное колесо – сателлит. Пусть меньшее – сателлит, тогда

$$d_{\text{C}} = \frac{2a_w}{u+1}. \qquad (2.147)$$

Определяют модуль зубьев

$$m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{d_C}{z_C}. \qquad (2.148)$$

Полученное значение модуля округляют до стандартного, уточняют значения делительных диаметров солнечного колеса, сателлита, корончатого колеса, а также межосевого расстояния.

Затем по приведенным выше формулам вычисляют диаметры окружностей вершин и впадин зубьев всех колес передачи.

Определяют окружную скорость солнечного колеса и по ее величине назначают степень точности планетарной передачи по аналогии с цилиндрической зубчатой передачей.

Для ММ рекомендуют 6 или 7 степени точности планетарных передач.

2.6.4.5. Проверочные расчеты

Проверку зубьев в паре солнечное колесо – сателлит на выносливость по контактным напряжениям производят в соответствии с формулой

$$\sigma_H = 22,4 Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{T_1 (u+1)^3 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}}{b_C u C}} \le [\sigma]_H, \qquad (2.149)$$

где коэффициенты Z_M, Z_H, Z_ε определяют так же, как при расчете цилиндрической зубчатой передачи.

При невыполнении условия (2.149) в расчет следует ввести поправку путем изменения ширины венца сателлита.

Проверку зубьев пары солнечное колесо – сателлит на выносливость по напряжениям изгиба производят для того колеса, чье отношение $\frac{[\sigma]_F}{Y_F}$ меньше, по аналогии с цилиндрическими зубчатыми передачами.

Допустимые отклонения фактических напряжений от допускаемых те же, что и для цилиндрических зубчатых передач.

Проверочный расчет зубьев колес планетарной передачи при перегрузках аналогичен такому же расчету цилиндрической зубчатой передачи.

2.7. Волновые зубчатые передачи

2.7.1. Общие сведения

Конструкция волновой зубчатой передачи поясняется рис. 2.15. По своей сути она представляет собой планетарную передачу, у которой одно из колес выполнено в виде *гибкого венца*.

Волновая зубчатая передача состоит из *гибкого колеса* 1 с наружными зубьями, *жёсткого колеса* 2 с внутренними зубьями и *генераторам волн* 3.



а *б*

Рис. 2.15. Схема волновой зубчатой передачи

Наружный диаметр d_{a1} гибкого колеса в недеформированном состоянии меньше внутреннего диаметра d_{a2} жёсткого колеса на величину

$$d_{a2} - d_{a1} = 2\omega_0, \qquad (2.150)$$

где ω_0 – размер, показанный на рис. 2.15.

Возможны исполнения передачи с ведомым гибким колесом (рис. 2.15, *а*) и с ведомым жестким колесом (рис. 2.15, *б*).

О конструкции гибкого колеса будет сказано ниже.

Используются генераторы волн двух типов – кулачковый и дисковый.

Кулачковый генератор волн (рис. 2.16) содержит кулачок 1, рабочая поверхность которого спрофилирована по эллипсу, и размещенный на нем гибкий шариковый подшипник 2.

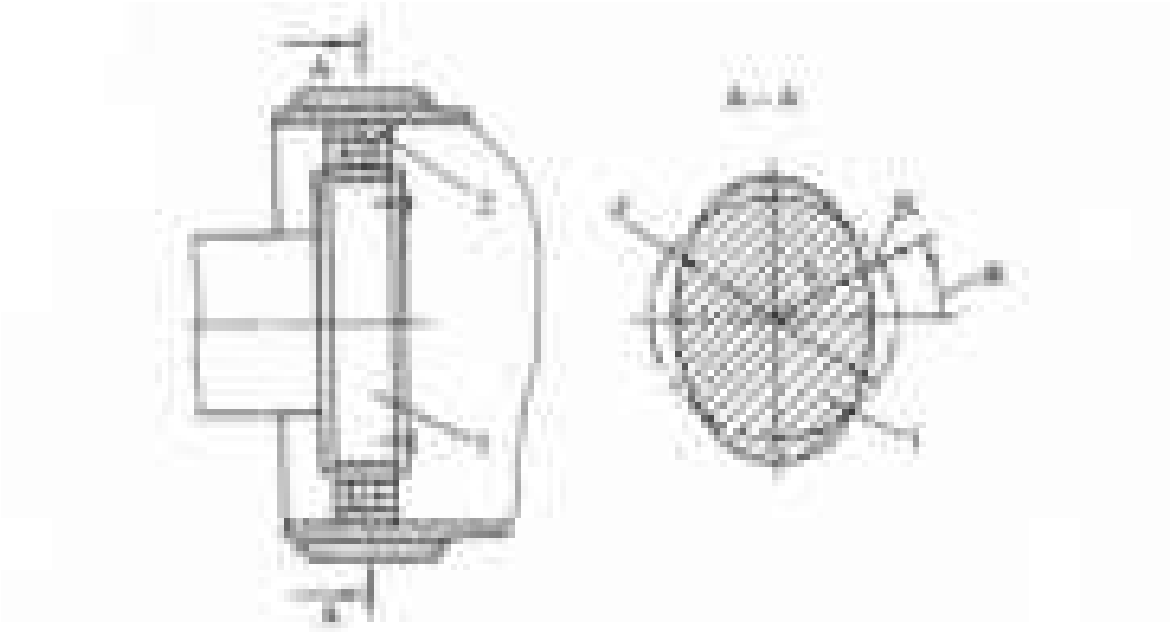


Рис. 2.16. Кулачковый генератор волн

Параметры гибких подшипников указаны в табл. 2.27.

Дисковый генератор волн (рис. 2.17) содержит диски 1 и 2, расположенные относительно быстроходного вала 3 с эксцентриситетом *е* посредством шариковых подшипников.

Диапазон передаточных чисел волновых зубчатых передач: $80 \le u \le 400$.

Вследствие многопарности зацепления для этих передач характерна весьма высокая кинематическая точность. При сравнительно малых габаритах и массе волновые передачи способны создавать на выходном звене вращаю-

щие моменты до 150 кНм. На волновом принципе основаны механизмы для передачи вращения в герметично закрытое пространство.

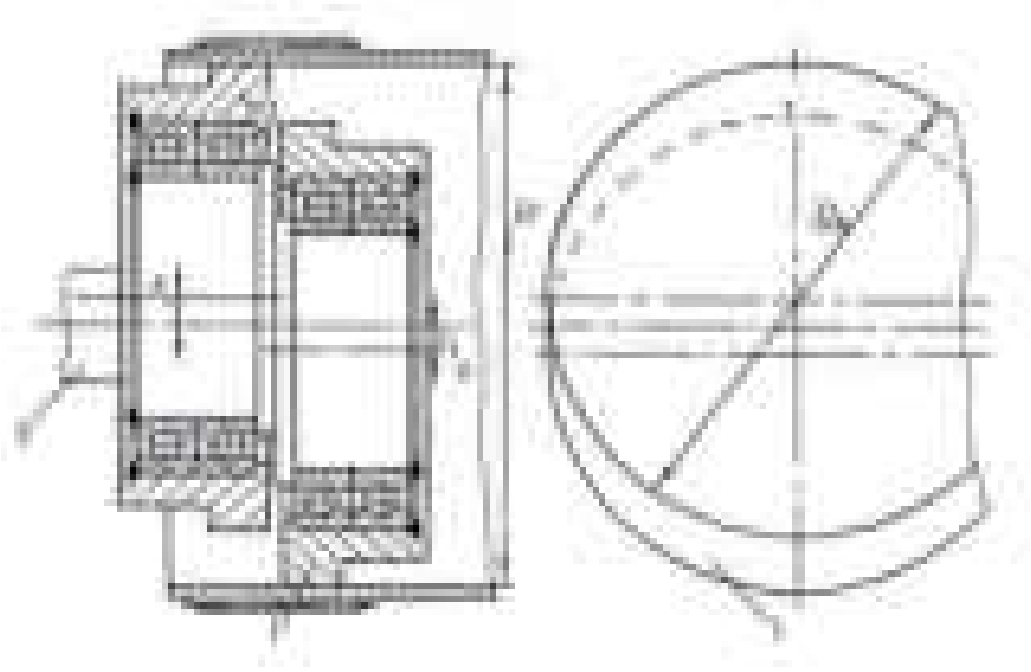


Рис. 2.17. Дисковый генератор волн

Недостатки волновых передач:

- сложность изготовления;

- пониженный по сравнению с цилиндрическими зубчатыми передачами КПД ($\eta_{вп}$ = 0,8…0,9);

- ограниченность частоты вращения кулачкового генератора волн максимальной частотой вращения гибкого подшипника;

- высокая чувствительность к качеству смазки.

2.7.2. Передаточное число волновой передачи

При неподвижном жёстком зубчатом колесе 2 (рис. 2.15, *а*) передаточное число от вала генератора волн 3 к валу гибкого колеса 1:

$$u_{31}^{(2)} = -\frac{n_б}{n_т} = -\frac{\omega_3}{\omega_1} = -\frac{z_1}{z_2 - z_1} = -\frac{z_1}{K_z \nu} = -\frac{d_1}{d_2 - d_1}. \qquad (2.151)$$

Знак минус указывает на разные направления вращения ведущего и ведомого звеньев.

Передаточное число от вала генератора волн 3 к валу жесткого колеса 2 при неподвижном гибком колесе 1 (рис. 2.15, *б*) вычисляют по формуле

$$u_{32}^{(1)} = \frac{n_б}{n_т} = \frac{\omega_3}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_2 - z_1} = \frac{z_2}{K_z \nu} = \frac{d_2}{d_2 - d_1}. \qquad (2.152)$$

В формулах (2.151), (2.152): ω_1, ω_2, ω_3 – угловая скорость соответственно гибкого колеса, жесткого колеса и генератора волн; z_1, z_2 – числа зубьев гибкого и жесткого колес; d_1, d_2 – диаметры делительных окружностей гибкого и жесткого колес; ν – число волн деформации (ν = 1, 2, 3…, обычно ν = 2, реже 3); K_z – коэффициент кратности (обычно K_z = 1; при $u < 70$ K_z = 2; при $u < 45$ K_z = 3).

2.7.3. Геометрические параметры волновой передачи

Основные геометрические параметры волновой передачи показаны на рис. 2.18 (буквами *а*, *б*, *в* на рис. 2.18 обозначены варианты конструктивного исполнения гибкого колеса).

Параметры гибкого колеса:

- внутренний диаметр D;
- делительный диаметр зубчатого венца d_1;
- ширина зубчатого венца гибкого колеса b_1;
- толщина зубчатого венца гибкого колеса h_1;
- толщина оболочки гибкого колеса $h_2 = h_3$;
- длина гибкого колеса L;
- конструктивные размеры – b_3; h_4; h_5.

Параметры жёсткого колеса:

- делительный диаметр зубчатого венца d_2;
- ширина зубчатого венца гибкого колеса b_2;
- конструктивные размеры – c; h_6.

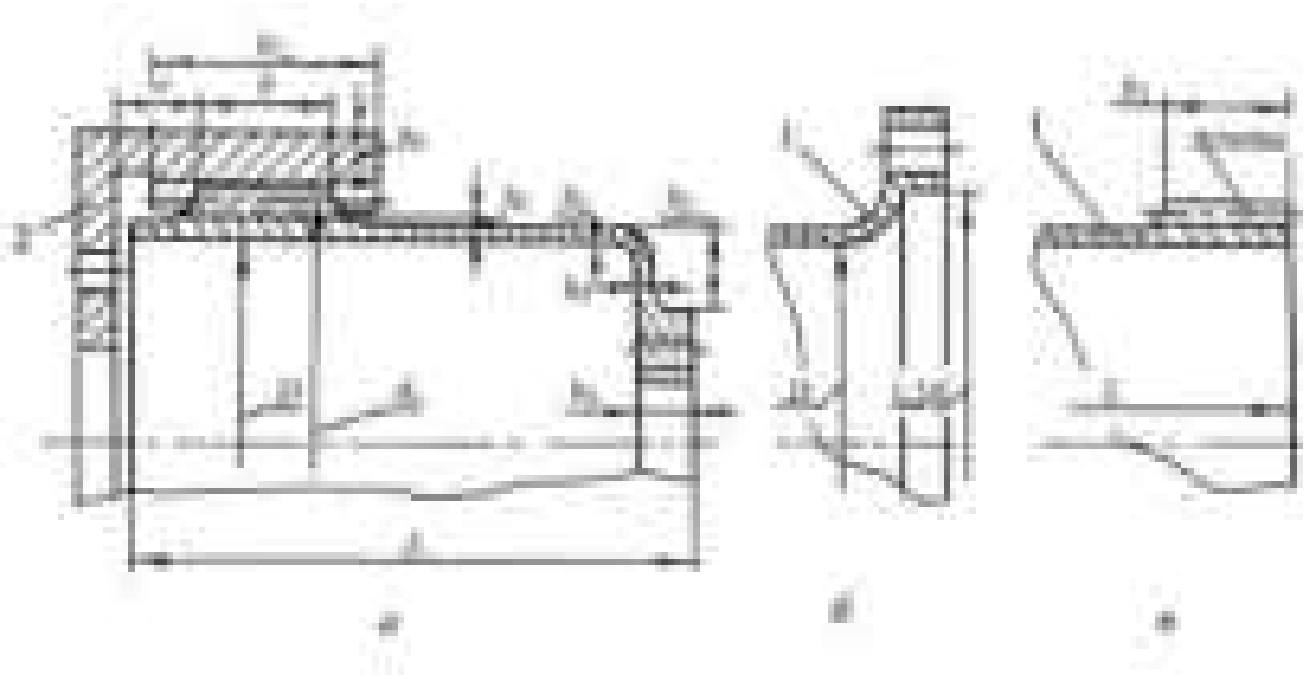


Таблица 2.27

Подшипники шариковые однорядные для волновых передач (ГОСТ23179-78)

Обозначение подшипника	Размеры, мм					Число шариков $z_Ш$	n_{max}, об/мин
	d	D	B	r	$d_Ш$		
806	30	42	7	0,5	3,969	21	3000
808	40	52	8			23	
809	45	62	9		5,953	21	
812	60	80	13		7,144	23	
815	75	100	15	1,0	9,128	21	
818	90	120	18		11,113	23	
822	110	150	24		14,288	21	1500
824	120	160				23	
830	150	200	30		19,050		
836	180	240	35	1,5	22,225		
844	220	300	45	2,5	28,575		
848	240	320	48				1000
860	300	400	60		36,513		
862	310	420	70				
872	360	480	72	3,5	44,450		

П р и м е ч а н и е. d – внутренний диаметр подшипника; D – наружный диаметр подшипника; B – ширина подшипника; r – радиус скругления кромок колец; $d_Ш$ – диаметр шариков.

Важным геометрическим параметром зацепления является модуль *m*, величина которого оговаривается стандартным рядом, мм: 0,20; 0,22; 0,28; 0,30; 0,35; 0,40; 0,45. Ряд содержит также значения меньше 0,20 мм, однако их применяют редко из-за сложности нарезания внутренних зубьев жесткого колеса.

2.7.4. Материалы волновых передач

В качестве материалов зубчатых колес, как правило, используют стали, которые после термообработки имеют твердость 220…330 *HB* (табл. 2.28). В отдельных случаях колеса изготовляют из бериллиевой бронзы БрБ2 или пластмассы.

Таблица 2.28

Марки сталей для изготовления зубчатых колес волновых передач

Сталь	Твердость, *HB*	Предел выносливости σ_{-1}, МПа
40Х	280…300	500
40ХНМА	310…330	550
30ХГСА	300…320	530
38ХН3ВА	310…330	550
38ХМЮА	220…240	550
ШХ15	260…280	420
Х18Н10Т	220…240	350

2.7.5. Методика расчета волновой передачи

2.7.5.1. Общие положения

Исходные данные для расчета – см. подпункт 2.3.5.2.

Выбор двигателя – см. подпункт 2.3.5.3.

2.7.5.2. Кинематический расчет передачи

Кинематический расчет волновой передачи заключается в подборе чисел зубьев гибкого и жесткого колес по принятому в соответствии с исходными данными передаточным числом (формулы (2.152), (2.153)).

Число зубьев z_1 гибкого колеса определяют в зависимости от того, какое колесо вращается. При подвижном гибком колесе

$$z_1 = uK_z\nu, \tag{2.153}$$

при подвижном жестком колесе

$$z_1 = (u-1)K_z\nu. \tag{2.154}$$

2.7.5.3. Материалы и допускаемое напряжение

Материал зубчатых колес принимают в соответствии с п. 2.7.4.

Допускаемые напряжения смятия на боковых поверхностях зубьев определяют в виде:

$$[\sigma]_{см} = 15,7K_uK_nK_{d1},\ \text{МПа}, \tag{2.155}$$

где $K_u = \dfrac{u-20}{u}$ – коэффициент передаточного числа; $K_n = \dfrac{10}{\sqrt[3]{n_б}}$ – коэффициент частоты вращения генератора волн (в понижающей передаче частота вращения генератора волн равна частоте быстроходного вала $n_б$); K_{d1} – коэффициент делительного диаметра гибкого колеса (при $d_1 \le 130$ мм $K_{d1} = 1,25$; при $d_1 > 130$ мм $K_{d1} = 1$).

Для стальных зубчатых колес диапазон допускаемых напряжений составляет $[\sigma]_{см} = 10…20$ МПа, для пластмассовых – $[\sigma]_{см} = 3…5$ МПа.

2.7.5.4. Проектировочный расчет волновой передачи

Для выполнения расчета применяют упрощенные экспериментально проверенные зависимости. Они верны только для эвольвентных зубчатых колес, нарезанных стандартным инструментом с исходным контуром, имеющим угол

зацепления $\alpha = 20°$, коэффициент высоты зуба $h_a^* = 1$, коэффициент радиального зазора $C^* = 0{,}25$ для модулей более 1 мм и $C^* = 0{,}35$ для модулей до 1мм.

Делительный диаметр гибкого колеса, мм

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{10T_т K}{\psi_{bd}[\sigma]_{см}}}, \qquad (2.156)$$

где $T_т$ – в ньютонометрах; K – коэффициент режима работы передачи (при спокойной нагрузке с кратностью перегрузки $T_{max}/T \le 1{,}2$ $K = 1$; при умеренной динамической нагрузке с $T_{max}/T \le 1{,}6$ $K = 1{,}25$; при резко динамической нагрузке с $1{,}6 < T_{max}/T \le 2{,}5$ $K = 1{,}75$); ψ_{bd} – коэффициент ширины зубчатого венца (для силовых ММ $\psi_{bd} = 0{,}15…0{,}20$; для малонагруженных кинематических ММ $\psi_{bd} = 0{,}06…0{,}15$).

Ширина зубчатого венца гибкого колеса равна

$$b_1 = \psi_{bd} d_1, \qquad (2.157)$$

где ψ_{bd} – коэффициент ширины зубчатого венца (для силовых передач $\psi_{bd} = 0{,}15…0{,}20$; для малонагруженных кинематических передач $\psi_{bd} = 0{,}06…0{,}15$).

При кулачковом генераторе волн делительный диаметр предварительно принимают равным внутреннему диаметру D гибкого колеса, который считают приблизительно равным наружному диаметру гибкого подшипника (см. табл. 2.27).

Числа зубьев z_1, z_2 – см. формулы (2.153), (2.154).

Модуль зубьев равен

$$m = \frac{d_1}{z_1}. \qquad (2.158)$$

После вычисления по (2.158) необходимо принять ближайшее стандартное значение модуля.

Уточняют делительный диаметр гибкого колеса в передаче *с дисковым генератором волн*:

$$d_1 = mz_1. \tag{2.159}$$

Находят фактическое передаточное число передачи в зависимости от того, какое колесо вращается:

- при подвижном гибком колесе

$$u_{\text{ф}} = \frac{z_1}{K_z \nu}; \tag{2.160}$$

- при подвижном жестком колесе

$$u_{\text{ф}} = \frac{z_1}{K_z \nu} + 1. \tag{2.161}$$

Вычисляют отклонение фактического передаточного числа от требуемого и проверяют соответствие отклонения техническим требованиям к ММ. В случае сверхнормативного отклонения необходимо изменить z_1 и скорректировать значение d_1.

Число зубьев жёсткого колеса

$$z_2 = z_1 + K_z \nu. \tag{2.162}$$

Толщина зубчатого венца гибкого колеса

$$h_1 = (70 + 0,5u)mz_1 \cdot 10^{-4}, \text{ мм}. \quad (2.163)$$

Толщина оболочки гибкого колеса

$$h_2 = (0,5...0,8)h_1. \quad (2.164)$$

Относительный боковой зазор между зубьями ненагруженной передачи

$$\bar{j}_{\max} = \frac{j_{\max}}{m} = \frac{T_{\max} b}{d_1^2 h_2 G m} + 4 \cdot 10^{-4}(u - 60), \quad (2.165)$$

где $j_{\max}$ – необходимый боковой зазор между зубьями ненагруженной передачи, мм; G – модуль упругости второго рода для материала гибкого колеса (для стали $G = 8,1 \cdot 10^4$ МПа).

Относительное радиальное упругое деформирование гибкого колеса

$$w_0^* = \frac{w_0}{m} = 0,89 + 8 \cdot 10^{-4} z_1 + 2 j_{\max}, \quad (2.166)$$

где w_0 – радиальное упругое деформирование гибкого колеса, мм.

Коэффициент смещения исходного контура зубьев гибкого колеса

$$x_1 = \frac{1,35 - w_0^*}{\frac{0,85}{\sqrt[3]{z_1}} - 0,04}. \quad (2.167)$$

Коэффициент смещения исходного контура зубьев жесткого колеса

$$x_2 = x_1 + w_0^* - 1. \quad (2.168)$$

Относительная глубина захода зубьев

$$h_d^* = \frac{h_d}{m} = 4w_0^* - (4,6 - 4w_0^*)z_1 \cdot 10^{-3} - 2,48, \qquad (2.169)$$

где h_d – глубина захода зубьев, мм.

Диаметр окружности впадин зубьев гибкого колеса

$$d_{f1} = m(z_1 - 2h_d^* - 2c^* + 2x_1). \qquad (2.170)$$

Диаметр окружности вершин зубьев гибкого колеса

$$d_{a1} = d_{f1} + 2m(h_d^* + c^*). \qquad (2.171)$$

Диаметр окружности вершин зубьев жесткого колеса

$$d_{a2} = d_{a1} - 2m(h_d^* + w_0^*). \qquad (2.172)$$

Диаметр окружности впадин зубьев жесткого колеса

$$d_{f2} = d_{a1} + 2m(0,15 + w_0^*). \qquad (2.173)$$

Для гибкого колеса передачи *с кулачковым генератором волн* уточняют значение толщины венца по формуле

$$h_1 = 0,5(d_{f1} - D). \qquad (2.174)$$

Длина гибкого колеса с дном (см. рис. 2.18, *а*) $L = 0,8D$, со шлицами (рис. 2.18, *в*) $L = 0,7D$.

Параметры остальных частей гибкого колеса: $h_3 = (0,7\ldots1)h_2$; $h_4 = 2h_1$; $h_5 \geq 0,16D$; $c = 0,2b$.

Ширина зубчатого венца жесткого колеса

$$b_2 = b + 0,6\sqrt{b}.. \qquad (2.175)$$

Длина шлицев (рис. 2.18, *в*) $b_3 = 0,5b$.

Определяют основные *геометрические параметры генератора волн*.

Геометрию кулачкового генератора (см. рис. 2.16) определяет радиус-вектор поперечного сечения ρ.

Радиус-вектор кулачка в каждой четверти равен

$$\rho = 0,5d_{\text{п}} + WmK_{\alpha}, \qquad (2.176)$$

где $d_{\text{п}}$ – внутренний диаметр гибкого подшипника; W – коэффициент радиальной деформации (табл. 2.29); K_{α} – коэффициент, зависящий от угла зацепления α ($K_{\alpha} = 1$ для $\alpha = 20°$; $K_{\alpha} = 0,89$ для $\alpha = 30°$).

Срок службы стандартных гибких подшипников составляет 10 000 ч, при эксплуатации допускаются кратковременные двукратные перегрузки.

Таблица 2.29

Значения коэффициента W

Угол φ	0	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
W	-1,25	-1,13	- 0,91	- 0,56	- 0,15	0,26	0,57	0,76	0,87	0,9

Эксцентриситет дискового генератора волн (см. рис. 2.17) равен

$$e = 3,4w_0^* m. \qquad (2.177)$$

Диаметр дисков

$$D_{д} = D + 2w_1 - 2e, \tag{2.178}$$

где w_1 – максимальная упругая деформация гибкого колеса с учетом податливости генератора волн и жесткого колеса, а также отклонений размеров от номинальных при изготовлении.

Значение w_1 определяют по формуле

$$w_1 = w_0^* m(0,97 + 0,025\sqrt{\sigma_{см}}),\ \text{мм}. \tag{2.179}$$

2.7.5.5. Проверочные расчеты

Запас усталостной прочности гибкого колеса

$$s = \frac{0,286\sigma_{-1}u_{ф}d_1}{K_d K_\sigma w_0^* E h_1 \sqrt{1 + 0,15\left(\frac{d_1}{L} + \frac{T_т u_ф}{w_0^* d_1 E h_1^2}\right)}}, \tag{2.180}$$

где E = 2,1 · 10^5 МПа – модуль упругости первого рода для стали; σ_{-1} – предел выносливости материала гибкого колеса (см. табл. 2.28); K_d – коэффициент увеличения напряжения от сил в зацеплении (формула (2.191)); K_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений у основания зуба (формула (2.192)).

Условие обеспечения необходимой выносливости гибкого колеса

$$s \geq [s], \tag{2.181}$$

где [s] = 1,2 – минимальный допускаемый запас усталостной прочности.

Величину коэффициента K_d определяют по формуле

$$K_d = 1 + \frac{2,2T_т}{10^8 d_1 h_1^2}, \qquad (2.182)$$

а коэффициента K_σ – по формуле

$$K_\sigma = 1 + \frac{0,05\sqrt{\frac{md_1(h_a^* + c^*)}{R_{\min} h_1}}(R_{\min} + 0,01)}{R_{\min} + 0,02}, \qquad (2.183)$$

где $R_{\min}$ – минимальный радиус переходной поверхности, равный

$$R_{\min} = \frac{m(h_a^* + c^* - x_1 - \rho^*)}{h_a^* + c^* - x_1 - \rho^* + 0,5z_1} + m\rho^*. \qquad (2.184)$$

Значения входящих в (2.193) величин: $c^* = 0,25$ и $\rho^* = 0,4$ при $m > 1$мм; $c^* = 0,35$ и $\rho^* = 0,4$ при $m = 1…0,5$ мм; $c^* = 0,5$ и $\rho^* = 0,33$ при $m < 0,5$ мм.

Вероятность P неразрушения гибкого зубчатого колеса в зависимости от коэффициента запаса усталостной прочности приведена в табл. 3.20.

Таблица 2.30

Вероятность P неразрушения гибкого зубчатого колеса и коэффициент K_L вероятности неразрушения гибкого подшипника

s	1,80	1,70	1,60	1,55	1,50	1,45	1,40	1,30	1,20
P, %	99,8	99,6	99,0	98,5	97,8	96,7	95,1	90,0	87,0
K_L	0,50	0,60	0,66	0,69	0,73	0,80	0,90	1,00	

Уточняют КПД передачи. Потери в волновой передаче складываются из потерь в зацеплении и потерь при вращении генератора волн. Сопротивлением подшипников быстроходного и тихоходного валов пренебрегают. В этом случае КПД равен

$$\eta = \left[1 + \frac{1,1\,1\nu f_1}{\cos^2 \alpha} + 0,3 u f_2 \operatorname{tg}(\alpha + \rho') \right]^{-1}, \qquad (2.185)$$

где f_1 = 0,03…0,05 – коэффициент, учитывающий трение в зубчатом зацеплении; f_2 = 0,0015…0,003 – условный коэффициент, учитывающий трение во всех элементах генератора волн; $\rho' = \operatorname{arctg} f_1$ – приведенный угол трения.

После уточнения КПД выполняют *тепловой расчет* передачи. Температуру масла в корпусе редуктора определяют по формуле (2.134), причем коэффициент продолжительности работы редуктора находят по формуле

$$K_t = \frac{t_\text{р}}{t_\text{ц}}, \qquad (2.186)$$

где $t_\text{р}$ – время работы редуктора в течение цикла; $t_\text{ц}$ – длительность цикла, а поверхность охлаждения редуктора принимают равной

$$A = (8...10) d_1^2, \text{ м}^2. \qquad (2.187)$$

Полученную температуру сравнивают с допускаемой.

Контрольные вопросы

1. Поясните термины: механическая передача, вариатор, редуктор, мультипликатор.

2. Дайте сравнительную характеристику передач трением и передач зацеплением.

3. Перечислите разновидности ремённых передач.

4. Перечислите разновидности и дайте сравнительную характеристику цилиндрических зубчатых передач.

5. Укажите основные геометрические характеристики цилиндрической прямозубой передачи.

6. Какие материалы используются для изготовления цилиндрических зубчатых передач?

7. Поясните формулу: $a'_{w\text{т}} = 430(u_{\text{т}} \pm 1)\sqrt[3]{\dfrac{T_{2\text{т}} K_{H\beta\text{т}}}{u_{\text{т}}{}^2 \psi_{ba\text{т}} [\sigma_H]_{\text{т}}^2}}$.

8. Перечислите разновидности и дайте сравнительную характеристику конических зубчатых передач.

9. Укажите основные геометрические характеристики конической прямозубой передачи.

10. Перечислите разновидности и дайте сравнительную характеристику червячных передач.

11. Укажите основные геометрические характеристики червячной передачи архимедовым червяком.

12. С какой целью выполняется тепловой расчёт червячной передачи?

13. Изобразите кинематическую схему планетарной передачи 2*K*-*H*.

14. Назовите достоинства и недостатки волновой зубчатой передачи.

3. ПОДШИПНИКИ

3.1. Классификация подшипников по виду трения

Подшипники служат опорами валов, вращающихся осей и других деталей, совершающих вращательное движение. Они воспринимают нагрузки, приложенные к вращающимся деталям, и сохраняют заданное положение осей вращения. От качества подшипников во многом зависит работоспособность и долговечность ММ. При выборе подшипников следует принимать во внимание, что они относятся к наименее долговечным узлам механизмов. Часто именно необходимость технического обслуживания или замены подшипников является причиной остановки ММ.

По виду трения различают *подшипники скольжения* и *подшипники качения*. Кроме того, подшипники скольжения разделяются на опоры *жидкостного*, *полужидкостного* и *полусухого трения*. При жидкостном трении рабочие поверхности деталей разделены слоем смазки, толщина которого больше суммы высот шероховатости поверхностей. Это условие не соблюдается в опорах полужидкостного и полусухого трения, поэтому вращение деталей в них сопровождается износом поверхностей даже без попадания абразивных частиц извне.

Практически во всех ответственных узлах ММ используются подшипники качения, что обусловлено следующими их *преимуществами* перед подшипниками скольжения:

- условный коэффициент трения подшипников качения мал, он равен 0,0015…0,0060 и приближается к коэффициенту жидкостного трения (0,001…0,005);

- подшипники качения не требуют большого количества смазки, что позволяет значительно упростить смазочную систему;

- конструкции подшипников качения позволяют производить их в массовых масштабах и обеспечивать их взаимозаменяемость;

- относительно меньшие осевые габариты.

К *недостаткам* подшипников качения следует отнести:

- отсутствие конструкций, разъемных в радиальном направлении;

- сравнительно большие радиальные габариты;

- ограниченную быстроходность, связанную с кинематикой и динамикой тел качения;

- низкую работоспособность в агрессивных средах, а также при вибрационных и ударных нагрузках.

Несмотря на сокращение области применения подшипников скольжения, в ряде случаев они остаются незаменимыми, и конструктор обязан это учитывать в процессе разработки ММ.

Далее будут рассмотрены подшипники качения.

3.2. Конструкции и классификация подшипников качения

В общем случае подшипник качения состоит из *колец* с беговыми дорожками, *тел качения* и *сепаратора*. Тела качения расположены между кольцами и перемещаются по беговым дорожкам. Сепаратор представляет собой элемент, охватывающий тела качения и распределяющий их равномерно по окружности.

Кроме того, конструкция подшипника может включать в себя другие детали: уплотнительные и защитные шайбы, конические втулки с круглыми гайками и т. п. В некоторых преобразователях движения используют, наоборот, упрощенные подшипники (без одного из колец). Со всем многообразием подшипников качения можно ознакомиться с помощью специальной технической литературы.

По виду тел качения различают *шариковые* и *роликовые* подшипники. Роликовые делятся на подшипники *с короткими цилиндрическими роликами*, *с длинными цилиндрическими роликами*, *игольчатые*, *с коническими роликами* и *с бочкообразными роликами*.

По направлению воспринимаемой нагрузки подшипники подразделяются на *радиальные*, *упорные*, *радиально-упорные* и *упорно-радиальные*.

Радиальные шариковые подшипники – наиболее простые и дешевые. Они допускают небольшие перекосы вала (до 0,25°) и могут воспринимать не только радиальные, но и значительные осевые нагрузки. Благодаря своим достоинствам эти подшипники широко распространены в преобразователях движения ММ.

Радиальные роликовые подшипники с короткими цилиндрическими роликами способны воспринимать значительно бóльшие радиальные нагрузки, чем шариковые, но не допускают радиальных нагрузок и перекосов вала.

Радиально-упорные шариковые подшипники имеют особую форму наружного кольца, вследствие чего равнодействующая сил давления шарика на кольцо образует с диаметральной плоскостью угол α, называемый *углом контакта*.

В радиально-упорных и упорно-радиальных роликовых подшипниках используются конические ролики. Сравнение этих подшипников с радиально-упорными шариковыми показывает, что роликовые обладают существенно большей нагрузочной способностью, но гораздо хуже воспринимают перекосы вала.

Шариковые и роликовые упорные подшипники при малых размерах обладают весьма высокой нагрузочной способностью, но воспринимают только осевые нагрузки и не допускают перекоса вала.

Особую группу образуют шариковые и роликовые *радиальные сферические подшипники*. Наружное кольцо такого подшипника имеет сферическую рабочую поверхность, с которой контактируют шарики или бочкообразные ролики. Сферические подшипники способны работать при перекосах вала до 2…3° и обеспечивать его вращение в случае установки опор в раздельных корпусах.

По габаритам подшипники разделяют на семь серий диаметров и ширин: *сверхлегкую*, *особо легкую*, *легкую широкую*, *среднюю*, *среднюю широкую*, *тяжелую*. Однотипные подшипники с одинаковыми диаметрами внутреннего кольца, но относящиеся к разным сериям, имеют различные размеры тел качения, и, как следствие, различную нагрузочную способность.

По классам точности различают подшипники: класса 0 (*нормальной точности*); 6 (*повышенной*); 5 (*высокой*); 4 (*особо высокой*); 2 (*сверхвысокой*). От точности существенно зависит работоспособность подшипника, но одновременно с повышением точности возрастает и стоимость. Так, с переходом от класса 0 к классу 2 относительная стоимость подшипника повышается примерно в 10 раз. Поэтому использовать высокоточные подшипники в преобразователях движения ММ рекомендуется *в обоснованных случаях*.

3.3. Методика расчета подшипников качения

3.3.1. Исходные данные для расчета

В результате расчета передач и конструирования валов (см. раздел 4) редуктора определены следующие данные, использующиеся как исходные при расчете подшипников:

– расчетные схемы валов с внешними нагрузками и реакциями опор;

– диаметры опорных поверхностей валов;

– частоты вращения валов;

– срок службы ММ;

– нагрузочная диаграмма (циклограмма);

– особые требования (например, максимальные допустимые значения кинематической погрешности и мертвого хода).

Кроме указанных, из технического задания на редуктор могут следовать дополнительные требования, например, максимальные допустимые габаритные размеры ММ, наличие и кратность динамических нагрузок и т. д.

3.3.2. Предварительный выбор подшипников

Подшипники предварительно назначают по *виду передачи*, *функции вала* в редукторе и *диаметру опорных поверхностей* $d_{\text{п}}$.

Валы цилиндрических зубчатых передач, как правило, устанавливают на шариковых радиальных подшипниках. Для конических и червячных передач необходимы радиально-упорные подшипники; в большинстве случаев в преоб-

разователях движения ММ применяют роликовые радиально-упорные конические подшипники. В кулачковых генераторах волновых передач используют гибкие шариковые подшипники. В тех случаях, когда на вал действуют значительные осевые силы, в подшипниковые узлы включают упорные подшипники.

Для установки быстроходного и промежуточного валов трехосного цилиндрического редуктора могут быть рекомендованы подшипники средней серии, тихоходного вала – легкой. В соосном цилиндрическом редукторе, как правило, опоры всех валов требуют подшипников средней или тяжелой серий. Обычно в обеих опорах вала располагают одинаковые подшипники.

Для валов червяков и шестерен конических передач целесообразно предварительно назначить роликовые радиально-упорные конические подшипники средней серии. Следует иметь в виду, что в передачах с постоянным направлением осевой силы менее нагруженный подшипник часто принимают более легкой серии. Опоры валов червячных колес в большинстве случаев ставят на подшипники легкой серии.

По приведенным выше рекомендациям и значению диаметра $d_{\text{п}}$ выбирают подшипники и выписывают из соответствующего стандарта их основные характеристики.

Предварительно принятые подшипники требуют проверки. Поскольку в подавляющем большинстве преобразователей движения ММ валы вращаются с частотами более 1 об/мин, то далее рассматривается проверка *по динамической грузоподъемности*.

3.3.3. Проверочный расчет подшипников по динамической грузоподъемности

3.3.3.1. Шариковые радиальные подшипники

Вал установлен в двух опорах – A и B, радиальные реакции опор – соответственно R_A и R_B, осевая реакция опоры A – R_{Aa}.

Определяют отношения

$$\frac{R_{Aa}}{VR_A}; \tag{3.1}$$

$$\frac{R_{Aa}}{C_{0r}}, \tag{3.2}$$

где V – коэффициент вращения (V = 1 – при вращающемся внутреннем кольце; V = 1,2 – при вращающемся наружном кольце подшипника); C_{0r} – табличная статическая грузоподъемность подшипника, Н.

По значению (3.2) и табл. 3.1 устанавливают коэффициент влияния осевого нагружения e.

Таблица 3.1

Коэффициенты e и Y для шариковых радиальных однорядных подшипников

R_{Aa}/C_{0r}	0,014	0,028	0,056	0,084	0,110	0,170	0,280	0,420	0,560
e	0,19	0,22	0,26	0,28	0,30	0,34	0,38	0,42	0,44
Y	2,30	1,99	1,71	1,55	1,45	1,31	1,15	1,04	1,00

Сравнение величин (3.1) и e показывает *значимость осевой силы*. Если $\frac{R_{Aa}}{VR_A} \le e,$ то в дальнейшем осевую составляющую реакции опоры A не учитывают и считают подшипник нагруженным только радиально.

Следующим шагом определяют *эквивалентные нагрузки* на подшипники.

Простейшим случаем нагружения преобразователя движения является *постоянный режим*, при котором величины реакций опор не изменяются со временем. Пусть в опоре A учет осевой реакции необходим. Тогда эквивалентные нагрузки на подшипники равны

$$\begin{aligned} P_{эA} &= (VXR_A + YR_{Aa})K_б K_T; \\ P_{эB} &= VR_B K_б K_T, \end{aligned} \tag{3.3}$$

где X = 0,56 – коэффициент радиальной нагрузки; Y – коэффициент осевой нагрузки (см. табл. 3.1); $K_б$ – коэффициент безопасности (табл. 3.2); K_T – температурный коэффициент (при рабочей температуре подшипника до 125 °С K_T = 1).

Если же осевую реакцию учитывать не нужно, то эквивалентную нагрузку на подшипник A определяют из выражения

$$P_{эA} = VR_A K_б K_T. \tag{3.4}$$

Преобразователи движения ММ и роботов часто предназначены для выполнения вполне определенных операций, характеризующихся переменными нагрузками, скоростями движения рабочего органа и продолжительностью. В таких случаях для минимизации массы и размеров ММ необходимо учитывать *переменный характер режима нагружения*.

Учет режима нагружения производится при вычислении *приведенной эквивалентной нагрузки* на подшипник за цикл $P_{эЦ}$.

Пусть в течение цикла длительностью $t_Ц$ эквивалентная нагрузка на подшипник изменяется линейно от $P_{эmin}$ до $P_{эmax}$, а частота вращения вала n = const. Тогда приведенная эквивалентная нагрузка равна

$$P_{эЦ} = \frac{P_{эmin} + 2P_{эmax}}{3}. \tag{3.5}$$

В более сложном случае, когда цикл состоит из k участков с различной нагрузкой на подшипник, приведенная эквивалентная нагрузка равна

$$P_{эЦ} = \sqrt[3]{\frac{\sum_{i=1}^{k}\left(P_{эi}^3 t_i n\right)}{t_Ц}}, \tag{3.6}$$

где $P_{эi}$ – эквивалентная нагрузка на i-ом участке; t_i – длительность i-ого участка.

В самом общем случае, когда в зависимости от участка циклограммы изменяется не только нагрузка, но и частота вращения вала, приведенная эквивалентная нагрузка равна

$$P_{эЦ} = \sqrt[3]{\frac{\sum_{i=1}^{k}\left(P_{эi}^{3} t_i n_i\right)}{\sum_{i=1}^{k}(t_i n_i)}}, \tag{3.7}$$

где n_i – частота вращения вала на i-ом участке циклограммы.

Затем находят *требуемую динамическую грузоподъемность* подшипников по формулам:

для постоянного режима нагружения

$$\begin{aligned} C_{r\text{тр}A} &= P_{эA}\sqrt[3]{L\cdot 10^{-6}}; \\ C_{r\text{тр}B} &= P_{эB}\sqrt[3]{L\cdot 10^{-6}}; \end{aligned} \tag{3.8}$$

для переменного режима нагружения

$$\begin{aligned} C_{r\text{тр}A} &= P_{эЦA}\sqrt[3]{L\cdot 10^{-6}}; \\ C_{r\text{тр}B} &= P_{эЦB}\sqrt[3]{L\cdot 10^{-6}}, \end{aligned} \tag{3.9}$$

где L – число оборотов вала за срок службы ММ.

Вид выражения для вычисления L зависит от того, как в техническом задании указан срок службы ММ. Если оговорен календарный срок $T_{сл}$, лет, то число оборотов вала за $T_{сл}$ вычисляют следующим образом: для первого и второго из рассмотренных случаев

$$L = 60T_{\text{сл}} n_{\text{рд}} n_{\text{см}} t_{\text{см}} n; \qquad (3.10)$$

для третьего случая

$$L = 60T_{\text{сл}} n_{\text{рд}} n_{\text{см}} t_{\text{см}} \sum_{i=1}^{k} \frac{t_i n_i}{t_{\text{Ц}}}, \qquad (3.11)$$

где $n_{\text{рд}}$ – число рабочих дней в году; $n_{\text{см}}$ – число рабочих смен в сутки; $t_{\text{см}}$ – число рабочих часов в смену.

В (3.10) и (3.11) $t_{\text{Ц}}$ и t_i – в минутах.

Если же задан фонд рабочего времени $T_{\text{раб}}$, то (3.10) и (3.11) соответственно преобразуются в формулы

$$L = 60T_{\text{раб}} n; \qquad (3.12)$$

$$L = 60T_{\text{раб}} \sum_{i=1}^{k} \frac{t_i n_i}{t_{\text{Ц}}}. \qquad (3.13)$$

Затем сравнивают бóльшую из требуемых динамических грузоподъемностей подшипников с табличной динамической грузоподъемностью $C_{r\text{табл}}$ предварительно принятого подшипника. Подшипник проработает заданный срок, если $C_{r\text{тр}} \le C_{r\text{табл}}$.

Особо следует рассмотреть проверку подшипников генераторов волн волновой передачи.

В процессе расчета передачи (см. п. 2.7.5) в соответствии с величиной делительного диаметра d_1 гибкого колеса был принят гибкий подшипник кулачкового генератора или подшипники шариковые радиальные дискового генератора. Требуемая динамическая грузоподъемность подшипника равна

$$C_{r\text{тр}} = 0{,}01 P_{\text{эЦ}} \frac{\sqrt[3]{60 T_{\text{раб}} n_{\text{п}}}}{K_L}, \qquad (3.14)$$

где $P_{\text{эЦ}}$ – определяют по формуле (3.7) с подстановкой в нее $P_{\text{э}i}$, найденных по (3.15); $n_{\text{п}}$ – эквивалентная частота вращения подшипника генератора волн (формула (3.16)); K_L – коэффициент, принимаемый по табл. 2.30.

Величину эквивалентной нагрузки на i-ом участке находят по выражению

$$P_{\text{э}i} = 0{,}6 \frac{T_{\text{т}i}}{d_1} V K_{\text{б}} K_T, \qquad (3.15)$$

где $T_{\text{т}i}$ – крутящий момент на тихоходном валу на i-ом участке; V = 1,2; $K_{\text{б}}$ – принимают в зависимости от вида генератора волн ($K_{\text{б}}$ = 1,1 – для кулачкового генератора; $K_{\text{б}}$ = 1,3 – для дискового генератора); $K_{\text{т}}$ – принимают в зависимости от температуры подшипника ($K_{\text{т}}$ = 1 – до 100 °С включительно; $K_{\text{т}}$ = 1…1,05 – от 100 °С до 125 °С; $K_{\text{т}}$ = 1,05…1,4 – от 125 °С до 250 °*С*).

Эквивалентная частота вращения подшипника равна

$$n_{\text{п}} = \sum_{i=1}^{k} \frac{t_i n_{\text{п}i}}{t_{\text{Ц}}}, \qquad (3.1)$$

а $n_{\text{п}i}$ определяют следующим образом: для кулачкового генератора (рис. 2.16) $n_{\text{п}i}$ = n_{1i}; для дискового генератора (рис. 2.17) с подвижным гибким зубчатым колесом

$$n_{\text{п}i} = \frac{d_1 (n_{3i} - n_{1i})}{D_{\text{д}}}; \qquad (3.17)$$

для дискового генератора с подвижным жестким зубчатым колесом

$$n_{\text{пі}} = \frac{d_1(n_{3i} - n_{2i})}{D_{\text{д}}}; \tag{3.18}$$

Полученное значение требуемой динамической грузоподъемности не должно превышать расчетную грузоподъемность, которую для гибкого подшипника находят по формулам:

при диаметре шарика $d_{\text{Ш}} \le 25{,}4$ мм

$$C = f_c (j \cos\gamma)^{0,7} z_{\text{Ш}}^{0,67} d_{\text{Ш}}^{1,8}; \tag{3.19}$$

при диаметре шарика $d_{\text{Ш}} > 25{,}4$ мм

$$C = 3{,}647 f_c (j \cos\gamma)^{0,7} z_{\text{Ш}}^{0,67} d_{\text{Ш}}^{1,4}, \tag{3.20}$$

где $f_c = 5\ldots5{,}2$ – коэффициент динамической грузоподъемности; j – число рядов шариков в подшипнике (обычно $j = 1$); γ – угол контакта тел качения с кольцами; $z_{\text{Ш}}$ – количество шариков в ряду.

Стандартные $z_{\text{Ш}}$ и $d_{\text{Ш}}$ см. в табл. 2.27.

Осевая нагрузка на гибкий подшипник равна 0,1 радиальной, поэтому

$$\gamma = \text{arctg}0{,}1 = 5{,}71^\circ = 5^\circ 43', \tag{3.21}$$

и формулы (3.19) и (3.20) для $j = 1$ принимают вид

$$C = 0,996 f_c z_{\text{Ш}}^{0,67} d_{\text{Ш}}^{1,8} \approx f_c z_{\text{Ш}}^{0,67} d_{\text{Ш}}^{1,8}; \tag{3.22}$$

$$C = 3,63 f_c z_{\text{Ш}}^{0,67} d_{\text{Ш}}^{1,4}. \tag{3.23}$$

Расчетные динамические грузоподъемности шариковых радиальных подшипников дисковых генераторов волн указаны в стандарте на подшипники.

При выполнении условия $C_{\text{тр}} \le C$ принятый подшипник будет обладать заданной долговечностью $T_{\text{раб}}$.

Может быть также использован другой способ оценки долговечности гибкого подшипника.

Определяют эквивалентный крутящий момент на тихоходном валу за рабочий цикл

$$T_{\text{э}} = \sum_{i=1}^{k} \frac{T_{\text{т}i} t_i n_{\text{п}i}}{t_{\text{Ц}}}. \tag{3.24}$$

после чего находят расчетную долговечность подшипника по формуле

$$L_h = \frac{n_{\max} T_{\max}}{n_{\text{п}} T_{\text{э}}} \cdot 10^4, \text{ ч}, \tag{3.25}$$

где $n_{\max}$ – предельная частота вращения для подшипника по табл. 2.27; $T_{\max}$ – допустимый крутящий момент на тихоходном валу (табл. 3.2).

3.3.3.2. Радиально-упорные подшипники

В радиально-упорных подшипниках контактные линии наклонены к оси вала на угол α, что при радиальном нагружении приводит к появлению *внутренних осевых сил S* (рис. 3.1).

Значения *S* определяют так:

- для шариковых подшипников

$$S = eR; \tag{3.26}$$

- для роликовых подшипников

$$S = 0,83eR, \tag{3.27}$$

где *e* – параметр осевой нагрузки (по каталогу).

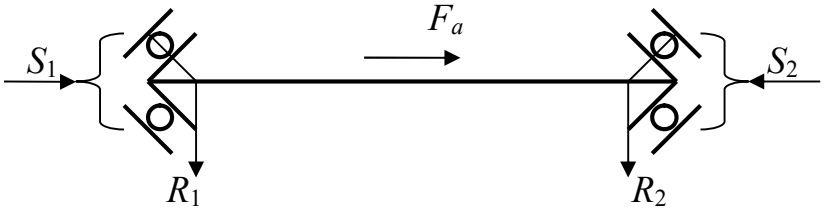


Рис. 3.1. Схема вала на радиально-упорных подшипниках
(F_a – внешняя осевая сила)

Осевые нагрузки на подшипники вычисляют по формулам, приведенным в табл. 3.3.

Эквивалентную динамическую нагрузку на роликовый подшипник следует определять по формулам:

$$\begin{aligned} C_{r\text{тр}} &= P_{\text{э}} \sqrt[3,33]{L \cdot 10^{-6}}; \\ C_{r\text{тр}} &= P_{\text{эЦ}} \sqrt[3,33]{L \cdot 10^{-6}}. \end{aligned} \tag{3.28}$$

В остальном методика проверки аналогична приведенной в подпункте 3.3.3.1.

Таблица 3.2

Допустимый крутящий момент на тихоходном валу волновой передачи T_{max}, Нм

Диаметр наружного кольца D, мм	Передаточное число u	Допустимый крутящий момент T_{max}
100	80	180
	100	200
	125	224
	160	250
	200 и более	280
120	80	355
	100	400
	125	450
	160	500
	200 и более	560
160	80	710
	100	800
	125	900
	160 и более	1000
200	80	1400
	100	1600
	125	1800
	160 и более	2000
240	80	2800
	100	3150
	125 и более	3550
320	80	5600
	100 и более	6300

Таблица 3.3

Расчет осевых нагрузок на подшипники вала по рис. 3.1

Условия нагружения	Осевые нагрузки
$S_1 > S_2$; $F_a > 0$	$F_{a1} = S_1$; $F_{a2} = S_1 + F_a$
$S_1 < S_2$; $F_a > S_2 - S_1$	
$S_1 < S_2$; $F_a < S_2 - S_1$	$F_{a1} = S_2 - F_a$; $F_{a2} = S_2$

Контрольные вопросы

1. Дайте сравнительную характеристику подшипников скольжения и подшипников качения.

2. Перечислите разновидности подшипников по виду тел качения.

3. Перечислите разновидности подшипников по направлению воспринимаемой нагрузки.

4. Что является причиной возникновения осевой силы от радиальной нагрузки в радиально-упорном подшипнике?

5. Какую функцию в подшипнике качения выполняет сепаратор?

6. Что такое статическая грузоподъёмность и динамическая грузоподъёмность подшипника?

7. Опишите порядок проверки на долговечность шарикового радиального подшипника.

4. ВАЛЫ И ОСИ

4.1. Общие сведения

Валы и оси служат для размещения на них вращающихся деталей: зубчатых колес, шкивов, барабанов и т.п. Отличие вала от оси состоит в том, что он передает крутящий момент от одной детали к другой, а ось не передает. *Вал* всегда *вращается*, а *ось* может быть *как вращающейся*, так и *не вращающейся*.

Различают валы *прямые*, *коленчатые* и *гибкие*. В преобразователях движения ММ, как правило, применяются прямые валы. Коленчатые и гибкие валы относятся к специальным деталям и далее рассматриваться не будут.

По наличию ступеней валы делятся на *гладкие* и *ступенчатые*. Наличие ступеней связано с установкой на валу деталей и самого вала в опорах. В некоторых случаях выполнение вала или оси ступенчатой формы позволяет существенно уменьшить их массу.

Валы изготовляют *сплошными* или *полыми*. Полость либо уменьшает массу вала, либо позволяет пропустить через вал другую деталь, подвести масло к контактирующим поверхностям и т.п.

Для изготовления валов и осей применяют преимущественно *углеродистые* и *легированные стали*, предусматривающие все возможные виды упрочнения.

Далее приводится методика расчета вала преобразователя движения ММ.

4.2. Методика расчета валов

4.2.1. Исходные данные

Размеры устанавливаемых на вал элементов (зубчатых и червячных колес, посадочные диаметры подшипников и т.п.).

Значения нагрузок на эти элементы. Передаваемый валом крутящий момент.

Частота вращения вала.

Циклограмма нагружения и срок службы ММ.

Дополнительные требования (ориентировочные габаритные размеры, тип подшипников и пр.).

4.2.2. Проектировочный расчет

Определяют *характерный диаметр* вала

$$d = 10\sqrt[3]{\frac{T}{0{,}2[\tau]}}, \qquad (4.1)$$

где T – передаваемый валом крутящий момент, Нм; $[\tau]$ = 20 МПа – уменьшенное допускаемое касательное напряжение.

Для быстроходных и тихоходных валов d – диаметр выходного конца, его значение следует принять ближайшее по ГОСТ 12080 или ГОСТ 12081 к полученному по (4.1).

Для промежуточных валов d – диаметр ступеньки под зубчатым (или червячным) колесом, его значение следует принять ближайшее по ряду *Ra*40 к полученному по (4.1).

Диаметры остальных ступенек вала назначают с учетом величины характерного диаметра конструктивно, принимая во внимание требования технологии изготовления и сборки, ряд номинальных размеров, вероятные размеры подшипников и известные размеры сопряженных с валом деталей.

4.2.3. Разработка расчетной схемы

Расчетная схема представляет собой схематичное изображение вала в виде двухопорной балки. Нагрузки показывают в виде сосредоточенных сил и моментов. При необходимости балку снабжают пометками с указанием диаметров ступенек.

Быстроходный вал преобразователя движения ММ соединяют с валом двигателя без компенсирующей муфты, поэтому консольная нагрузка на его выходной конец отсутствует. Часто шестерню быстроходной ступени редуктора

насаживают прямо на вал двигателя, в результате чего необходимость в быстроходном вале отпадает.

На выходной конец тихоходного вала преобразователя движения ММ общего назначения может действовать *консольная нагрузка*, которую учитывают в виде силы, определяемой по следующим формулам:
для одноступенчатого цилиндрического редуктора

$$F_{\text{к}} = 125\sqrt{T_{\text{т}}}, \text{Н}; \tag{4.2}$$

для двухступенчатого цилиндрического редуктора и для червячного редуктора

$$F_{\text{к}} = 250\sqrt{T_{\text{т}}}, \text{Н}, \tag{4.3}$$

где $T_{\text{т}}$ – в ньютонометрах.

Длины ступенек при разработке расчетной схемы назначают с учетом размеров деталей, ряда номинальных размеров, а также соотношений, принятых в практике конструирования.

4.2.4. Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов в поперечных сечениях вала

Данный пункт расчета подробно рассматривается в курсе «Сопротивление материалов».

4.2.5. Проверка вала на усталостную прочность

Методика проверки достаточно полно изложена в учебной литературе. Здесь же остановимся на нижеследующем отличии проверки вала преобразователя движения ММ от проверки вала редуктора общего назначения.

Разрабатывая преобразователь движения ММ, техническое задание на который содержит требование *обеспечения минимальной массы*, конструктор обязан решить вопрос о возможности и целесообразности корректировки диаметров ступенек вала по результатам проверки.

Пусть в опасном сечении вала диаметром $d_{\text{ос}}$ запас усталостной прочности больше допускаемого, т.е. $s > [s]$. Тогда скорректированное значение диаметра достаточно точно может быть определено по формуле

$$d'_{\text{ос}} \approx d_{\text{ос}} \sqrt[3]{\frac{[s]}{s}}. \qquad (4.4)$$

Допускаемый запас прочности, рекомендуемый технической литературой, $[s] = 1{,}6\ldots2{,}1$, но при повышенных требованиях к жесткости следует принимать $[s] = 2{,}5\ldots3$. В случае, когда к ММ предъявляются высокие требования в части точности, желательно обеспечить $[s] = 2{,}5$. В силу различных причин (минимизация массогабаритных показателей, определенная компоновка преобразователя движения и т. д.) $[s]$ может быть понижен до $[s] = 1{,}6$, но тогда появляется опасность возникновения слишком большой погрешности в передаче из-за деформации вала.

Изменение диаметра одного участка при сохранении принятого соотношения диаметров повлечет за собой соответствующее уменьшение диаметров остальных участков, в том числе – под подшипниками. На предыдущем этапе (подразд. 3.3) принятые предварительно подшипники были проверены по динамической грузоподъемности, их серия, а, возможно, и тип были подобраны таким образом, чтобы максимально приблизить $C_{r\text{тр}}$ к C_r. Корректировка же диаметров вала делает эти подшипники непригодными, поэтому следует заново назначить подшипники и выполнить их проверку.

Контрольные вопросы

1. В чём отличие вала от оси?
2. Перечислите разновидности валов.
3. С какой целью на валах механических передач выполняют ступеньки?
4. Поясните формулу: $F_{\text{к}} = 125\sqrt{T_{\text{т}}}$.
5. Перечислите пункты методики расчёта вала.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В учебном пособии представлены конструкции и методы расчёта соединений, передач, подшипников и валов, наиболее часто применяющихся в механической составляющей мехатронных модулей. Правильностью проектирования перечисленных компонентов определяется компактность и надёжность устройства в целом, поэтому задачу, на решение которой направлено учебное пособие, можно считать выполненной.

Необходимо подчеркнуть, однако, что разработка данного учебного материала не имела целью формирование исчерпывающих знаний в области проектирования механического оборудования. Раздел «Валы и оси» дан сокращённо, и для получения более полной информации учащимся следует обратиться к специальным источникам.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. – М.: Машиностроение, 1992.

Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений. – М.: Изд. центр «Академия», 2008.

Иванов М. П., Финогенов В. А. Детали машин: учебник для академического бакалавриата. – М.: Изд-во Юрайт, 2014.

Таугер В. М. Конструирование преобразователей движения мехатронных модулей: учеб. пособие. – Екатеринбург: Изд-во УрГУПС, 2006.

Таугер В. М. Техническая механика. Детали машин: учеб. пособие – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2018.

Таугер В. М. Конструирование мехатронных модулей: учеб. пособие. – М: Изд-во «Ай Пи Ар Медиа», 2022.

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по учебно-методическому комплексу
_____ С.А.Упоров

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА Б1.В.09.02 ДЕТАЛИ МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ

Специальность –
21.05.04 Горное дело
Специализация –

Мехатроника и робототехника промышленных комплексов

Авторы: Таугер В.М.

Одобрена на заседании кафедры
Технической механики
(название кафедры)
Зав. кафедрой _____
(подпись)
Волков Е.Б.
(Фамилия И.О.)
Протокол № 1 от 15.09.2023
(Дата)

Рассмотрена методической комиссией факультета
Горно-механического
(название факультета)
Председатель _____
(подпись)
Осипов П.А.
(Фамилия И.О.)
Протокол № 2 от 20.10.2023
(Дата)

Екатеринбург

Задания к курсовому проекту составлены в соответствии с учебным планом по дисциплине «Детали мехатронных модулей» для студентов специальности 21.05.04 Горное дело, специализация «Мехатроника и робототехника промышленных комплексов».

Задания содержат общие требования к курсовому проекту и 6 различных кинематических схем двухступенчатых редукторов. Для каждой схемы предусмотрены 6 вариантов исходных данных.

Составитель: В.М. Таугер, канд. техн. наук, доцент кафедры «Техническая механика».

ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ……..4

2. ЗАДАНИЯ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ 5

2.1. Коническо-цилиндрический редуктор 5
2.2. Двухступенчатый цилиндрический соосный редуктор 6
2.3. Двухступенчатый цилиндрический трехосный редуктор 6
2.4. Двухступенчатый цилиндрический трехосный редуктор 7
2.5. Двухступенчатый планетарный редуктор 8
2.6. Червячно-цилиндрический редуктор 9
2.7. Графики сменной нагрузки 10

БИБШЮГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК …… …11

1. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ

Изучение курса «ДЕТАЛИ МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ» заканчивается курсовым проектом - практической работой, выполняемой студентом под руководством преподавателя.

Темой курсового проекта является проектирование двухступенчатого редуктора. Задание на проект выдается преподавателем каждому студенту индивидуально.

Состав проекта: расчетно-пояснительная записка; сборочный чертеж редуктора; спецификация;

чертежи четырех основных деталей передач.

Расчетно-пояснительная записка оформляется в соответствии со стандартом на текстовые документы [1] на листах формата А4. Она должна содержать обоснование основных конструктивных решений и все расчеты, необходимые для разработки редуктора [2, 3, 4].

Сборочный чертеж редуктора выполняется на одном листе формата А1 в соответствии с требованиями ЕСКД и действующими стандартами.

К сборочному чертежу прилагается спецификация, выполняемая по ЕСКД.

Чертеж каждой детали выполняется на листе формата А3. К основным деталям передач относятся шестерни, зубчатые колеса, червяки, червячные колеса, валы для установки зубчатых или червячных колес. Студент сам выбирает детали, причем необходимо соблюдение следующего условия: две из вычерчиваемых деталей должны составлять зубчатую (а в задании 6 - червячную) пару, например, шестерня и зубчатое колесо быстроходной ступени. Чертежи должны содержать всю конструкторско-технологическую информацию, необходимую для изготовления деталей в соответствии с их назначением.

Оценка за курсовое проектирование выставляется по результатам проверки проекта преподавателем и защиты его студентом.

2. ЗАДАНИЯ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

2.1. Коническо-цилиндрический редуктор

Спроектировать коническо-цилиндрический редуктор, кинематическая схема которого показана на рис. 2.1. Быстроходная ступень – с круговыми зубьями, тихоходная – косозубая.

Исходные данные – см. табл. 2.1.

При выборе передаточных чисел ступеней использовать рекомендации табл. 1.1. Коэффициент ширины тихоходной ступени принять $\psi_{bd} = 0,315$.



Рис. 2.1

Таблица 2.1

Исходные данные для проектирования коническо-цилиндрического редуктора

Параметр	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Частота вращения быстроходного вала n_1, об/мин	3000	1940	1000	710	3000	1500
Частота вращения тихоходного вала n_2, об/мин	190	85	63	34	270	188
Крутящий момент на тихоходном валу T_2, Нм	1400	3000	5250	5000	1400	1800
Графа сводной нагрузки по рис. 2.2	в	б	в	г	д	в
Срок службы, лет	3	5	8	3	5	8

Таблица 2.2

Передаточные числа быстроходной ступени

Передаточное число редуктора u	8; 9	10; 11,2	12,5; 14	16	18
Передаточное число быстроходной ступени $u_б$	3,15	3,55	4	4,5	5

2.2. Двухступенчатый пневмогидравлический линейный редуктор

Спроектировать двухступенчатый пневмогидравлический линейный редуктор, механическая схема которого показана на рис. 2.2. Обе ступени одинаковые.

Исходные данные – см. табл. 2.3.

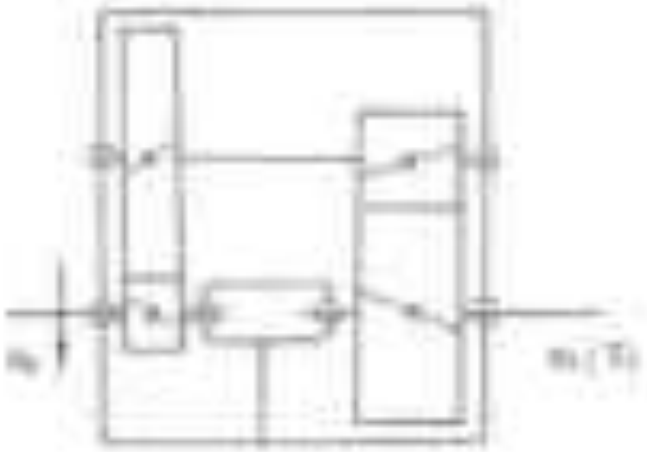


Рис. 2.2

Таблица 2.3

Исходные данные для проектирования двухступенчатого пневмогидравлического линейного редуктора

Параметр	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Частота пульсаций быстродействия n_1, об/мин	750	1000	1200	1000	1500	1000
Частота пульсаций тихоходного вала n_2, об/мин	60	75	70	67	60	75
Крутящий момент на тихоходном валу T_2, Нм	1000	1000	1250	800	1000	1000
График полной нагрузки по рис. 1.7	а	б	в	г	д	е
Срок службы, лет	8	5	4	5	5	5

2.3. Двухступенчатый пневмогидравлический трехлинейный редуктор

Спроектировать двухступенчатый пневмогидравлический трехлинейный редуктор, механическая схема которого показана на рис. 2.3. Обе ступени одинаковые.

Исходные данные – см. табл. 2.4.

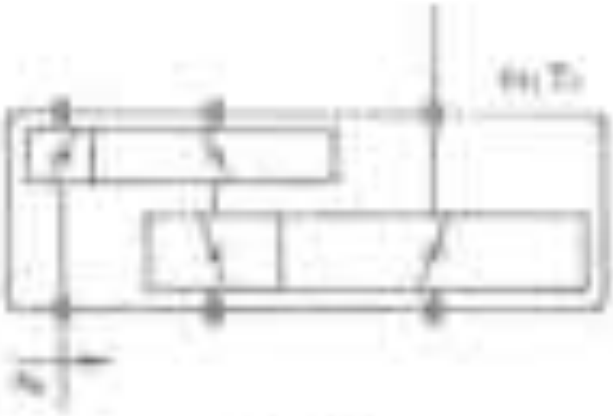


Рис. 2.3

Таблица 2.4

Исходные данные для проектирования двухступенчатого косозубого цилиндрического редуктора

Параметр	Номер					
	1	2	3	4	5	6
Частота вращения быстроходного вала n_1, об/мин	750	1000	1500	3000	1500	3000
Частота вращения тихоходного вала n_2, об/мин	63	71	53	80	40	125
Крутящий момент на тихоходном валу T_2, Нм	2800	3600	5200	8000	7400	4000
График нагрузки вала (см. рис. 2.3)	а	б	в	г	а	в
Срок службы, лет	8	5	4	3	5	7

3.4. Двухступенчатый цилиндрический косозубый редуктор

Спроектировать двухступенчатый цилиндрический косозубый редуктор, кинематическая схема которого показана на рис. 3.4. Быстроходная ступень – раскрытый зацеп.

Исходные данные – см. табл. 3.4.

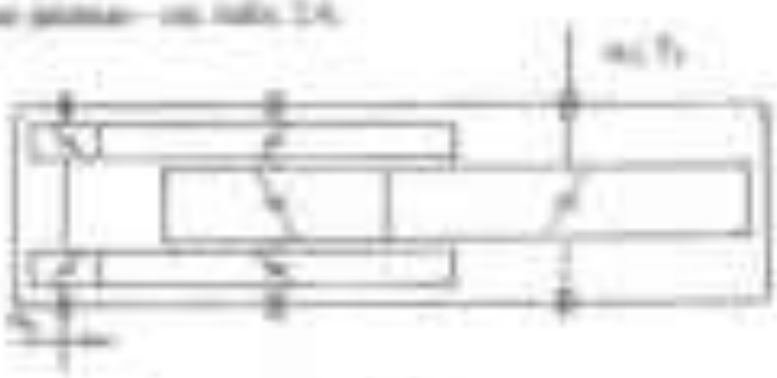


Рис. 3.4

2.6. Двухступенчатый планетарный редуктор

Спроектировать двухступенчатый планетарный редуктор, кинематическая схема которого показана на рис. 2.9. Обь ступени одинаковы.

Исходные данные – см. табл. 2.7.

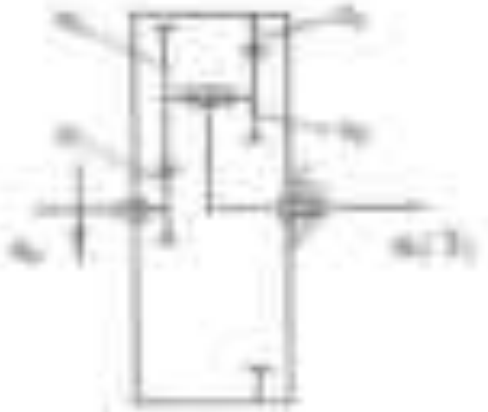


Рис. 2.9

Рекомендуемые числа зубьев указаны в табл. 2.8. Числа зубьев для всех вариантов равны трем.

Таблица 2.7

Исходные данные для проектирования двухступенчатого планетарного редуктора

Параметр	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Частота вращения быстроходного вала n_1, об/мин	750	1000	1500	3000	1500	9000
Частота вращения тихоходного вала n_2, об/мин	60	71	75	188	150	170
Крутящий момент на тихоходном валу T_2, Нм	1800	1400	1200	800	1000	1400
График силовой нагрузки по рис. 2.7	а	б	в	г	д	е
Срок службы, лет	8	9	4	5	3	7

Таблица 2.8

Рекомендуемые числа зубьев колес планетарного редуктора

Синхронная частота вращения двигателя, об/мин	750	1000	1500	3000	1500	9000
z_1	18					
z_2	54		64	98	83	77
z_3	88	97	112	138	121	174
z_4	108	99	114	99	102	114

2.6. Червячно-цилиндрический редуктор

Спроектировать червячно-цилиндрический редуктор, кинематическая схема которого приведена на рис. 2.6. Быстроходная ступень – червячная с архимедовым червяком, тихоходная – цилиндрическая косозубая.

Исходные данные – см. табл. 2.7.

Таблица 2.7

Исходные данные для проектирования червячно-цилиндрического редуктора

Параметр	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Частота вращения быстроходного вала, $n_б$, об/мин	710	1000	1500	1000	1500	1000
Частота вращения тихоходного вала, $n_т$, об/мин	28	25	50	24	19	40
Крутящий момент на тихоходном валу, $T_т$, Нм	1000	1400	1250	1400	1800	1150
Цифра схемы нагружения по рис. 2.7	а	б	в	г	д	е
Срок службы, лет	8	5	6	5	6	5

В результате в зарождающемся числом $z_1 = 59$ применить нормализованное число быстроходной ступени $z_б = 8$.

В результате с $z_2 = 58$ применить нормализованное число тихоходной ступени $z_т = 62$.

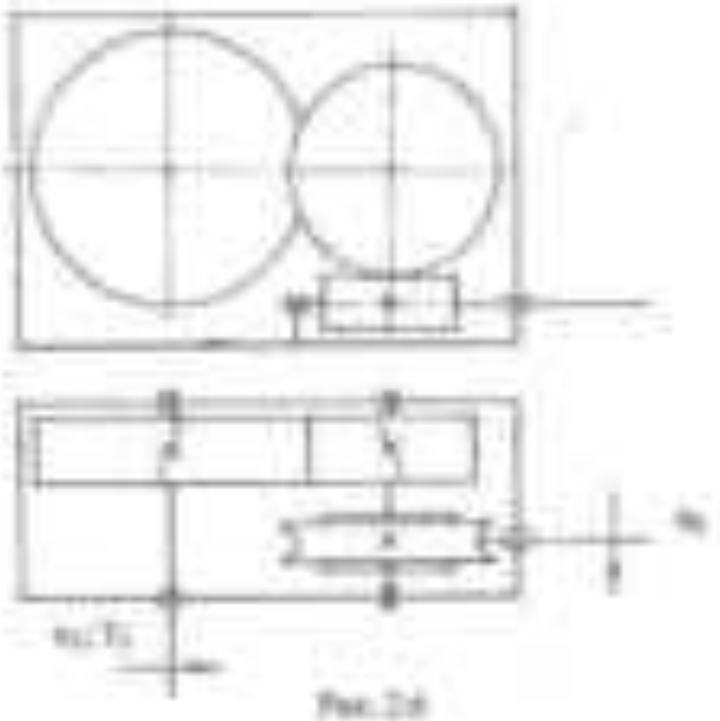


Рис. 2.6

2.7. Графики нагрузки

Графики нагрузки редуктора и отдельно цепи приведены на рис. 2.7.

Обозначения: T_{max} – максимальный крутящий момент; $T_{cm} = 0,7T_{max}$ – максимальный момент; T_1, T_2, T_3 – моменты нагрузки в течение смены; t_{max}, t_1, t_2, t_3 – продолжительность действия нагрузок соответствующей величины в течение смены; n_{cm} – число рабочих смен в сутки. Число рабочих дней в году $n_{год} = 340$.

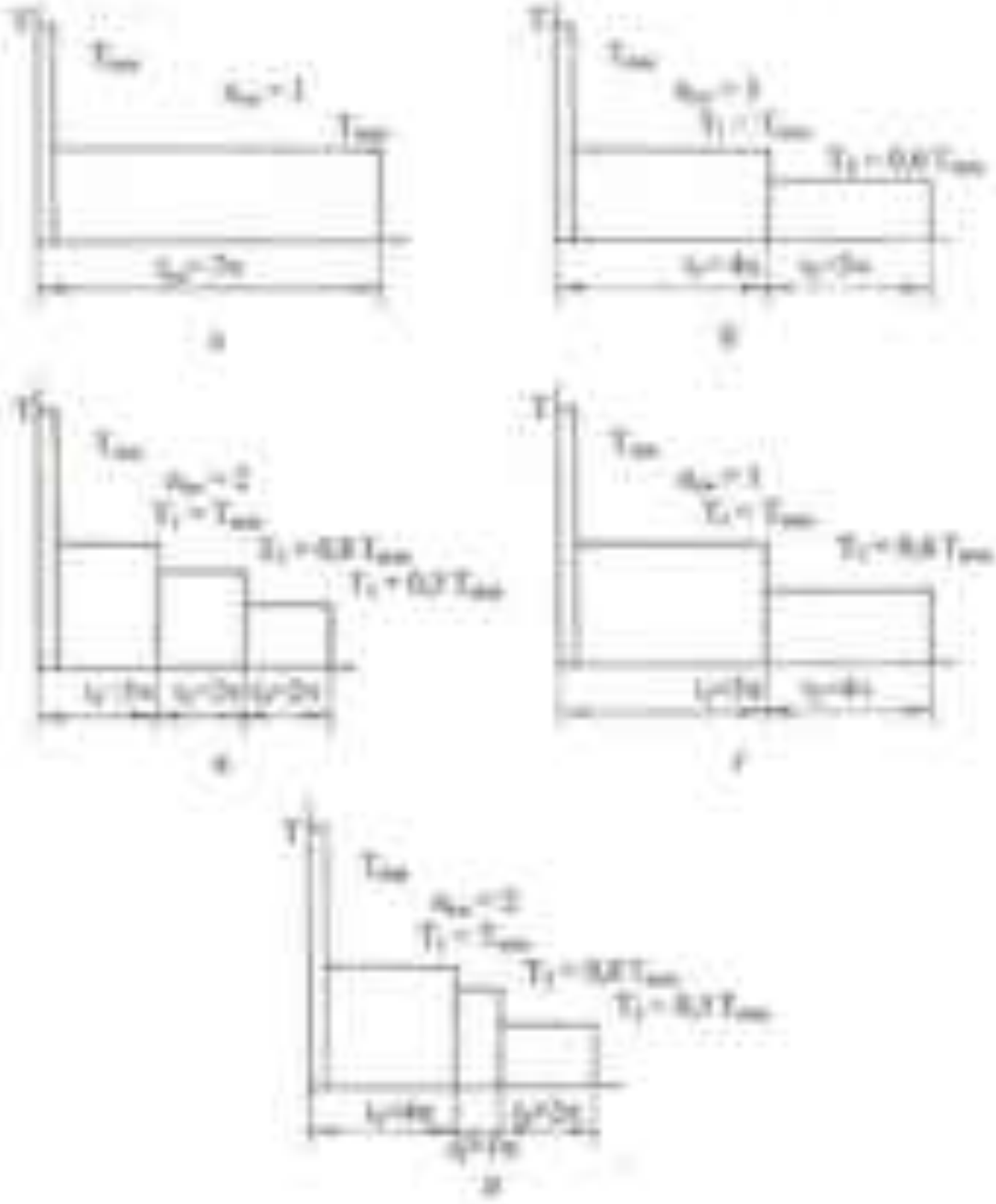


Рис. 2.7

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. ГОСТ 2.106-96. ЕСКД. Текстовые документы. – М.: Изд-во стандартов, 1997.

2. Дунаев П.Ф., Леонов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Высш. шк., 1998.

3. Тарутин Б.М., Аксенчукова Л.Н. Расчет и курсовое проектирование деталей машин. Ч. 2. – Екатеринбург: Изд-во УрГУПС, 2005.

4. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. – М.: Высш. шк., 1991.

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по учебно-методическому комплексу
_____ С.А.Упоров

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА Б1.В.09.02 ДЕТАЛИ МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ

Специальность –
21.05.04 Горное дело
Специализация –

Мехатроника и робототехника промышленных комплексов

Авторы: Таугер В.М.

Одобрена на заседании кафедры	Рассмотрена методической комиссией факультета
Технической механики	Горно-механического
(название кафедры)	*(название факультета)*
Зав. кафедрой _____	Председатель _____
(подпись)	*(подпись)*
Волков Е.Б.	Осипов П.А.
(Фамилия И.О.)	*(Фамилия И.О.)*
Протокол № 1 от 15.09.2023	Протокол № 2 от 20.10.2023
(Дата)	*(Дата)*

Екатеринбург

Изложены современные методы расчёта и конструирования деталей машин, содержатся сведения, необходимые для курсового проектирования. Подробно рассмотрены выбор электродвигателя, определение передаточного числа и разбивка его по ступеням, вычисление кинематических и силовых параметров привода. Приводятся рекомендации по проектному и проверочному расчёту зубчатых передач, проектному и проверочному расчёту валов, подбору подшипников по динамической грузоподъёмности и проверочному расчёту шпонок.

Методические материалы предназначены для студентов специальности для студентов специальности 21.05.04 Горное дело, специализация «Мехатроника и робототехника промышленных комплексов».

1. РАСЧЁТ ЗАКРЫТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

1.1 Общие положения

Зубчатые передачи составляют наиболее распространенную и важную группу механических передач. Их применяют в широком диапазоне областей и условий работы: от приборов до самых тяжелых машин, для передачи крутящих моментов до миллиона Нм**,** с диаметром колес от долей миллиметра до десяти и более метров. Наибольшее распространение имеют передачи с цилиндрическими колесами, как наиболее простые в изготовлении и эксплуатации, надежные и малогабаритные. Методика расчета на прочность эвольвентных цилиндрических передач, рассматриваемая в данном пособии, основана на ГОСТ 21354-87. При этом введены некоторые упрощения, мало влияющие на результаты расчетов для большинства случаев практики. Так, например, в расчетных формулах не учитываются некоторые коэффициенты, равные единице или очень близкие к ней.

За основную систему в методическом пособии принята Международная система СИ.

Объектами курсового проектирования обычно являются приводы различных машин и механизмов, использующие большинство деталей и узлов общемашиностроительного применения.

Студент, получив индивидуальное задание на курсовой проект, должен, прежде всего, ознакомиться с назначением, устройством, принципом действия и условиями работы той машины, привод которой он должен рассчитать и спроектировать. Затем он должен составить кинематическую схему привода или всего механизма.

После этого студент переходит к расчету привода. При этом рекомендуют следующий порядок расчета:

1) выбор электродвигателя по требуемой номинальной мощности, заданной частоте вращения и условиям работы;

2) определение общего передаточного числа привода и разбивка его по ступеням, если редуктор двух - или трехступенчатый или если привод состоит из редуктора и открытой передачи;

3) выбор материалов для шестерни и колеса;

4) определение допускаемых напряжений;

5) определение крутящих моментов на шестерне и колесе рассчитываемой ступени;

6) проектировочный расчет передачи;

7) уточнение размеров передачи;

8) проверочный расчет на выносливость по контактным напряжениям (закрытые передачи);

9) проверочный расчет по напряжениям изгиба;

10) проверка прочности зубьев при перегрузках (при действии пиковых нагрузок).

В двухступенчатых цилиндрических редукторах в указанном порядке производится расчет одной ступени, чаще тихоходной. Затем в соответствии с ГОСТ 2185-66 выбираются размеры второй ступени и производится проверочный расчет.

Если задан коническо-цилиндрический редуктор, то первой рассчитывают коническую ступень, а затем цилиндрическую.

Если привод состоит из закрытой передачи (редуктора) и открытой цилиндрической передачи, то вначале рассчитывают закрытую передачу, а затем – открытую; открытая зубчатая пара рассчитывается на выносливость по напряжениям изгиба в указанном выше порядке.

После расчета передачи студенты переходят к расчету валов и подбору подшипников.

1.2 Выбор электродвигателя

В проектных заданиях по курсу деталей машин разрабатываются, как правило, приводы к машинам, работающим с малоизменяющейся нагрузкой, поэтому электродвигатели можно подбирать непосредственно по каталогу без проверки на нагрев. Требуемую номинальную мощность P на тихоходном валу определяют по проектной нагрузке. Например, для конвейера при заданном тяговом усилии F и скорости ленты v, при установившемся режиме P находят по формуле

$$P = \frac{F \cdot v}{1000}, \text{ кВт.} \qquad (1.1)$$

Если известен крутящий момент T на приводном валу и угловая скорость его ω, рад/с (n, об/мин), то требуемая номинальная мощность вычисляют по формуле

$$P = \frac{T \cdot \omega}{1000}, \text{ кВт} \text{ или } P = \frac{T \cdot n}{9550}, \text{ кВт,} \qquad (1.2)$$

где T – в Нм.

Требуемая номинальная мощность двигателя $P_{\text{дв.}}$ определяют по формуле

$$P_{\text{дв}} = \frac{P}{\eta},$$

(1.3)

где η - общий коэффициент полезного действия привода, равный произведению

частных КПД:

$$\eta=\eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \ldots \cdot \eta_n. \quad (1.4)$$

Значения КПД для различных типов передач приведены в табл. 1.1.

После того, как найдена требуемая номинальная мощность электродвигателя $P_{\text{дв}}$, выбирают тип и марку двигателя, для чего можно воспользоваться рекомендациями [2].

Таблица 1.1

Приближенные значения КПД передач с учетом потерь в подшипниках качения

<table>
<tr><td rowspan="2">Наименование</td><td colspan="2">Закрытые передачи при жидкой смазке</td><td rowspan="2">Открытые передачи</td></tr>
<tr><td>6-й и 7-й степени точности</td><td>8-й и 9-й степени точности</td></tr>
<tr><td>Одна ступень зубчатого редуктора цилиндрическая</td><td>0,99…0,98</td><td>0,975…0,97</td><td>0,96…0,95</td></tr>
<tr><td>Одна ступень зубчатого редуктора коническая</td><td>0,98…0,96</td><td>0,96…0,95</td><td>0,95…0,94</td></tr>
<tr><td rowspan="3">Одна ступень червячного редуктора</td><td colspan="3">При числе заходов червяка</td></tr>
<tr><td>1</td><td>2</td><td>3</td></tr>
<tr><td>0,7…0,75</td><td>0,75…0,82</td><td>0,87…0,92</td></tr>
<tr><td rowspan="2">Цепная передача</td><td colspan="2">Закрытая</td><td>Открытая</td></tr>
<tr><td colspan="2">0,96…0,98</td><td>0,92…0,94</td></tr>
<tr><td>Ременная передача</td><td colspan="3">0,96-0,97</td></tr>
<tr><td>Подшипники качения (одна пара)</td><td colspan="3">0,99</td></tr>
<tr><td>Муфта соединительная</td><td colspan="3">0,98</td></tr>
</table>

В курсовых проектах по деталям машин, как правило, следует выбирать трехфазные асинхронные электродвигатели серии АИР. Принятый ряд мощностей соответствует ГОСТ 13267-73. Габаритные, установочные и присоединительные размеры регламентированы ГОСТ 18709-73.

Трехфазные асинхронные электродвигатели общего применения имеют следующее обозначения:

АИ – вид двигателя (асинхронный) новой серии стран Интер-электро;

– третья буква – вариант привязки мощностей и установочных размеров:

P – привязка по I варианту,

C – привязка по II варианту:

I вариант – привязка в соответствии с *PC*-3031-71 для асинхронных двигателей с высотами оси вращения 45-355 мм и степенями защиты *IP*44 (*IP*54) и (*IP*23), предназначенных для внутренних поставок и поставок на экспорт;

II вариант – привязка в соответствии с нормами *CENELEK-DOKUMENT* 28/64 для асинхронных двигателей с высотами оси вращения 56-315 мм и степенью защиты *IP*44 (*IP*54), предназначенных только для поставок на экспорт.

В обозначение марки двигателя входят также цифры, первая из которых относится к высоте оси вращения, мм (две или три цифры); установочный размер по длине станины: буквы *S*, *M* или *L* (меньший, средний или больший); число полюсов (одна или две цифры); климатическое исполнение и категория размещения.

1.3. Допускаемые напряжения

1.3.1.Допускаемые контактные напряжения при расчете на выносливость

Стали, рекомендуемые для зубчатых колес, виды их термообработки и механические характеристики приведены в табл. 2.2, часть 1.

Допускаемые контактные напряжения определяют по формуле

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim b}}{S_H} K_{HL}, \qquad (1.5)$$

где σ_{Hlimb} – базовый предел контактной выносливости поверхности зубьев, соответствующих базовому числу циклов перемены напряжений N_{HO}; S_H – коэффициент безопасности; K_{HL} – коэффициент долговечности.

Предел контактной выносливости – контактная прочность, а следовательно, базовый предел контактной выносливости σ_{Hlimb} и базовое число цик-

лов N_{HO} определяется в основном твердостью рабочих поверхностей зубьев (см. табл.1.2 и в части 1 табл. 2.3).

Коэффициент безопасности рекомендуется принимать: S_H = 1,1 – при нормализации, улучшении или объемной закалке зубьев (однородная структура по объему); S_H = 1,2 – при поверхностной закалке, цементации, азотировании (неоднородная структура по объему).

Коэффициент долговечности $К_{HL}$ учитывает влияние срока службы и режима нагрузки передачи и определяют по формуле

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}\ , \qquad (1.6)$$

где N_{HO} – базовое число циклов перемены напряжений, соответствующее длительному пределу выносливости (см. часть 1, табл. 2.3); N_{HE} – эквивалентное число циклов перемены напряжений.

Таблица 1.2

Приближенные значения пределов контактной выносливости

Способ термической или химико-термической обработки стали	Твердость поверхности зубьев	Группа стали	σ_{Hlimb}, МПа
Нормализация или улучшение	$HB_{ср} \le 350$	Углеродистые или легированные	$2HB_{ср} + 70$
Объемная закалка	$HRC_{ср}$ 38…50		18 $HRC_{ср}$+150
Закалка ТВЧ	$HRC_{ср}$ 40…56		17 $HRC_{ср}$+200
Цементация	$HRC_{ср}$ 54…64	Легированные	$23HRC_{ср}$
Азотирование	$HV_{ср}$550…750		$1{,}5HV_{ср}$
Примечание: в расчетах принимают средние значения твёрдости в пределах допускаемого отклонения.			

При постоянном режиме нагрузки

$$N_{HE} = 60nct, \qquad (1.7)$$

где n – частота вращения того из колес, по материалу которого определяют допускаемые напряжения, об/мин; c – число зацеплений зуба за один оборот колеса (равно числу колес, находящихся в зацеплении с рассчитываемым); t – чи-сло часов работы передачи за расчетный срок службы.

При переменных режимах нагрузки (см., например, циклограмму, изображенную на рис. 1.1).

$$N_{HE} = 60c\sum(\frac{T_i}{T_1})^3 n_i t_i ,$$

(1.8)

где T_i – момент, соответствующий i-ой ступени циклограммы нагружений; n_i, t_i – соответствующие этим моментам частота вращения и время работы; T_1 – максимальный из моментов, учитываемых при расчете на выносливость.

Предельные значения K_{HL} ограничиваются. Для стальных колес $K_{HL}\leq 2{,}6$ при объемном упрочнении и $K_{HL}\leq 1{,}8$ при поверхностном упрочнении. При $N_{HO}/N_{HE}<1$ коэффициент долговечности $K_{HL} = 1$.

Для прямозубых передач, а также для косозубых передач с небольшой разностью твердости зубьев шестерни и колеса за расчетное принимается меньшее из двух допускаемых напряжений, определяемых по материалу шестерни $[\sigma_H]_1$ и колеса $[\sigma_H]_2$.

Для косозубых передач, у которых твердость зубьев шестерни значительно выше твердости зубьев колеса (например, шестерня $HB\geq 400$, колесо $HB\leq 320$), за расчетное принимают $[\sigma_H] = 0{,}45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) \geq [\sigma_H]_{min}$, но не более $1{,}25[\sigma_H]_{min}$ (меньшего из двух значений).

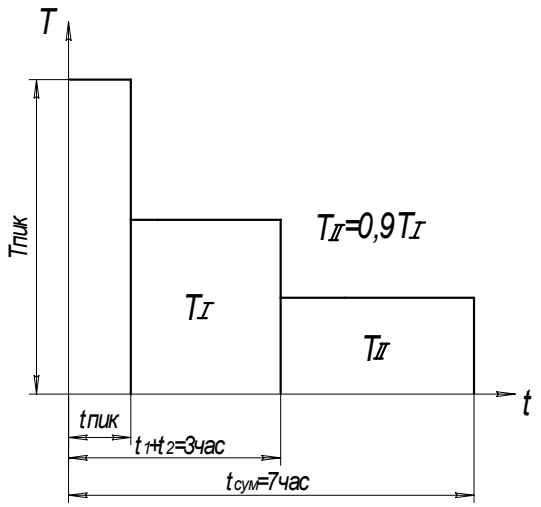


Рис.1.1. График сменной нагрузки

Пример

График сменной нагрузки приведён на рис.1.1. Срок службы передачи – $T_{сл}$=10 лет, рабочих дней в году $n_{рд}$= 240, работа в три смены $n_{см}$=3, частота вращения шестерни 119 об/мин, частота вращения колеса 47,6 об/мин.

При переменном режиме нагрузки число циклов равно

$$N_{\text{НЕ}} = 60 \cdot n_{\text{i}} \cdot c \cdot n_{\text{см}} \cdot n_{\text{рд}} \cdot T_{\text{сл}} \cdot [(\frac{T_1}{T_1})^3 \cdot t_1 + (\frac{0{,}9T_1}{T_1})^3 \cdot t_2];$$

для шестерни $N_{\text{НЕ1}} = 60 \cdot 1 \cdot 119 \cdot 3 \cdot 240 \cdot 10 \cdot (1 \cdot 3 + 0{,}9^3 \cdot 4) = 3{,}04 \cdot 10^8$;

для колеса $N_{\text{НЕ2}} = 60 \cdot 1 \cdot 47{,}6 \cdot 3 \cdot 240 \cdot 10 \cdot (1 \cdot 3 + 0{,}9^3 \cdot 4) = 1{,}22 \cdot 10^8$.

1.2.2. Допускаемые напряжения изгиба при расчете на выносливость

Допускаемые напряжения изгиба при расчете на выносливость определяются по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim b}}{S_F} K_{FC} \cdot K_{FL},$$

(1.9)

где σ_{Flimb} – базовый предел выносливости зубьев по излому от напряжений изгиба (рекомендации по выбору его, выработанные на базе экспериментальных исследований на зубчатых колесах, приведены в таблице 1.3); S_F – коэффициент безопасности (рекомендуется S_F = 1,7…2,2, верхнее значение для литых заготовок); K_{FC} – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки (K_{FC} = 1 – односторонняя нагрузка; K_{FC} = 0,8…0,7 – реверсивная нагрузка, большие значения при *HB*>350); K_{FL} – коэффициент долговечности.

Таблица 1.3

Значения пределов выносливости зубьев по напряжениям изгиба

Способ термической или химико-термической обработки зубьев	Твердость зубьев		Группа стали	$\sigma_{Flimb,}$ МПа
	поверхности	сердцевины		
Нормализация	180 … 350 *HB*		Углеродистая и легированные (40, 45, 50, 40Х, 40ХН и др.)	260+*HB*
Улучшение				
Объемная закалка	45 … 55 *HRC*		Легированная (40Х, 40ХН, 40ХФА и др.)	550…600
Азотирование	55…67 *HRC*	24…40 *HRC*	Легированные (40Х, 40ХФА и др.)	43…19 *HRC*

Цементация	55…63 *HRC*	30…45 *HRC*	Легированные (20Х, 12ХН3А, 25ХГТ и др.)	750…850
Примечание: в расчете принимают средние значения твёрдости в пределах допускаемого отклонения.				

При $HB \leq 350$, а также для зубчатых колес со шлифованной переходной поверхностью зубьев

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} . \quad (1.10)$$

Значения K_{FL} ограничены пределами $1 \leq K_{FL} \leq 2$.

При $HB > 350$, а также для зубчатых колёс с нешлифованной переходной поверхностью зубьев

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} . \quad (1.11)$$

В (1.10) и (1.11) N_{FO} – базовое число циклов перемены напряжений; $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ для всех сталей.

Значения K_{FL} в этом случае ограничены пределами $1 \leq K_{FL} \leq 1{,}6$.

При постоянном режиме нагрузки эквивалентное число циклов N_{FE} – определяют по формуле (1.7). При переменном режиме нагрузки – по аналогии с формулой (1.8)

$$N_{HE} = 60c \sum \left(\frac{T_i}{T_1}\right)^m n_i t_i . \quad (1.12)$$

Показатель степени рекомендуется принимать: $m = 6$ для нормализованных и улучшенных сталей, а также при поверхностном упрочнении, если переходная поверхность шлифуется; $m = 9$ для закаленных сталей.

1.4. Распределение передаточного числа

Передаточное число привода $u_{пр}$ определяют как частное от деления угловой скорости (частоты вращения) вала двигателя $\omega_{дв}$ ($n_{дв}$) на угловую скорость (частоту вращения) рабочего органа $\omega_{р.о}$ ($n_{р.о}$):

$$u_{пр} = \frac{\omega_{дв}}{\omega_{р.о}} = \frac{n_{дв}}{n_{р.о}} . \quad (1.13)$$

Вал двигателя муфтой связан с быстроходным валом редуктора; вал, на котором расположен рабочий орган, связан соединительной муфтой с тихоходным валом редуктора.

Угловая скорость рабочего органа $\omega_{р.о}$, например, барабана (механизмов подъема, лебедки или ленточного конвейера), звездочки цепного конвейера, хо-дового колеса механизмов передвижения, может быть определена так

$$\omega_{р.о} = \frac{2v}{D},\ \text{рад/с},$$

где v – линейная скорость цепи, ленты, каната и т.д.; D – диаметр барабана, звездочки, ходового колеса и т.п.

Если привод, кроме закрытой зубчатой передачи, включает в себя еще ре-менную, цепную или открытую зубчатую, то передаточное число редуктора определяют как частное от деления передаточного числа привода $u_{пр}$ на передаточное число ременной, цепной или открытой зубчатой передачи

$$u = \frac{u_{пр}}{u_{рем(ц.п)}}. \quad (1.14)$$

Значения номинальных передаточных чисел цилиндрических редукторов по ГОСТ 2185-66 приведены в табл. 1.4.

По массогабаритным показателям передачи невыгодно выполнять одноступенчатые передачи с большими передаточными отношениями. При $u \geq 8$ рекомендуют перейти к двухступенчатому, а при $u \geq 45$ – к трехступенчатому редуктору. Максимальное передаточное число трехступенчатого редуктора равно 315.

Масса и габариты редуктора зависят от того, как распределено передаточное отношение по ступеням.

Уменьшать габариты и массу редуктора можно за счёт термообработки колёс до высокой твёрдости, особенно в крупносерийном производстве. При высокой твёрдости зубьев встречаются случаи, когда главным критерием работоспособности становится прочность не по контактным, а по изгибным напряжениям.

Число ступеней можно определить по табл. 1.4, исходя из общего передаточного числа редуктора.

Таблица 1.4

Номинальные передаточные числа цилиндрических редукторов (ГОСТ 2185-66)

Тип редуктора	Номинальные передаточные числа

Одноступенчатый	1 ряд	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15
	2 ряд	1,12	1,4	1,8	2,24	2,8	3,55
	1 ряд	4,0	5,0	6,3	8,0	10,0	12,5
	2 ряд	4,5	5,6	7,1	9,0	11,2	
Двухступенчатый	1 ряд	6,3	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0
	2 ряд	7,1	9,0	11,2	14,0	18,0	22,4
	1 ряд	25,0	31,5	40,0	50,0	63,0	-
	2 ряд	28,0	35,5	45,0	56,0	-	-
Трехступенчатый	1 ряд	31,5	40,0	50,0	63,0	80,0	100
	2 ряд	35,5	45,0	56,0	71,0	90,0	112
	1 ряд	125	160	200	250	315	400
	2 ряд	140	180	224	280	355	-

Так как тихоходная ступень нагружена больше, чем быстроходная, то передаточное отношение второй (тихоходной) ступени рекомендуют брать меньше, чем первой (быстроходной). Рекомендуется также для соосного редуктора увеличивать коэффициент ширины колёс ψ_{ba} от быстроходной к тихоходной ступени.

ГОСТ 2185-66 допускает максимальное отклонение от номинального передаточного числа для одноступенчатых редукторов: $\Delta u = \pm 2{,}5\%$ при $u \le 4{,}5$ и $\Delta u = \pm 4\%$ при $u > 4{,}5$. Для двух- и трехступенчатых редукторов при всех значениях передаточного числа u отклонение не более чем на $\Delta u = \pm 4\%$.

Для распределения передаточного числа между ступенями можно пользоваться табл. 1.5-1.8.

Таблица 1.5

Передаточные числа ступеней косозубо-прямозубых трехосных редукторов ($a_{wт}/a_{wб}=1{,}4$)

Параметр	Передаточное число редуктора							
u	10	11,2	12,5	14	16	18	20	22,4 и более
$u_б$	4,5	5		5,6	6,3		7,1	8
$u_т$	2,24		2,5			2,8		u/8

Таблица 1.6

Передаточные числа ступеней косозубо-прямозубых

соосных редукторов ($\psi_{ba\text{т}} = 2{,}5\psi_{ba\text{б}}$)

Параметр u	Передаточное число редуктора										
	10	11,2	12,5	14	16	18	20	22,4	25	28	31,5 и более
$u_{\text{б}}$	5		5,6		6,3		7,1	8	9		10
$u_{\text{т}}$	2	2,24		2,5		2,8				3,15	$u/u_{\text{б}}$

Таблица 1.7

Передаточные числа ступеней косозубых или прямозубых трехосных редукторов ($a_{w\text{т}} / a_{w\text{б}} = 1{,}4$)

Параметр u	Передаточное число редуктора										
	10	11,2	12,5	14	16	18	20	22,4	25	28	31,5
$u_{\text{б}}$	3,55	4		4,5	5	5,6		6,3	7,1		8
$u_{\text{т}}$	2,8		3,15				3,55			4	

Таблица 1.8

Передаточные числа ступеней косозубых или прямозубых соосных редукторов ($\psi_{ba\text{т}} / \psi_{ba\text{б}} = 2$)

Параметр u	Передаточное число редуктора										
	10	11,2	12,5	14	16	18	20	22,4	25	28	31,5
$u_{\text{б}}$	4,5		5	5,6		6,3	7,1		8	9	
$u_{\text{т}}$	2,24	2,5			2,8			3,15			3,55

В табл. 1.5-1.8 $\psi_{ba\text{т}}$, $\psi_{ba\text{б}}$ – коэффициенты ширины соответственно тихоходной и быстроходной ступеней.

1.5. Проектный расчет на контактную выносливость

1.5.1. Межосевое расстояние

После определения вращающих моментов и частот вращения валов выполняют основной проектный расчёт зубчатых передач, который служит для предварительного определения размеров передачи.

Ориентировочное значение **межосевого расстояния** (a_w) определяют по формуле

$$a_w = K_a(u \pm 1)\sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{u^2 \psi_{ba}[\sigma_H]^2}}\ , \text{ мм,}$$

(1.15)

где K_a – вспомогательный коэффициент (для прямозубых передач K_a = = 495 МПа$^{1/3}$, для косозубых и шевронных передач K_a = 430 МПа$^{1/3}$); T_2 – крутящий момент на колесе, Нм; $\psi_{ba} = \frac{b_w}{a_w}$ – коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния.

Знак «+» в (1.15) соответствует внешнему зацеплению, знак «–» – внутреннему.

Одним из важных геометрических параметров передачи является также коэффициент относительной ширины шестерни ψ_{bd} , связанный с ψ_{ba} следующим образом:

$$\psi_{bd} = \frac{\psi_{ba}(u+1)}{2}\ .$$

(1.16)

Увеличение $\psi_{bd}(\psi_{ba})$, или относительной ширины колес, позволяет умень-шить габариты и массу передачи, но требует повышенной жесткости и точности конструкции. В противном случае появится значительная неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца.

Значения коэффициента ψ_{ba} установлены ГОСТ 2185-66: 0,100; 0, 125; 0,160; 0,200; 0,250; 0,315; 0,400; 0,500; 0,630; 0,800; 1,0; 1,25.

Рекомендуется применять следующие значения коэффициента ширины: ψ_{ba} = 0,25…0,5 – для прямозубых редукторов общего назначения, ψ_{ba} = = 0,2…0,4 – для косозубых редукторов общего назначения, ψ_{ba} = 0,5…0,63 – для редукторов с шевронными колёсами; $\psi_{ba} \le 0{,}25$ – для раздвоенных ступеней шевронных редукторов и быстроходных ступеней соосных редукторов. При выборе коэффициента ψ_{bd} можно пользоваться рекомендациями табл. 1.9.

Таблица 1.9

Рекомендуемые значения коэффициентов ширины

Расположение колеса относительно опор	Рекомендуемые значения	Твердость рабочих поверхностей зубьев	
		$HB_2 \le 350$ или HB_1 и $HB_2 \le 350$	HB_1 и $HB_2 > 350$
Симметричное	ψ_{ba}	0,25…0,5	0,25…0,315
	ψ_{bd}	0,8…1,6	0,4…0,9

Несимметричное	ψ_{ba}	0,25…0,4	0,2...0,25
	ψ_{bd}	0,6…1,2	0,3…0,65
Консольное	ψ_{ba}	0,2…0,25	0,15…0,2
	ψ_{bd}	0,3…0,7	0,2…0,5
Примечание: для шевронных передач ψ_{ba} увеличивается в 1,1…1,4 раза; для подвижных колес коробок передач ψ_{ba} = 0,1…0,2.			

Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца ($K_{H\beta}$), принимается в зависимости от ψ_{bd} по таблице 1.10.

Полученное межосевое расстояние следует округлить до ближайшего стандартного (ГОСТ 2185-66), для одноступенчатого редуктора по табл.1.11 и для двухступенчатого - по табл.1.12.

Таблица 1.10

Значение коэффициентов $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$, учитывающих неравномерность распределения нагрузки по ширине венца

Относительная ширина колеса ψ_{bd}	Симметричное расположение шестерни относительно опор				Шестерня расположена несимметрично относительно опор								Консольное расположение одного из колес			
					весьма жесткий вал				менее жесткий вал							
	$K_{H\beta}$		$K_{F\beta}$		$K_{H\beta}$		$K_{F\beta}$		$K_{H\beta}$		$K_{F\beta}$		$K_{H\beta}$		$K_{F\beta}$	
	при твердости рабочих поверхностей зубьев НВ				при твердости рабочих поверхностей зубьев НВ				при твердости рабочих поверхностей зубьев НВ				при твердости рабочих поверхностей зубьев НВ			
	>350	<350	>350	<350	>350	<350	>350	<350	>350	<350	>350	<350	>350	<350	>350	<350
0,2	1,0	1,0	1,0	1,0	1,01	1,0	1,02	1,01	1,06	1,02	1,1	1,05	1,15	1,07	1,25	1,13
0,4	1,01	1,0	1,03	1,01	1,05	1,02	1,07	1,04	1,12	1,05	1,2	1,12	1,35	1,15	1,55	1,28
0,6	1,03	1,01	1,05	1,02	1,09	1,04	1,13	1,07	1,20	1,08	1,3	1,17	1,60	1,24	1,90	1,50
0,8	1,06	1,03	1,08	1,05	1,14	1,06	1,20	1,11	1,27	1,12	1,44	1,23	1,85	1,30	2,30	1,70
1,0	1,10	1,04	1,15	1,08	1,18	1,08	1,27	1,15	1,37	1,15	1,57	1,32				
1,2	1,13	1,05	1,18	1,10	1,25	1,10	1,37	1,20	1,50	1,18	1,72	1,40				
1,4	1,15	1,07	1,25	1,13	1,32	1,13	1,50	1,25	1,60	1,23	1,85	1,50				
1,6	1,20	1,08	1,30	1,16	1,40	1,16	1,60	1,32	-	1,28	-	1,60				

Таблица 1.11

Одноступенчатые редукторы, a_w, мм

1 ряд	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000
2 ряд	–	71	90	112	140	180	224	280	355	450	560	710	900	1120

Таблица 1.12

Двухступенчатые редукторы, a_w, мм

Быстроходная ступень $a_{wб}$	50	63	80	100	112	125	140	160	180
Тихоходная ступень $a_{wт}$	63	80	112	140	160	180	200	224	250
Быстроходная ступень $a_{wб}$	200	224	250	280	315	355	400	450	500
Тихоходная ступень $a_{wт}$	280	315	355	400	450	500	560	630	710

1.5.2. Выбор модуля и числа зубьев

Основными параметрами передачи являются межосевое расстояние a_w, ширина зубчатого венца колеса b_w (в последнее время используется обозначение b_2), модуль m и число зубьев шестерни z_1 и колеса z_2, передаточное число u.

Значение **модуля** (для косозубых передач – нормального модуля) рекомендуется принимать в пределах $m(m_n) = (0{,}01 \div 0{,}02)\, a_w$.

Полученное значение модуля m округляется до стандартного (табл.1.13). Для силовых передач рекомендуется принимать $m \geq 1{,}5$мм.

Затем определяют **суммарное число зубьев** $z_c = z_1 + z_2$ для прямозубых передач по формуле

$$z_c = \frac{2a_w}{m}, \qquad (1.17)$$

для косозубых и шевронных

$$z_c = \frac{2a_w \cos\beta}{m_n}, \qquad (1.18)$$

где β - угол наклона зубьев, рекомендуется для косозубых колес β = 8… 15°, для шевронных – β = 25… 40° .

Таблица 1.13

Значения модулей m (m_n) по ГОСТ 9563-60, мм

1 ряд	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12
2 ряд	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14

Чтобы избежать нарезания колес со смещением, значения модуля выбирают таким, чтобы z_c в формулах (1.17) и (1.18) было целым числом и $z_1 \geq z_{min}$. У косозубых и шевронных передач можно при этом варьировать значением угла β.

Число зубьев шестерни определяют по формуле

$$z_1 = \frac{z_c}{u+1} \ . \qquad (1.19)$$

Минимальное число зубьев для прямозубых колес составляет $z_{rnin} = 17$, для косозубых и шевронных – $z_{min} = 17cos^3\ \beta$.

При числе зубьев шестерни z_1 меньше z_{min} необходимо применять передачи со смещением. Коэффициент смещения при этом определяют:

для прямозубой шестерни

$$x_1 = \frac{17 - z_1}{17} \ , \qquad (1.20)$$

для косозубой шестерни

$$x_1 = \frac{17\cos^3\beta - z_1}{17} \ . \qquad (1.21)$$

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_c - z_1.$$

После определения z_1 и z_2 уточняют передаточное число **u** .

Фактическое передаточное число

$$u_ф = \frac{z_2}{z_1} \ . \qquad (1.22)$$

Отклонение от заданного числа u

$$\Delta u = \frac{u_ф - u}{u_1} 100 \ , \% . \qquad (1.23)$$

Передачи со смешением могут применяться и в случае, когда необходимо иметь определенное значение модуля m при стандартном значении межосевого расстояния a_w. Суммарное значение коэффициента смещения $x_\Sigma = x_1 + x_2$ определяется по формуле

$$x = x_1 + x_2 = \frac{(z_1 + z_2)(\text{inv}\alpha_{tw} - \text{inv}\alpha_t)}{2\text{tg}\alpha}; \qquad (1.24)$$

$$\cos\alpha_{\text{tw}} = \frac{(z_1 + z_2)\text{m}_\text{n}\cos\alpha_\text{t}}{2a_w\cos\beta}; \qquad (1.25)$$

$$\text{tg}\,\alpha_t = \frac{\text{tg}\alpha}{\cos\beta}, \qquad (1.26)$$

где $\alpha_{tw} = 20°$– угол зацепления; α_t – угол профиля; α – угол профиля зуба рейки.

Значения инволют углов выбираются по таблицам, которые в данном пособии не приводятся.

При необходимости нарезать со смещением можно или только шестерню (при положительном x_Σ), или только колесо (при отрицательном x_Σ).

Диаметры начальных, делительных окружностей, окружностей вершин зубьев и впадин вычисляются по формулам, приведённым ранее (см. часть 1, стр.43).

1.5.3. Определение ширины колеса

Рабочая ширина венца зубчатого колеса определяется по формуле

$$b_w = \psi_{ba} \cdot a_\text{w} \ . \qquad (1.27)$$

Полученное значение b_w округляется до ближайшего стандартного по ГОСТ 6636-69 ряд R_a 40 (см. приложение 2).

В открытых передачах ширина колеса определяется по формуле

$$b_w = \psi_{bd} \cdot d_1 \ . \qquad (1.28)$$

Ширина шестерни b_1 для компенсации неточностей сборки выполняется несколько больше, примерно на 5…10 мм ширины колеса. Но при проверочном расчете подставляется величина b_w.

1.6. Проверочный расчет на выносливость по контактным напряжениям

После уточнения размеров передачи производится проверочный расчет по формуле

$$\sigma_H = 22{,}4 Z_H Z_M Z_\varepsilon \frac{1}{a_w} \sqrt{\frac{T_1}{b_w} \frac{(u \pm 1)^3}{u} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}} \le [\sigma_H]. \qquad (1.29)$$

Величина расчетных контактных напряжений одинакова для шестерни и колеса, поэтому расчет выполняют для того из колес пары, у которого меньше допускаемое напряжение $[\sigma_H]$.

В формулу (1.29) крутящий момент T_1 подставляется в Нм, a_w и b_w в мм.

Рассмотрим величины, входящие в эти формулы:

- Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев

$$Z_H = \sqrt{\frac{2\cos^2\beta}{\sin 2\alpha_w}} \; ; \qquad (1.30)$$

при $x_1 = 0$ и $x_\Sigma = 0$, $\alpha_w = \alpha = 20^o$, следовательно, $Z_н = 1{,}77\cos\beta$; для прямозубой передачи $\beta = 0$ и $Z_н = 1{,}77$;

- $Z_м$ – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес; для стальных колес $Z_м = 275 МПа^{1/2}$;
- Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, для прямозубых передач

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} \; ; \qquad (1.31)$$

для косозубых и шевронных передач при $\varepsilon_\beta \ge 0{,}9$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} \; ; \qquad (1.32)$$

$\varepsilon_\beta = \dfrac{b_w \sin\beta}{\pi m}$ – коэффициент осевого перекрытия; ε_α – коэффициент торцевого перекрытия; для передач без смещения

$$\varepsilon_\alpha = [1{,}88 - 3{,}2(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2})]\cos\beta \; , \qquad (1.33)$$

знак «+» в (1.33) соответствует внешнему зацеплению, знак «–» – внутреннему (для прямозубых передач рекомендуется $\varepsilon_\alpha \geq 1{,}2$, для косозубых – $\varepsilon_\alpha \geq 1$);

- $K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями; для прямозубых передач $K_{H\alpha} = 1$, для косозубых и шевронных $K_{H\alpha}$ выбирается по таблице 1.14;
- $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца (табл. 1.10);
- K_{Hv} – коэффициент динамической нагрузки, который выбирается в зависимости от степени точности передачи, твёрдости поверхности зубьев и окружной скорости (табл.1.16).

Таблица 1.14

Значения коэффициента $K_{H\alpha}$

Окружная скорость v, м/с	Степень точности			
	6	7	8	9
2,5	1,01	1,03	1,05	1,13
5	1,02	1,05	1,09	1,16
10	1,03	1,07	1,13	-
15	1,04	1,09	-	-
20	1,05	1,12	-	-
25	1,06	-	-	-

Вычисляют окружную скорость

$$v = \frac{\omega_1 d_{w1}}{2 \cdot 1000} = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60 \cdot 1000}, м/с. \qquad (1.34)$$

По окружной скорости, пользуясь таблицей 1.15, выбирают степень точности передачи.

1.7. Проверочный расчет на выносливость по напряжениям изгиба

Расчет выполняют по тому из зубчатых колес пары, у которого **меньше** отношение $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$.

Проверку зубьев на выносливость при изгибе выполняют по формуле

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta Y_\varepsilon \frac{2000 T_1 K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}}{b_w d_{w1} m(m_n)} \leq [\sigma_F]. \qquad (1.35)$$

Таблица 1.15

Рекомендации по выбору степени точности цилиндрических передач

Степень точности передач	Окружная скорость колес v, м/с	
	прямозубых	Косозубых
6	до 15	до 30
7	до10	до 15
8	до 6	до 10
9	до 2	до 4

Здесь крутящий момент T_1 в Нм; d_w, b_w и m (m_n) в мм .

- Y_F – коэффициент формы зуба, определяется по табл. 1.17, для эквивалентного числа зубьев;
- Y_β – коэффициент, учитывающий наклон зубьев; для прямозубых передач $Y_\beta = 1$; для косозубых и шевронных $Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140^0}$ и при $\beta > 42^0$ $Y_\beta = 0{,}7$;
- Y_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев; ориентировочно можно принимать $Y_\varepsilon = 1$;
- $K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями; для прямозубых передач и косозубых с $\varepsilon_\beta \le 1$ принимают $K_{F\alpha} = 1$, для косозубых с $\varepsilon_\beta > 1$ и шевронных передач

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n - 5)}{4\varepsilon_\alpha}\ ; \qquad (1.36)$$

где n – степень точности передачи;

- $K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, выбирается по табл. 1.10;
- K_{FV} – коэффициент динамической нагрузки (табл.1.16).

1.8. Проверочный расчёт прочности зубьев при перегрузках

Максимальные моменты (например, момент T_{max} на рис. 1.1.), неучтенные при расчете на выносливость, могут привести к статическому разрушению зубьев. Поэтому после определения размеров передачи по условию выносливости необходимо проверить на статическую прочность при перегрузках, если они заданы.

Для предотвращения остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя контактное напряжение σ_{Hmax} не должно превышать допускаемое напряжение $[\sigma_H]_{max}$.

Таблица 1.16

Значения коэффициентов K_{HV} и K_{FV}

Степень точности	Твердость зубьев	Коэффициенты	Скорость V, м/с					
			1	2	4	6	8	10
6	а	K_{HV}	1,03	1,06	1,12	1,17	1,23	1,28
			1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
		K_{FV}	1,06	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25
			1,02	1,04	1,07	1,10	1,15	1,18
	б	K_{HV}	1,02	1,04	1,07	1,10	1,15	1,18
			1,00	1,00	1,02	1,02	1,03	1,04
		K_{FV}	1,02	1,04	1,08	1,11	1,14	1,17
			1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
7	а	K_{HV}	1,04	1,07	1,14	1,21	1,29	1,36
			1,02	1,03	1,05	1,06	1,07	1,08
		K_{FV}	1,08	1,16	1,33	1,50	1,67	1,80
			1,03	1,06	1,11	1,16	1,22	1,27
	б	K_{HV}	1,03	1,05	1,09	1,14	1,19	1,24
			1,00	1,01	1,02	1,03	1,03	1,04
		K_{FV}	1,03	1,05	1,09	1,13	1,17	1,22
			1,01	1,02	1,03	1,05	1,07	1,08
8	а	K_{HV}	1,04	1,08	1,16	1,24	1,32	1,40
			1,01	1,02	1,04	1,06	1,07	1,08
		K_{FV}	1,10	1,20	1,38	1,58	1,78	1,96
			1,03	1,06	1,11	1,17	1,23	1,29
	б	K_{HV}	1,03	1,06	1,10	1,16	1,22	1,26
			1,01	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05
		K_{FV}	1,04	1,06	1,12	1,16	1,21	1,26
			1,01	1,02	1,03	1,05	1,07	1,08
9	а	K_{HV}	1,05	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50
			1,01	1,03	1,05	1,07	1,09	1,12
		K_{FV}	1,13	1,28	1,50	1,77	1,98	2,25
			1,04	1,07	1,14	1,21	1,28	1,35
	б	K_{HV}	1,04	1,07	1,14	1,21	1,28	1,35
			1,01	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05
		K_{FV}	1,04	1,07	1,14	1,21	1,27	1,34
			1,01	1,02	1,04	1,06	1,08	1,09

Примечания: 1) твёрдость поверхностей зубьев: а) $HB_1 \leq 350$, $HB_2 \leq 350$; $HRC_1 \geq 45$, $HB_2 \leq 350$; б) $HRC_1 > 45$, $HRC_2 > 45$;

2) верхние цифры указаны для прямозубых, нижние- для косозубых колёс.

Таблица 1.17

Значения коэффициента формы зуба Y_F при коэффициенте смещения x= 0

Эквивалентное число зубьев, $z_э$	Y_F	Эквивалентное число зубьев, $z_э$	Y_F	Эквивалентное число зубьев, $z_э$	Y_F	Эквивалентное число зубьев, $z_э$	Y_F	Эквивалентное число зубьев, $z_э$	Y_F
17	4,26	211	4,01	28	3,82	40	3,70	80	3,61
18	4,20	22	4,00	30	3,80	45	3,68	100	3,60
19	4,11	24	3,92	32	3,78	50	3,65	150	3,60
20	4,08	25	3,90	37	3,71	60	3,62	рейка	3,63
Примечание: $z_э$ – эквивалентное число зубьев, которое определяется для цилиндрического прямозубого колеса $z_э$=z; для цилиндрического косозубого колеса $z_э$= $z/\cos^3\beta$; для конического прямозубого колеса $z_э$=$z/\cos\delta$; для конического с круговым зубом $z_э$=$z/(\cos\delta\cos\beta_m)$.									

Максимальные контактные напряжения σ_{Hmax} при действии момента T_{max} можно определить по формуле

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max} P_{\text{пасп}}}{T P_{\text{дв}}}} \le [\sigma_H]_{max}, \qquad (1.37)$$

где σ_H – контактные напряжения по (1.29); T – номинальный момент, соответствующий нормально протекающему рабочему процессу; $P_{\text{пасп}}$ – мощность двигателя, указанная в его технических данных; $[\sigma_H]_{max}$ – предельное допустимое контактное напряжение ($[\sigma_H]_{max}$ = 2,8σ_T, где σ_T – предел текучести материала, – при нормализации, улучшении или объемной закалке зубьев; $[\sigma_H]_{max}$ =44HRC при цементации зубьев и закалке т.в.ч.; $[\sigma_H]_{max} \approx$ 35 HRC при азотировании зубьев).

Максимальные напряжения изгиба определяются по формуле

$$[\sigma_F]_{max} = \sigma_F \frac{T_{\max} P_{\text{пасп}}}{T P_{\text{дв}}} \le [\sigma_F]_{max}, \qquad (1.38)$$

где σ_F – напряжения изгиба по (1.35); $[\sigma_F]_{max}$ – предельное допустимое напряжение.

Предельно допускаемое напряжение изгиба [2]

$$[\sigma_{F\max}] = \frac{\sigma_{F\lim b} \cdot Y_{N\max} \cdot k_{ST}}{S_{ST}}, \qquad (1.39)$$

где $Y_{N\max}$ – максимально возможное значение коэффициента долговечности ($Y_{N\max}$ = 4 для сталей с объёмной термообработкой; $Y_{N\max}$ = 2,5 для сталей с поверхностной термообработкой); k_{ST} – коэффициент влияния частоты приложения пиковой нагрузки (в случае единичных перегрузок k_{ST} = 1,2…1,3, бóльшие значения – для объёмной термообработки; при многократном (порядка 1000) действии перегрузок k_{ST} = 1); S_{ST} – коэффициент запаса прочности (обычно S_{ST} = 1,75) [2].

Пример.

Проверочный расчет передачи на максимальные нагрузки

Ранее рассчитаны для двигателя $P_{\text{пасп}}$ = 4 кВт, $P_{\text{дв}}$ = 3,84 кВт, допускается кратковременная (пиковая) перегрузка T_{max} / T = 2,2. Определенные по формулам (1.29) и (1.35) напряжения σ_H = 387 МПа и σ_F = 72,8 МПа.

Определяем максимальные контактные напряжения от действия пиковой нагрузки

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{\left(\frac{T_{\max}}{T}\right)\cdot\left(\frac{P_{\text{дв.пасп}}}{P_{\text{дв.треб}}}\right)} = 387\sqrt{2,2\cdot\frac{4}{3,84}} = 586 \text{ МПа}.$$

Вычисляем предельно допускаемые контактные напряжения для колеса

$$[\sigma_{H\max}]_2 = 2,8\cdot 340 = 952 \text{ МПа}.$$

Условия прочности выполняются, т. к. $\sigma_{H\max} < [\sigma_{H\max}]_2$, $586 < 952$ МПа.

Определяем максимальные напряжения изгиба от действия пиковой нагрузки

$$\sigma_{F\max 1} = \sigma_{F1}\cdot\frac{T_{\max}}{T}\cdot\frac{P_{\text{дв.пасп}}}{P_{\text{дв.треб}}} = 72,8\cdot 2,2\cdot\frac{4}{3,84} = 167 \text{ МПа}.$$

Вычисляем предельно допускаемые напряжения изгиба для шестерни

$$[\sigma_{F\max}]_1 = \frac{476\cdot 4\cdot 1,3}{2} = 1238 \text{ МПа}.$$

Условия выполняются, т. к. $\sigma_{F\max 1} < [\sigma_{F\max}]_1$, $167 < 1238$ МПа.

В соответствии с расчетами передача всем условиям удовлетворяет.

1.9. Особенности расчёта открытых цилиндрических зубчатых передач

Расчёт открытой цилиндрической передачи производится на выносливость по напряжениям изгиба.

При проектном расчёте предварительно выбирают ψ_{bd} – коэффициент ширины колеса по табл. 1.9. С целью уменьшения шума в быстроходных передачах число зубьев шестерни z_1 рекомендуется принимать больше 25, а для тихоходных передач можно принимать меньше.

Расчёт производят шестерни по формуле

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_F}{z_1^{\,2} \psi_{bd} [\sigma_F]_1}} \quad ; \qquad (1.40)$$

где K_m – вспомогательный коэффициент, для прямозубых передач K_m =14, для косозубых и шевронных K_m =11,2.

Коэффициенты $K_{F\beta}$ и Y_{F1} выбираются так же как и для закрытых передач по табл.1.10 и табл.1.17.

Полученное значение модуля m округляют до ближайшего стандартного по ГОСТ 9563-60 (см.табл.1.13). Затем уточняют все остальные параметры передачи и производят проверочный расчёт по контактным напряжениям и по напряжениям изгиба.

2. РАСЧЕТ ЗАКРЫТОЙ КОНИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

2.1. Проектный расчет

2.1.1. Внешний делительный диаметр колеса

Определяется главный параметр - **внешний делительный диаметр** колеса d_{e2}, мм [5]:

$$d_{e2} \geq 1650 \sqrt[3]{u \cdot T_2 \cdot K_{H\beta} / (\vartheta_H [\sigma_H]^2)} \quad , \qquad (2.1)$$

где T_2 – крутящий момент на колесе, Н·м; $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца (для прирабатывающихся колес с прямыми зубьями $К_{Н\beta} = 1$, с круговыми зубьями $K_{H\beta} = 1{,}1$); ϑ_H - коэффициент ви-да конических колес (для прямозубых колес $\vartheta_H = 1$; для колес с круговыми зубьями $\vartheta_H = 1{,}85$ – при твердости колеса и шестерни ≤350 *HB* и $\vartheta_н = 1{,}5$ – при твердости колеса ≤350 *HB* и шестерни ≥45*HRC*).

Допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$ определяется так же, как и для цилиндрических передач.

Полученное значение внешнего делительного диаметра колеса d_{e2} для нестандартных передач округлить до ближайшего значения из ряда нормальных линейных размеров (приложение 1).

2.1.2. Внешнее конусное расстояние и углы делительных конусов

Внешнее конусное расстояние (R_e) определяется по формуле

$$R_e = d_{e2}/(2\sin\delta_2), \text{ мм}. \qquad (2.2)$$

Значение R_e до целого числа не округлять.

Углы делительных конусов шестерни δ_1 и колеса δ_2 вычисляются по формулам

$$\delta_2 = \operatorname{arctg} u; \quad \delta_1 = 90 - \delta_2. \qquad (2.3)$$

Точность вычислений до четвёртого знака после запятой [2].

2.1.3. Ширина колёс и модуль

Определяется **ширина** зубчатого венца шестерни и колес b, мм,

$$b = \psi_R R_e, \tag{2.4}$$

где $\psi_R = 0{,}285$ – коэффициент ширины венца. Значение b необходимо округлять до целого числа по ряду Ra 40 (см. приложение 1).

В**нешний окружной модуль** m_e – для прямозубых колес, m_{te} – для колес с круговыми зубьями вычисляют по формуле

$$m_e(m_{te}) = 14T_2 \cdot 10^3 K_{F\beta} / (\vartheta_F d_{e2} b[\sigma_F]), \text{ мм}, \tag{2.5}$$

где $K_{F\beta}$ - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца (для прирабатывающихся колес с прямыми зубьями $K_{F\beta} = 1$, с круговыми зубьями $K_{F\beta} = 1{,}08$); ϑ_F – коэффициент вида конических колёс (для прямозубых колес $\vartheta_F = 0{,}85$; для колес с круговыми зубьями $\vartheta_F = 1$).

Значение модуля, полученное с точностью до двух знаков после запятой, до стандартной величины не округлять. В силовых конических передачах следует принимать $m_e\,(m_{te}) \geq 1{,}5$ мм, при этом в открытых передачах значение модуля m_e увеличить на 30% из-за повышенного изнашивания зубьев.

2.1.4. Числа зубьев колёс

Ч**исла зубьев** колеса z_2, и шестерни z_1 определяют по формулам

$$z_2 = d_{e2}/m_e(m_{te}); \tag{2.6}$$

$$z_1 = z_2/u. \tag{2.7}$$

Полученные значения z_1 и z_2 округлить в ближайшую сторону до целого числа. Из условия уменьшения шума и отсутствия подрезания зубьев рекомендуется принять $z_1 \geq 15$ – для колес с круговыми зубьями, $z_1 \geq 18$ – для прямозубых колес.

После вычисления чисел зубьев уточняют фактическое передаточное число $u_ф$

$$u_ф = z_2/z_1, \tag{2.8}$$

и определяют его **отклонение** Δu от заданного

$$\Delta u = \left| u_ф - u \right| / u \cdot 100\% \le 4\%. \qquad (2.9)$$

При невыполнении нормы отклонения передаточного числа Δu следует изменить z_1 и z_2 .

Определяют **действительные углы** делительных конусов шестерни δ_1 и колеса δ_2:

$$\delta_2 = \text{arctg}\, u_ф; \qquad (2.10)$$

$$\delta_1 = 90 - \delta_2. \qquad (2.11)$$

2.1.5. Выбор коэффициентов смещения

Для конических передач с разностью средних твердостей шестерни и колеса $HB_{1ср} - HB_{2ср} \le 100$ выбрать из табл. 2.1 коэффициент смещения инструмента x_{e1} для прямозубой шестерни и x_{n1} для шестерни с круговым зубом. Коэффициенты смещения колес соответственно $x_{e2} = -x_{e1}$ и $x_{n2} = -x_{n1}$. Если $HB_{1ср} > 100$ и $HB_{2ср} > 100$**,** то $x_1 = x_2 = 0$.

Таблица 2.1

Коэффициенты смещения x_{e1} и x_{n1} для шестерён конических передач

z_1	x_{e1} при передаточном числе u					x_{n1} при передаточном числе u				
	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0
12	-	0,50	0,53	0,56	0,57	0,32	0,37	0,39	0,41	0,42
13	0,44	0,48	0,52	0,54	0,55	0,30	0,35	0,37	0,39	0,40
14	0,42	0,47	0,50	0,52	0,53	0,29	0,33	0,35	0,37	0,38
15	0,40	0,45	0,48	0,50	0,51	0,27	0,31	0,33	0,35	0,36
16	0,38	0,43	0,46	0,48	0,49	0,26	0,30	0,32	0,34	0,35
18	0,36	0,40	0,43	0,45	0,46	0,24	0,27	0,30	0,32	0,32
20	0,34	0,37	0,40	0,42	0,43	0,22	0,26	0,28	0,29	0,29
25	0,29	0,33	0,36	0,38	0,39	0,19	0,21	0,24	0,25	0,25
30	0,25	0,28	0,31	0,33	0,34	0,16	0,18	0,21	0,22	0,22
40	0,20	0,22	0,24	0,26	0,27	0,11	0,14	0,16	0,17	0,17

Для передач, у которых z_1 и u отличаются от указанных в табл. 2.1, коэффициенты x_{e1} и x_{n1} принимают с округлением в большую сторону.

Внешние диаметры шестерни и колеса вычисляют по формулам, приведённым ранее (см. часть 1, стр. 53). Точность вычисления делительных диаметров колес до 0,01 мм.

Средние делительные диаметры шестерни d_1 и колеса d_2 определяются по формулам:

$$d_1 \approx 0.857 d_{e1}; \tag{2.12}$$

$$d_2 \approx 0.857 d_{e2}. \tag{2.13}$$

Значения d_1 и d_2 до целого числа не округлять.

2.2. Проверочный расчет

2.2.1. Проверочный расчет по контактным напряжениям

Пригодность заготовок колес. Для конических шестерни и колеса вычисляют размеры заготовки, мм: $D_{заг} = d_{ae} + 6$ мм; $S_{заг} = 8m_e(m_{te})$. Полученные расчётом значения $D_{заг}$ и $S_{заг}$ сравнивают с предельными размерами $D_{пред}$ и $S_{пред}$. Условие пригодности заготовок колес: $D_{заг} \le D_{пред}$; $S_{заг} \le S_{пред}$. При невыполнении неравенств изменить материал колес или вид термической обработки.

После уточнения размеров передачи производят **проверочный расчет по контактным напряжениям** по формуле

$$\sigma_H = 470\sqrt{\frac{F_t\sqrt{u_ф + 1}}{\vartheta_H d_{e2}\, b} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}} \le [\sigma_H], \tag{2.14}$$

где $F_t = 2T_2 \cdot 10^3/d_2$ − окружная сила в зацеплении, Н; $K_{H\alpha}$ − коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями колес (принимают $K_{H\alpha} = 1$); K_{Hv} − коэффициент динамической нагрузки (определяют в зависимости от окружной скорости колес $u = \omega_2 d_{m2}/(2\cdot 10^3)$, м/с, и степени точности передачи, см. табл. 1.10); ω_2 − угловая скорость вала колеса редуктора или открытой передачи, 1/с.

Допускаемая недогрузка передачи ($\sigma_H < [\sigma_H]$) не более 10%, и перегрузка ($\sigma_H > [\sigma_H]$) до 5%. Если условие прочности не выполняется, то следует изменить ширину венца колеса и шестерни b. Если эта мера не даст должного результата, то либо надо увеличить внешний делительный диаметр колеса d_{e2}, либо назначить другие материалы колес или другую термообработку, пересчитать допускаемые контактные напряжения и повторить весь расчет передачи.

2.2.2. Проверочный расчёт по напряжениям изгиба

Напряжения изгиба зубьев шестерни σ_{F1} и колеса σ_{F2} , МПа:

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} Y_{\beta} \frac{F_t K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}}{\vartheta_F b\, m_e (m_{te})} \le [\sigma_F]; \qquad (2.15)$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} \le [\sigma_F]. \qquad (2.16)$$

где $K_{F\alpha}$ − коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями колес (принимают $K_{F\alpha}$= 1); K_{Fv} − коэффициент динамической нагрузки, определяется аналогично коэффициенту K_{Hv} (см. табл. 1.10); Y_{F1} и Y_{F2} − коэффициенты формы зуба шестерни и колеса, определяют по табл. 2.2 в зависимости от эквивалентного числа зубьев шестерни z_{v1} и колеса z_{v2} по формулам:

для прямозубых колес

$$z_{v1} = z_{1/} \cos\delta_1; \qquad (2.17)$$

$$z_{v2} = z_{2/} \cos\delta_2,$$

для колес с круговыми зубьями

$$z_{v1} = z_1/(\cos\delta_1 \cos^3 \beta); \qquad (2.18)$$

$$z_{v2} = z_2/(\cos\delta_2 \cos^3 \beta),$$

β = 35° − угол наклона зубьев; Y_{β} − коэффициент, учитывающий наклон зуба (Y_{β}=1 –β/140°; для β=35° Y_{β} = 1 – 35°/140° = 0,75).

Допускаемые напряжения изгиба шестерни и колеса $[\sigma]_{F1}$ и $[\sigma]_{F2}$ определяются так же, как для цилиндрических передач.

Если при проверочном расчете σ_F значительно меньше $[\sigma]_F$, то это допустимо, так как нагрузочная способность большинства зубчатых передач ограничивается контактной прочностью. Если σ_F превышает $[\sigma_F]$ более чем на 5%, то надо увеличить модуль m_e (m_{te}), соответственно пересчитать числа зубьев шестерни и колеса и повторить проверочный расчет на изгиб. При этом внешний делительный диаметр колеса d_{e2} не изменяется, а следовательно, не нарушается контактная прочность передачи.

Таблица 2.2

Значения коэффициента формы зуба Y_F при коэффициенте смещения $\boldsymbol{x}$

z_v	Коэффициент смещения режущего инструмента x										
	-0,5	0,4	-0,3	-0,2	-0,1	0	+0,1	+0,2	+0,3	+0,4	+0,5
12	-	-	-	-	-	-	-	-	3,90	3,67	3,46
14	-	-	-	-	-	-	4,24	4	3,78	3,59	3,42
17	-	-	-	-	4,5	4,27	4,03	3,83	3,67	3,53	3,40
20	-	-	-	4,55	4,28	4,07	3,89	3,75	3,61	3,50	3,39
25	-	4,6	4,39	4,20	4,04	3,90	3,77	3,67	3,57	3,46	3,39
30	4,6	4,32	4,15	4,05	3,90	3,80	3,70	3,62	3,55	3,47	3,40
40	4,12	4,02	3,92	3,84	3,77	3,70	3,64	3,58	3,53	3,48	3,42
50	3,97	3,88	3,81	3,76	3,70	3,65	3,61	3,57	3,53	3,49	3,44
60	3,85	3,79	3,73	3,70	3,66	3,63	3,59	3,56	3,53	3,50	3,46
80	3,73	3,70	3,68	3,65	3,62	3,61	3,58	3,56	3,54	3,52	3,50
100	3,68	3,67	3,65	3,62	3,61	3,60	3,58	3,57	3,55	3,53	3,52

3. РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

3.1. Выбор электродвигателя

Двигатель выбирают по методике, изложенной в п. 1.2, принимая ориентировочно КПД червячной передачи $\eta_{чп} = 0{,}8$.

3.2. Кинематический расчет

Задачей кинематического расчета является определение передаточного числа червячной передачи. Его находят по формуле

$$u = n_1/n_2 = \omega_1/\omega_2 , \qquad (3.1)$$

где n_1, ω_1 – частота вращения и угловая скорость червяка; n_2, ω_2 – частота вращения и угловая скорость червячного колеса.

Полученную величину округляют до ближайшего стандартного значения. Допускаемое отклонение от стандартного передаточного числа – 4%.

3.3. Проектировочный расчет

3.3.1. Определение допускаемых напряжений

По рекомендациям [2] ориентировочно находят скорость скольжения v_s' и выбирают материал обода червячного колеса.

Формулы для определения допускаемых контактных и изгибных напряжений приведены в табл. 3.1. Материалы группы III в редукторах общего назначения практически не используются, поэтому допускаемые напряжения для них в таблицу не внесены.

Таблица 3.1

Допускаемые напряжения для червячного колеса [2]

Группа материалов	Червяк ≤ 350*HB*	Червяк ≥ 45*HRC*	Нереверсивная передача	Реверсивная передача
	$[\sigma]_H$, Н /мм^2		$[\sigma]_F$, Н /мм^2	
I	$K_{HL}C_v0{,}75\sigma_B$	$K_{HL}C_v0{,}9\sigma_B$	$(0{,}08\sigma_B+0{,}25\sigma_T)K_{FL}$	$0{,}16\sigma_B K_{FL}$
II	$250 - 25v_s$	$300 - 25v_s$		

В формулах: K_{HL} – коэффициент долговечности при расчете по контактным напряжениям ($K_{HL} = \sqrt[8]{10^7/N_{HE}}$, где N_{HE} – эквивалентное число циклов нагружения, при $N_{HE} > 25 \cdot 10^7$ принимают $N_{HE} = 25 \cdot 10^7$); K_{FL} – коэффициент долговечности при расчете по напряжениям изгиба ($K_{FL} = \sqrt[9]{10^6/N_{FE}}$, где N_{FE} – эквивалентное число циклов нагружения, при $N_{FE} < 10^6$ принимают $N_{FE} = 10^6$, при

$N_{FE} > 25 \cdot 10^7$ принимают $N_{FE} = 25 \cdot 10^7$); C_v – коэффициент износа материала (табл. 3.2).

Таблица 3.2

Значения коэффициента износа материала [2]

v_s, м/с	1	2	3	4	5	6	7	≥ 8
C_v	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8

3.3.2. Определение межосевого расстояния

Межосевое расстояние определяют по формуле

$$a_w = 610\ \sqrt[3]{T_2 / [\sigma]_H^2}, \qquad (3.2)$$

где T_2 – крутящий момент на червячном колесе, Нм.

Полученное значение a_w для редукторов общего назначения округляют до ближайшего по ряду нормальных размеров *Ra* 20.

3.3.3. Определение числа витков червяка и числа зубьев червячного колеса

Число витков червяка z_1 зависит от передаточного числа редуктора: при $8 \le u \le 14$ $z_1 = 4$; при $14 < u \le 30$ $z_1 = 2$; при $u > 30$ $z_1 = 1$.

Число зубьев колеса находят по формуле

$$z_2 = z_1 u \qquad (3.3)$$

с округлением до целого.

По условию отсутствия подрезания зубьев рекомендуется $z_2 \ge 26$.

3.3.4. Определение модуля зацепления и коэффициента диаметра червяка

Определяют модуль зацепления, мм,

$$m = (1{,}5\ldots1{,}7)a_w / z_2 \qquad (3.4)$$

и принимают ближайшее стандартное значение из 1-го ряда: 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16. Допускается также использование 2-го ряда: 3; 3,5; 6; 7; 12.

Коэффициент диаметра определяют по рекомендации

$$q = (0{,}212\ldots0{,}25)z_2. \qquad (3.5)$$

Полученную величину округляют до стандартной из 1-го ряда: 6,3; 8; 10; 12,5; 16 или из 2-го ряда: 7,1; 9; 11,2; 14; 18. По ГОСТ 19672-74 допускается также применение значений q =7,5 и q =12.

3.3.5. Определение коэффициента смещения инструмента

Коэффициент смещения нарезающего инструмента находят из выражения

$$x = (a_w/m) - 0{,}5(q + z_2).$$

По условиям неподрезания и незаострения зубьев колеса величина смещения должна лежать в пределах $-1 \le x \le +1$. Если при расчете это не выполняется, то следует варьировать значениями q и z_2. Число z_2 рекомендуется изменять в пределах 1…2 зубьев, чтобы не внести сверхнормативную погрешность в передаточное число.

3.3.6. Определение фактических значений передаточного числа и межосевого расстояния

Определяют фактическое передаточное число редуктора

$$u_ф = z_2/z_1 \qquad (3.6)$$

и его отклонение от заданного

$$\Delta u = (|u_ф - u|/u)\cdot 100\% \le 4\%. \qquad (3.7)$$

3.3.7. Определение основных геометрических размеров передачи

Размеры **червяка**:

– делительный диаметр $d_1 = qm$;
– начальный диаметр $d_{w1} = m(q + 2x)$;
– диаметр вершин витков $d_{a1} = d_1 + 2m$;
– диаметр впадин витков $d_{f1} = d_1 - 2{,}4m$;
– делительный угол подъема витков $\gamma = \text{arctg}(z_1/q)$;
– длина нарезаемой части червяка $b_1 = (10 + 5{,}5|x| + z_1)m + C$, при $x \le 0$ $C = 0$, при $x > 0$ $C = 100m/z_2$.

Размеры **червячного колеса**:

– делительный диаметр $d_2 = d_{w2} = mz_2$;
– диаметр вершин зубьев $d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x)$;
– наибольший диаметр колеса $d_{aM2} = d_{a2} + 6m/(z_1 + 2)$;
– диаметр впадин зубьев $d_{f2} = d_2 - 2m(1{,}2 - x)$;
– ширина венца при $z_1 = 1$, $z_1 = 2$ $b_2 = 0{,}355a_w$; при $z_1 = 4$ $b_2 = 0{,}315a_w$;
– радиусы закруглений зубьев $R_a = 0{,}5d_1 - m$; $R_f = 0{,}5d_1 + 1{,}2m$;

– условный угол обхвата червяка венцом колеса $2\delta = \arcsin[b_2/(d_{a1} - 0{,}5m)]$.

3.4. Проверочный расчет

3.4.1. Уточнение коэффициента полезного действия передачи

Величину КПД определяют по формуле

$$\eta_{чп} = \mathrm{tg}\gamma/\mathrm{tg}(\gamma + \varphi), \qquad (3.8)$$

где φ - угол трения, его принимают по табл. 3.3 в зависимости от фактической скорости скольжения

$$v_s = u_ф \omega_2 d_1/(2000\cos\gamma). \qquad (3.9)$$

В том случае, если получается $\eta_{чп} < 0{,}8$, следует заново подсчитать требуемую мощность электродвигателя и при необходимости назначить двигатель более мощный.

Таблица 3.3

Значения угла трения

v_s, м/с	0,1	0,5	1	1,5	2	2,5	3	4	7	10	15
φ	4°30′… …5°10′	3°10′… …3°40′	2°30′… …3°10′	2°20′… …2°50′	2°00′… …2°30′	1°40′… …2°20′	1°30′… …2°00′	1°20′… …1°40′	1°00′… …1°30′	0°55′… …1°20′	0°50′… …1°10′
Меньшие значения φ – для материалов группы I, большие – для материалов групп II и III.											

3.4.2. Проверка зубьев колеса по контактным напряжениям

Контактное напряжение в зацеплении сравнивают с допускаемым:

$$\sigma_H = 340\sqrt{F_{t2}K/(d_1 d_2)} \le [\sigma]_H,$$

где $F_{t2} = 2000T_2/d_2$ – окружная сила на колесе, Н; K – коэффициент нагрузки (принимается в зависимости от окружной скорости колеса $v_2 = \omega_2 d_2/2000$, м /с: при $v_2 \le 3$ м /с $K = 1$; при $v_2 > 3$ м /с $K = 1{,}1\ldots1{,}3$); $[\sigma]_H$ – уточненное значение допускаемого контактного напряжения по фактической скорости скольжения (см. табл. 3.1, 3.2).

Допускаемая недогрузка передачи составляет 15%, допускаемая перегрузка – 5%.

3.4.3. Проверка зубьев колеса по напряжениям изгиба

Напряжение изгиба в зубе колеса сравнивают с допускаемым:

$$\sigma_F = 0{,}7 Y_{F2} F_{t2} K/(b_2 m) \le [\sigma]_F \,, \qquad (3.10)$$

где Y_{F2} – коэффициент формы зуба колеса, принимается по табл. 3.4 в зависимости от эквивалентного числа зубьев $z_{v2} = z_2/\cos^3\gamma$.

Таблица 3.4

Коэффициент формы зуба червячного колеса

z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}
20	1,98	30	1,76	40	1,55	80	1,34
24	1,88	32	1,71	45	1,48	100	1,30
26	1,85	35	1,64	50	1,45	150	1,27
28	1,80	37	1,61	60	1,40	300	1,24

Как правило, получается $\sigma_F << [\sigma]_F$, так как нагрузочная способность червячных передач ограничивается не изгибной, а контактной выносливостью.

3.4.4. Проверка редуктора на нагрев

Цель проверки (теплового расчета) – определить температуру масла в редукторе, которая не должна превышать допускаемую $[t]_M = 80\ldots95^o$.

Температуру масла в корпусе червячной передачи при непрерывной работе находят по формуле

$$t_M = t_B + P_1(1 - \eta_{чп})/(K_t A) \,, \qquad (3.11)$$

где t_B – температура окружающего воздуха, принимают t_B = 20 °С; P_1 – мощность на червяке, Вт; K_t – коэффициент теплопередачи (среднее значение коэффициента K_t = 13 Вт/(м^2·град)); A – площадь теплоотдающей поверхности корпуса (табл. 3.5), м^2.

Таблица 3.5

Площадь теплоотдающей поверхности корпуса червячного редуктора

Межосевое расстояние, мм	80	100	125	140	160	180	200	224
Площадь, м^2	0,19	0,24	0,36	0,43	0,56	0,67	0,8	1

При невыполнении условия $t_M \le [t]_M$ следует увеличить площадь поверхности теплоотдачи с помощью оребрения. Если этой меры недостаточно, то необходимо предусмотреть специальные средства охлаждения (обдув корпуса вентилятором, введение в конструкцию холодильника для масла).

4. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ

4.1. Быстроходный вал

Как правило, быстроходный вал и шестерню выполняют за одно целое - в виде вала-шестерни.

Предварительный расчет характерного диаметра производят на кручение по пониженным допускаемым напряжениям.

Диаметр входного конца вала определяют по формуле

$$d_{\text{вых1}} = \sqrt[3]{\frac{T_1}{0{,}2 \cdot [\tau]}}, \qquad (4.1)$$

где $[\tau]$ = 20 МПа – допускаемое напряжение кручения.

По ГОСТ 12080-66 принимают ближайшее к вычисленному значению диаметра.

Затем назначают конструктивно диаметры ступенек под подшипники

$$d_{1\text{п}} = d_{\text{вых1}} + 5...7 \text{ мм} \qquad (4.2)$$

с округлением до ближайшего стандартного диаметра внутреннего кольца подшипника.

Составляют расчётную схему вала (пример на рис. 4.1).

Определяют диаметр буртика

$$d_{1\text{б}} = d_{1\text{п}} + 5...7 \text{ мм} \qquad (4.3)$$

и принимают ближайший по ряду *Ra* 40.

Предварительно выбирают подшипники. Как правило, для валов цилиндрических передач используют радиальные шариковые однорядные подшипники по ГОСТ 8338-75, а для валов конических и червячных передач – радиально-упорные роликовые по ГОСТ 333-79. Размещают подшипники в расточке корпуса редуктора, углубив их на 3… 5 мм от внутренней поверхности стенки.

Определяют усилия, действующие на вал:
усилие от соединительной муфты

$$F_{\text{М1}} = 50...125\sqrt{T_1} \qquad (4.4)$$

и нагрузки, возникающие в передаче.

Находят необходимые расстояния для определения опорных реакций. Для вала, приведённого на рис. 4.1, это делается следующим образом.

Предварительно принимают по рекомендации [6] $l_1 = (1{,}5...2)d_{1\text{п}}$ с округлением по ряду *Ra* 40.

Вычисляют расстояние между точкой приложения усилия от муфты и реакций смежной опоры подшипника

$$L_1 = l_{M1} + l_1 - \frac{b_{п1}}{2}\ , \qquad (4.5)$$

где $b_{П1}$ – ширина внутреннего кольца подшипника, l_{M1} – по ГОСТ 12080-66.

Определяют расстояние между серединами подшипников

$$L^{Б} = \frac{b_{п1}}{2} + \Delta + c + b_{W1} + c + \Delta + \frac{b_{п1}}{2}, \qquad (4.6)$$

где Δ – заглубление подшипника в корпус (см. выше); c - зазор между торцовой поверхностью шестерни и корпусом (рекомендуется $c \approx 0{,}8\ \delta$, где δ - толщина стенки корпуса).

4.2. Тихоходный вал

Определяют диаметр выходного конца вала

$$d_{вых1} = \sqrt[3]{\frac{T_i}{0{,}2 \cdot [\tau]}}\ , \qquad (4.7)$$

где i – номер тихоходного вала в редукторе (i =2 для двухступенчатого и i =3 для трёхступенчатого редуктора).

Принимаем по ГОСТ 12080-66 $d_{вых1}$ и l_{Mi}.

Конструктивно назначают диаметры шеек вала под подшипники

$$d_{iп} = d_{iвых} + 7...10 \qquad (4.8)$$

с округлением до ближайшего стандартного значения диаметра внутреннего кольца подшипника.

Принимают диаметр вала под зубчатым колесом

$$d_{кол} = d_{iп} + 7...10\,; \qquad (4.9)$$

с округлением по ряду Ra 40.

Определяют усилия, действующие на вал:

Усилие от муфты

$$F_{M2} = A\sqrt{T_i}\ . \qquad (4.10)$$

Определяем необходимые расстояния для вычисления реакций опор на тихоходном валу. Для вала, приведённого на рис. 4.2, это делается следующим

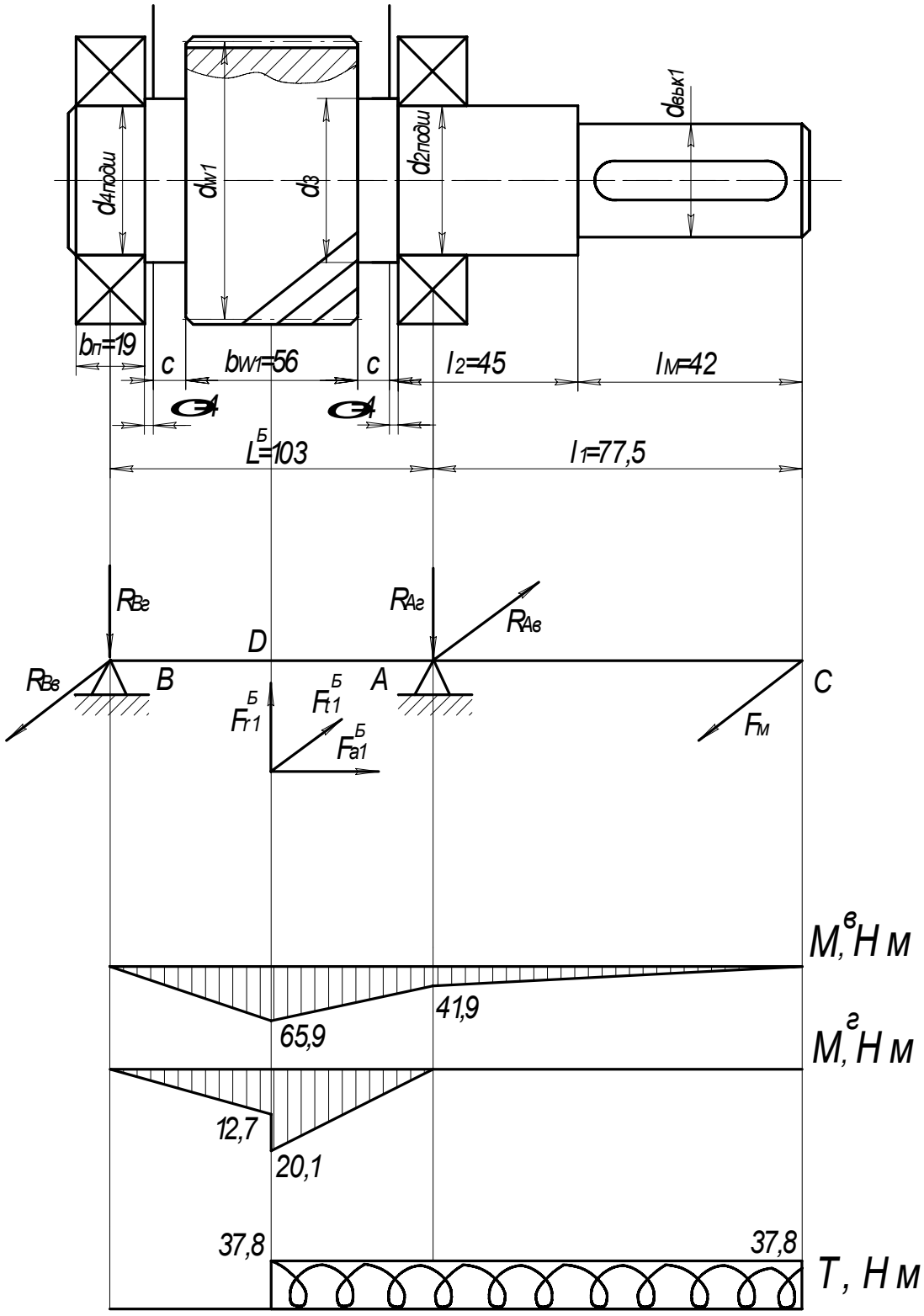


Рис. 4.1. Расчетная схема быстроходного вала

образом:

$$l_i = (0{,}8...1)d_{i\text{п}}; \tag{4.11}$$

$$c_i = (b_{W1} - b_{W2})/2; \tag{4.12}$$

$$L^{\text{т}} = b_{W2} + 2c_i + 2\Delta + b_{i\text{п}}; \tag{4.13}$$

$$L_i = l_{\text{M}i} + l_i - c_i - b_{i\text{п}}/2. \tag{4.14}$$

4.3. Промежуточный вал

Определяют диаметр вала под колесом быстроходной ступени

$$d_{\text{кол}} = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0{,}2 \cdot [\tau]}} \tag{4.15}$$

с последующим округлением по Ra 40.

Диаметр внутреннего кольца подшипника предварительно выбирают на 2…5 мм меньше, чем $d_{\text{кол}}$, с округлением до стандартного размера.

Отличительной особенностью промежуточного вала является наличие буртика между колесом быстроходной ступени и шестерней тихоходной ступени (см. рис. 4.3). Его диаметр $d_{\text{бурт}}$ принимают обычно на 3…6 мм больше, чем $d_{\text{кол}}$ по ряду Ra 40. Ширина буртика может лежать в пределах 3…5 мм.

Определение длин участков вала производят по аналогии с п.п. 4.1 и 4.2. Каких-либо дополнительных пояснений здесь не требуется.

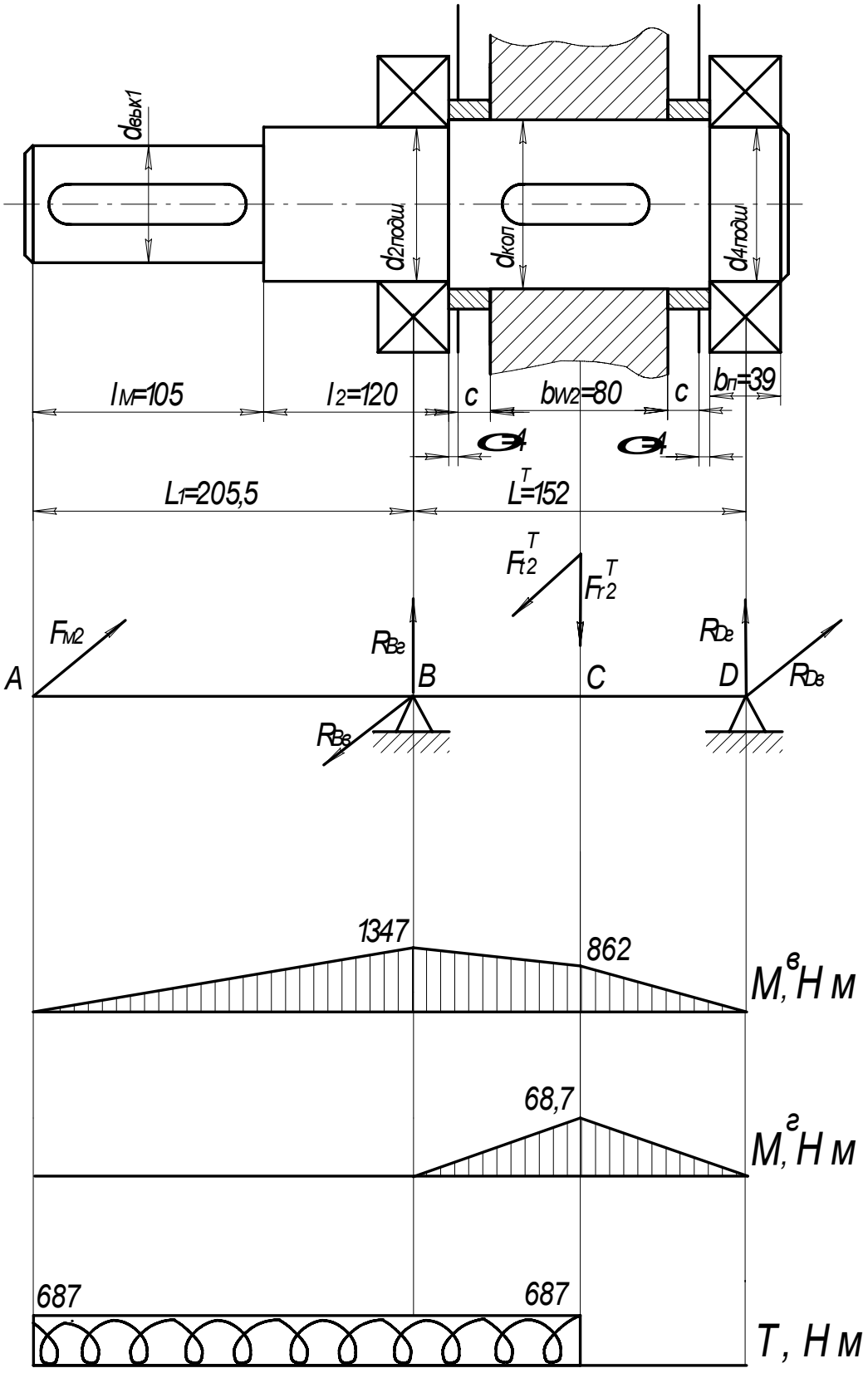


Рис. 4.2. Расчетная схема тихоходного вала

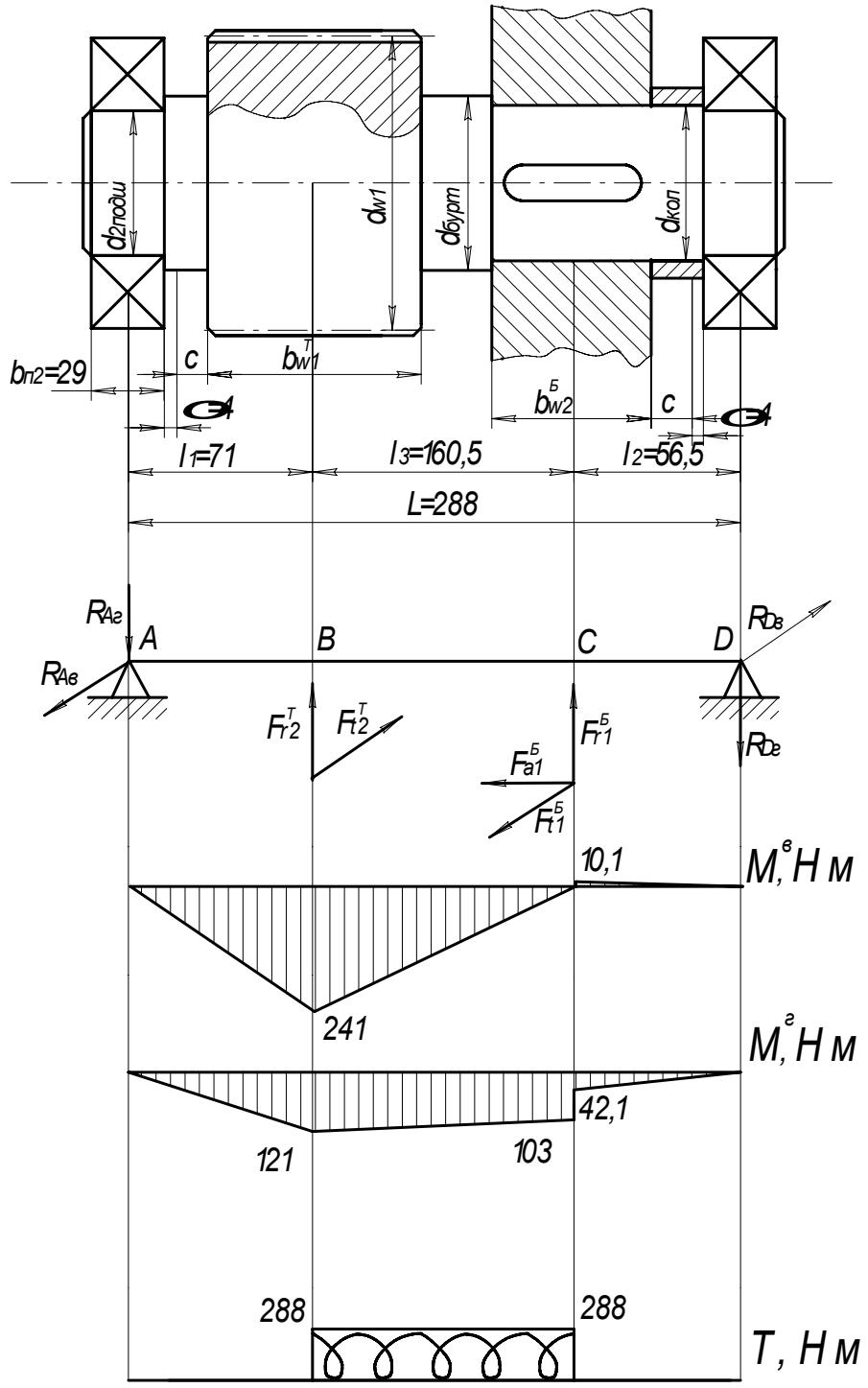


Рис. 4.3. Расчетная схема промежуточного вала

5. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ

5.1. Быстроходный вал

Проверочный расчет валов на прочность выполняют на совместное действие деформаций изгиба и кручения. При этом цель расчета – определить коэффициент запаса усталостной прочности и сравнить с допускаемым значением, равным $[S] = 1{,}5...2{,}5$ [2].

Рассмотрим расчёт на примере вала-шестерни. Материал вала тот же, что и для шестерни, так как это единая деталь (см. п.4.1).

Расчётная схема вала представляет собой балку на двух опорах с приложенными к ней сосредоточенными силами (см. рис.4.1), определёнными в п.4.1. Силы в зацеплении считают приложенными посередине ширины венца шестерни. Консольную силу от муфты в тех случаях, когда тип муфты не конкретизируется, следует считать приложенной к концу вала. Важно правильно принять направление сил. Следует помнить, что окружная сила на шестерне направлена против направления вращения шестерни, радиальная сила направлена к оси вала, направление осевой силы зависит от **направления окружной силы** и **направления наклона зуба**, а консольная сила направлена **параллельно** окружной и **в противоположную сторону**.

Затем определяют опорные реакции и строят эпюры изгибающих и крутящих моментов так, как это рассматривается в курсе сопротивления материалов.

Выбирают опасное сечение вала. Следует учитывать, что опасным является не то сечение, диаметр которого меньше, и не то, в котором действуют наибольшие моменты, а то, которое имеет минимальный коэффициент запаса прочности – *S*. Коэффициент *S* – комплексный показатель, учитывающий не только размеры сечения и действующие в нём нагрузки, но и свойства материала, термообработку, наличие концентраторов напряжений и пр. Поиск опасного сечения сам по себе представляет серьёзную задачу и может включать в себя расчёт нескольких «подозрительных» сечений. Поскольку курсовой проект имеет учебный характер, студентам разрешается проверять одно сечение при условии грамотного обоснования его выбора.

В качестве опасного сечения принято сечение *А-А*, в котором действуют большой изгибающий момент и имеется концентратор напряжения в виде посадки подшипника с натягом.

Вычисляют нормальное амплитудное напряжение изгиба в опасном сечении вала

$$\sigma_a = \frac{M_A \cdot 10^3}{W_X}, \qquad (5.1)$$

где M_A – изгибающий момент в сечении A-A, $\text{Н}\cdot\text{м}$; W_X – осевой момент сопротивления сечения вала, мм^3 (для круглого сечения $W_X = 0{,}1\cdot d_{1\text{П}}{}^3$).

Вычисляют амплитудное касательное напряжение в опасном сечении вала

$$\tau_a = \frac{\tau_\text{к}}{2} = \frac{T_1\cdot 10^3}{2\cdot W_P}, \tag{5.2}$$

где T_1 – крутящий момент, $\text{Н}\cdot\text{м}$; W_P – полярный момент инерции сопротивления сечения вала, мм^3 (для круглого сечения $W_P = 0{,}2\cdot d_{1\text{П}}{}^3$).

Определяют коэффициент концентрации нормальных напряжений в расчетном сечении вала

$$\left(K_\sigma\right)_D = \left(\frac{K_\sigma}{K_d} + K_F - 1\right)\frac{1}{K_\text{у}}, \tag{5.3}$$

где K_σ – коэффициент концентрации нормальных напряжений (табл. 5.1); K_d – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения (см. табл. 5.2); K_F – коэффициент влияния шероховатости поверхности (для шероховатости поверхности по ряду Ra 2,5…0,63 мкм и $\sigma_\text{в}$=700 МПа $K_F = 1{,}1$, при $\sigma_\text{в}$=900 МПа $K_F = 1{,}15$); $K_\text{у}$ – коэффициент влияния поверхностного упрочнения (для валов без поверхностного упрочнения $K_\text{у} = 1$).

Определяют предел выносливости в расчетном сечении вала

$$\left(\sigma_{-1}\right)_D = \frac{\sigma_{-1}}{\left(K_\sigma\right)_D}, \tag{5.4}$$

где σ_{-1} – предел выносливости гладких образцов при симметричном цикле нагружения, МПа;

$$\sigma_{-1} \approx 0{,}43\cdot\sigma_\text{в}. \tag{5.5}$$

Аналогично находят коэффициент концентрации касательных напряжений

$$\left(K_\tau\right)_D = \left(\frac{K_\tau}{K_d} + K_F - 1\right)\frac{1}{K_\text{у}}, \tag{5.6}$$

где K_τ – коэффициент концентрации касательных напряжений (табл. 5.1).

Затем определяют $\left(\tau_{-1}\right)_D$ – предел выносливости в расчетном сечении при кручении

$$(\tau_{-1})_D = \frac{\tau_{-1}}{(K_\tau)_D}, \tag{5.8}$$

где $\tau_{-1} = 0{,}58 \cdot \sigma_{-1}$ – предел выносливости гладких образцов при кручении, МПа.

Определяют коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям

$$S_\sigma = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_a}; \qquad S_\tau = \frac{(\tau_{-1})_D}{\tau_a} \tag{5.9}$$

и общий коэффициент запаса прочности в опасном сечении

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}}. \tag{5.10}$$

При выполнении условия $S \geq [S]$ вал обладает требуемой усталостной прочностью. Если же условие не выполняется, то следует либо увеличить диаметр опасного сечения, либо применить сталь с более высокими прочностными характеристиками, либо устранить концентратор напряжений.

5.2. Тихоходный вал

Назначают материал вала. В отличие от вала-шестерни тихоходный вал и колесо изготавливают раздельно, поэтому вал может быть выполнен из стали другой марки, чем колесо. Следует, однако, учитывать, что для ограничения номенклатуры материалов целесообразно использовать такую же сталь.

Намечают опасное сечение. Для вала, показанного на рис. 4.2, это может быть либо *C*-*C*, в котором вал ослаблен шпоночным пазом, либо *B*-*B*, в котором действует максимальный изгибающий момент и имеется концентратор напряжений в виде посадки подшипника с натягом. Предположим для определённости, что в качестве опасного выбрано сечение *C*-*C*.

Вычисляют амплитудное нормальное напряжение

$$\sigma_a = \frac{M_C \cdot 10^3}{W_X}, \tag{5.11}$$

где M_C - изгибающий момент в сечении *C*-*C*, $\text{Н} \cdot \text{м}$, равный

$$M_C = \sqrt{M_{Cв}^2 + M_{Cг}^2}. \tag{5.12}$$

Моменты сопротивления W_X и W_P вычисляют по формулам, приведённым в табл. 5.3.

Таблица 5.1

Коэффициенты концентрации напряжений K_σ и K_τ

Параметры		K_σ при $\sigma_в$, Н/мм^2			K_τ при $\sigma_в$, Н/мм^2		
t/r	r/d	500	700	900	500	700	900
Для ступенчатого перехода галтелью							
≤1	0,01	1,35	1,4	1,45	1,3	1,3	1,3
	0,02	1,45	1,5	1,55	1,35	1,35	1,4
	0,03	1,65	1,7	1,8	1,4	1,45	1,45
	0,05	1,6	1,7	1,8	1,45	1,45	1,55
	0,1	1,45	1,55	1,65	1,4	1,4	1,45
≤2	0,01	1,55	1,6	1,65	1,4	1,4	1,45
	0,02	1,8	1,9	2,0	1,55	1,6	1,65
	0,03	1,8	1,95	2,05	1,55	1,6	1,65
	0,05	1,75	1,9	2,0	1,6	1,6	1,65
≤3	0,01	1,9	2,0	2,1	1,55	1,6	1,65
	0,02	1,95	2,1	2,2	1,6	1,7	1,75
	0,03	1,95	2,1	2,25	1,65	1,75	1,75
≤5	0,01	2,1	2,25	2,35	2,2	2,3	2,4
	0,02	2,15	2,3	2,45	2,1	2,15	2,25
Для шпоночных пазов, выполненных фрезой							
концевой		1,6	1,9	2,15	1,4	1,7	2,05
дисковой		1,4	1,55	1,7			
Эвольвентные шлицы		1,45	1,6	1,7	1,43	1,49	1,55
Для посадки с натягом							
Диаметр вала *d* , мм		K_σ/K_d			K_τ/K_d		
30		2,5	3,0	3,5	1,9	2,2	2,5
50		3,3	3,95	4,6	2,45	2,8	3,0
100		3,3	3,95	4,6	2,4	2,8	3,2
Обозначения: *t* – высота упорного буртика, *r* – радиус галтели; *d* – диаметр вала в опасном сечении							

Таблица 5.2

Коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения K_d

Напряженное состояние материала	Диаметр вала d, мм				
	30	40	50	70	100
Изгиб для углеродистой стали	0,88	0,85	0,81	0,76	0,71
Изгиб для легированной стали	0,77	0,73	0,70	0,67	0,62
Кручение для всех сталей					

Вычисляют амплитудное касательное напряжение

$$\tau_a = \frac{\tau_к}{2} = \frac{T_3 \cdot 10^3}{2 \cdot W_P}, \qquad (5.13)$$

где T_3 - крутящий момент на валу по рис. 4.2, Н·м.

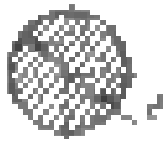
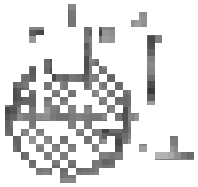
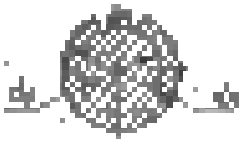
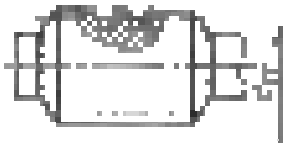
Определяют коэффициенты концентрации нормальных и касательных напряжений

$$(K_\sigma)_D = \left(\frac{K_\sigma}{K_d} + K_F - 1\right)\frac{1}{K_у}; \qquad (5.14)$$

$$(K_\tau)_D = \left(\frac{K_\tau}{K_d} + K_F - 1\right)\frac{1}{K_у}. \qquad (5.15)$$

Таблица 5.3

Осевые и полярные моменты сопротивления сечения вала

Сечение вала	$W_{нетто}$	$W_{рнетто}$
Круглое сплошное 	$0{,}1d^3$	$0{,}2d^3$
Вал со шпоночной канавкой 	$0.1d^3 - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}$	$0.2d^3 - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}$
Шлицевой вал 	$0{,}1\frac{(d_a^3 + d_f^3)}{2}$	$0{,}2d_f^3$
Вал – червяк 	$\frac{\pi d_{f_1}^3}{32}$	$\frac{\pi d_{f_1}^3}{16}$

Вычисляют пределы выносливости по нормальным и касательным напряжениям в опасном сечении

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma)_D}, \tag{5.16}$$

$$(\tau_{-1})_D = \frac{\tau_{-1}}{(K_\tau)_D}. \tag{5.17}$$

Затем определяют коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям и общий запас усталостной прочности так, как это было показано в п. 5.1. Сравнивают значение *S* с допускаемой величиной и либо делают вывод о достаточной прочности вала, либо вносят в конструкцию вала необходимые изменения.

5.3. Промежуточный вал

Во многих случаях промежуточный вал выполняют заодно с шестерней тихоходной ступени (вал-шестерня), поэтому для него справедливо то, что было сказано о материале быстроходного вала в п. 6.1.

В качестве опасных могут рассматриваться сечения *B*-*B* и *C*-*C* (см. рис. 4.2). В сечении *B*-*B* действует наибольший изгибающий момент. Но диаметр сечения *C*-*C* значительно, и, кроме того, вал в этом сечении ослаблен шпоночным пазом, поэтому логично будет ожидать именно в нём возникновения максимальных напряжений.

Пусть опасным считается сечение *C*-*C*. Тогда ход проверки аналогичен приведённому в п. 5.2.

6. ПРОВЕРКА ПОДШИПНИКОВ

6.1. Подшипники быстроходного вала

К настоящему моменту расчёта радиальные и осевые составляющие реакций опор определены. Производят проверку подшипника в наиболее нагруженной опоре. Для вала, рассматриваемого в п.п. 4 и 5, это опора *B*.

Определяют отношение

$$\frac{R_a}{V \cdot R_r} = \frac{F_a}{V \cdot R_B}, \qquad (6.1)$$

где R_a – осевая реакция опоры, в данном случае $R_a = F_a$.

Определяют отношение $\frac{F_a}{C_{or1}}$, где C_{or1} – табличная статистическая грузоподъёмность подшипника, и по его величине - коэффициенты e и Y. Для шариковых радиальных подшипников эти коэффициенты даны в табл. 6.1, для конических радиально-упорных подшипников – в справочных таблицах вместе с прочими параметрами.

Таблица 6.1

Коэффициенты e и Y для шариковых радиальных однорядных подшипников

R_a / C_{or}	0,014	0,028	0,056	0,084	0,11	0,17	0,28	0,42	0,56
e	0,19	0,22	0,26	0,28	0,30	0,34	0,38	0,42	0,44
Y	2,30	1,99	1,71	1,55	1,45	1,31	1,15	1,04	1,00

Смысл коэффициентов: e – коэффициент влияния осевого нагружения, Y – коэффициент осевой нагрузки.

Определяют в опоре *B* эквивалентную динамическую нагрузку R_{EB}.

Если $\frac{F_a}{V \cdot R_B} > e$, то эквивалентная динамическая нагрузка определяется по формуле

$$R_{EB} = (X \cdot V \cdot R_{rB} + Y \cdot R_a) \cdot K_б \cdot K_т, \qquad (6.2)$$

где R_{rB} – радиальная нагрузка на подшипник в опоре, Н; R_a – осевая нагрузка на подшипник, Н; X – коэффициент радиальной нагрузки (для шариковых радиальных подшипников $X = 0{,}56$); V – коэффициент вращения (V=1 – при вращающемся внутреннем кольце подшипника); $K_б$ – коэффициент безопасности (для редукторов общего назначения $K_б$=1,3, табл. 6.2); $K_т$ – температурный коэффициент (при рабочей температуре подшипника до 125°*C* $K_т$=1, см. табл. 6.3).

Таблица 6.2

Коэффициент безопасности $K_Б$

Вид нагружения	$K_б$	Область применения
Спокойная нагрузка без толчков	1,0	Маломощные кинематические редукторы и приводы. Механизмы ручных кранов, блоков. Тали, кошки, ручные лебёдки. Приводы управления
Лёгкие толчки; кратковременные перегрузки до 125 % номинальной нагрузки	1,0-1,2	Точные зубчатые передачи. Металлорежущие станки с главным вращательным движением. Электродвигатели малой и средней мощности. Механизмы подъёма кранов. Лебёдки с механическим приводом
Умеренные толчки; вибрационная нагрузка; кратковременные перегрузки до 150 % номинальной нагрузки	1,3-1,5	Зубчатые передачи. Редукторы всех типов. Коробки передач автомобилей и тракторов. Буксы рельсового подвижного состава. Механизмы передвижения крановых тележек
То же, в условиях повышенной надёжности	1,5-1,8	Центрифуги и сепараторы. Механизмы изменения вылета стрелы кранов. Буксы и тяговые двигатели электровозов. Строгальные и долбёжные станки. Мощные электрические машины
Нагрузки со значительными толчками и вибрациями; кратковременные перегрузки до 200 % номинальной нагрузки	1,8-2,5	Дробилки и копры. Кривошипно-шатунные механизмы. Валки прокатных станов. Мощные вентиляторы
Нагрузка с сильными ударами; кратковременные перегрузки до 300 % номинальной нагрузки	2,5-3,0	Тяжёлые ковочные машины. Лесопильные рамы. Рабочие роликовые конвейеры крупносортных станов, блюмингов и слябингов

Таблица 6.3

Значение температурного коэффициента $K_т$

Рабочая температура подшипника, °C, до	100	125	150	175	200	225	250
$K_Т$	1,0	1,05	1,1	1,15	1,25	1,35	1,4

Требуемую динамическую грузоподъемность определяют по формуле

$$C_{r\text{Т}} = R_{EB}\sqrt[3]{573 \cdot \omega_{\text{дв}} \cdot \frac{L_h}{10^6}}; \qquad (6.3)$$

где $L_h = 7 \cdot n_{\text{см}} \cdot t_{\text{р.д.}} \cdot T_{\text{сл}}$ – требуемая долговечность работы, ч.

В том случае, если $C_{r\text{Т}} < C_{r1}$, где C_{r1} – табличная динамическая грузоподъёмность, подшипник удовлетворяет требованию долговечности. При $C_{r\text{Т}} << C_{r1}$ следует проверить, нельзя ли использовать подшипник более лёгкой серии.

Если получилось, что $\frac{F_a}{V \cdot R_B} \le e$, то эквивалентную радиальную нагрузку на подшипник находят по формуле для чисто радиального нагружения

$$R_{EB} = V \cdot R_B \cdot K_{\text{б}} \cdot K_{\text{т}}. \qquad (6.4)$$

Далее вычисляют требуемую динамическую грузоподъемность и сравнивают её с табличной так, как это показано выше.

6.2. Подшипники тихоходного вала

Подшипники рассматриваемого в качестве примера вала (см. п.п. 4 и 5) испытывают чисто радиальные нагрузки.

Определяют эквивалентную радиальную нагрузку на наиболее нагруженную опору B

$$R_{EB} = V \cdot R_D \cdot K_{\text{б}} \cdot K_{\text{Т}}, \qquad (6.5)$$

затем – требуемую динамическую грузоподъемность

$$C_{r\text{т}} = R_{EB}\sqrt[3]{573 \cdot \omega_{\text{т}} \cdot \frac{L_h}{10^6}}\ , \qquad (6.6)$$

где $\omega_{\text{т}}$ – угловая скорость тихоходного вала.

Найденное значение требуемой грузоподъемности сравнивают с табличной величиной (см. п. 6.1).

6.3. Подшипники промежуточного вала

Ход проверки подшипников промежуточного вала ничем не отличается от приведённых расчётов в п.п. 6.1 и 6.2 и специального рассмотрения не требует.

7. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

В редукторах общего назначения используются, как правило, ненапряжённые соединения призматической шпонкой по ГОСТ 23360-78. Полный расчёт шпоночных соединений включает в себя проверку контактирующих поверхностей на смятие и шпонки на срез. Но соотношение размеров поперечного сечения шпонки по указанному стандарту таково, что проверку шпонки на срез можно не производить. Таким образом, проверка соединения сводится к определению напряжения смятия на контактирующих поверхностях и сравнению его с допускаемой величиной.

Условие прочности записывают следующим образом:

$$\sigma_{см} = \frac{4 \cdot T \cdot 10^3}{d \cdot h \cdot l_р} \le [\sigma_{см}] \ , \qquad (7.1)$$

где T – крутящий момент, передаваемый соединением, Н·м; d – диаметр вала в соединении, мм; h – высота сечения шпонки, мм; $l_р$ – рабочая длина шпонки, мм; $[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение смятия (если закрепляемая деталь устанавливается на вал по посадке с натягом, то можно принимать $[\sigma_{см}]$ =120 МПа).

Из конструктивных соображений длину шпонки l принимают на 5-10 мм меньше ширины зубчатого колеса.

Рабочая длина шпонки:

со скруглёнными торцами

$$l_р = l - b \, ; \qquad (7.2)$$

с одним скруглённым торцом

$$l_р = l - 0{,}5\, b \, ; \qquad (7.3)$$

с плоскими торцами

$$l_р = l \, , \qquad (7.4)$$

где l – длина шпонки, мм; b – ширина сечения шпонки, мм.

Выбор сечения шпонки в соответствии с величиной диаметра вала в соединении, а также длины l производится по ГОСТ 23360-78.

Пример обозначения. Шпонка b=14 мм; h=9 мм; l= 45 мм:

Шпонка $14 \times 9 \times 45$ ГОСТ 23360-78.

8. КОНСТРУИРОВАНИЕ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ

Корпус редуктора обычно образован двумя деталями: основанием корпуса и крышкой корпуса. Исключение составляют планетарные редукторы и червячные редукторы малых размеров, у которых корпус состоит из основной детали (собственно корпуса) и двух торцевых крышек с расточками под подшипники.

Размеры корпуса редуктора определяются числом и размерами размещённых в нём деталей, относительным их расположением, величинами зазоров между ними. Ориентировочные размеры корпуса и зазоров определяют при составлении компоновочной схемы редуктора и конструировании валов, теперь же следует их уточнить.

Корпуса современных серийных редукторов очерчивают плоскими поверхностями, все выступающие элементы вводят внутрь корпуса, проушины для транспортировки редуктора выполняют заодно с корпусом. Для удобства сборки плоскость разъёма проходит через оси валов. Плоскость разъёма и верхнюю поверхность крышки корпуса, как правило, выполняют параллельными установочной плоскости.

Для редукторов общего назначения, когда неизвестны тип и мощность двигателя, рекомендуются следующие формулы для нахождения толщины основания и крышки корпуса, а также диаметра стяжного болта:
толщину стенки основания корпуса определяют по эмпирической формуле

$$\delta = 1{,}3\sqrt[4]{T_3} \geq 6 \text{ мм}, \tag{8.1}$$

с округлением до целого числа;
толщину стенки крышки корпуса – по формуле

$$\delta_{КР} = 0{,}9 \cdot \delta \geq 6 \text{ мм}; \tag{8.2}$$

диаметр стяжного болта (винта) крепления крышки корпуса редуктора к основанию – по формуле

$$d_{ст} = 1{,}25\sqrt[3]{T_3} \geq 10 \text{ мм}. \tag{8.3}$$

Используют болты по ГОСТ 7798-70 или ГОСТ 7808-70.
Диаметр фундаментного болта

$$d_ф = 1{,}25 \cdot d_{ст} \tag{8.4}$$

с округлением до ближайшего стандартного значения.

Число фундаментных болтов $Z_ф$ принимают в зависимости от межосевого расстояния: при $a_w \leq 250$ мм $Z_ф$=4, при $a_w > 250$ мм $Z_ф$=6.

Диаметр установочных штифтов $d_{шт} = (0{,}7...0{,}8)d_{ст}$ с округлением до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 3129-70 или ГОСТ 9464-70.

При размещении отверстий под болты (винты) крепления крышки к корпусу:

– отверстия располагают преимущественно по продольным сторонам;

– у бобышек стараются максимально приблизить их к отверстию под подшипник, то есть оставляют стенку минимальной толщиной, равной радиусу отверстия под стяжной болт (для увеличения жёсткости соединения);

– минимальное расстояние между стенками близко расположенных отверстий должно составлять не менее 5 мм;

– на длинных боковых сторонах помимо болтов у подшипниковых гнёзд устанавливают дополнительно болты на фланцах на расстоянии один от другого с шагом (10 …12)*d*.

Диаметры отверстий под стяжные и фундаментные болты назначают по табл.8.1.

Таблица 8.1

Диаметры отверстий под стяжные и фланцевые болты

Размер	Диаметр болта							
	М10	М12	М14	М16	М18	М20	М22	М24
Диаметр отверстия под стяжной болт	11	13	15	18	20	22	24	26
Диаметр отверстия под фундаментный болт	12	14	17	19	21	24	26	29

Толщина фланца разъема корпуса и фундаментной лапы

$$h_{ф} = d_{ст}\ ; \tag{8.5}$$

$$h_{л} = 1{,}5 \cdot d_{ф}. \tag{8.6}$$

Ширина фланца разъема корпуса и фундаментной лапы (от наружной поверхности корпуса)

$$b_{ф} = 2{,}25 \cdot d_{ст} + \delta; \tag{8.7}$$

$$b_{л} = 2{,}5 \cdot d_{ф}. \tag{8.8}$$

Толщина рёбер жёсткости и проушин

$$\delta_{реб} = \delta_{кр}; \tag{8.9}$$

$$\delta_{пр} = 2{,}5 \cdot \delta_{кр}. \qquad (8.10)$$

Размеры и конфигурацию прочих конструктивных элементов корпусных деталей редукторов (сливных отверстий, люков, и т.д.) выполняют согласно рекомендациям [2].

9. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЁС

9.1. Зубчатые колеса

Форма зубчатого колеса может быть плоской или со ступицей, выступающей с одной стороны. Значительно реже (в одноступенчатых редукторах) колеса делают со ступицей, выступающей в обе стороны.

При небольших диаметрах колес их изготовляют из прутка, а при больших получают заготовки свободной ковкой с последующей токарной обработкой.

Ширину ступицы $l_{СТ}$ колеса желательно принимать равной или больше ширины b_2 зубчатого венца ($l_{СТ} \geq b_2$). Принятую длину ступицы согласуют с расчетной и с диаметром посадочного отверстия d: $l_{СТ} = (0{,}8...1{,}5)d$, обычно $l_{СТ} = (1{,}0...1{,}2)d$.

Диаметр $d_{СТ}$ назначают в зависимости от материала ступицы: для стали - $d_{СТ} = (1{,}5...1{,}55)d$; для чугуна – $d_{СТ} = (1{,}55...1{,}6)d$; для легких сплавов – $d_{СТ} = (1{,}6...1{,}7)d$. Меньшие значения – для шлицевого соединения колеса с валом, большие – для шпоночного соединения и соединения с натягом.

Толщину обода колеса S принимают:

$$S = 2{,}2m + 0{,}05b_2, \qquad (9.1)$$

где m – модуль зацепления, мм.

На торцах зубчатого венца (зубьях и кромках обода) выполняют фаски, величину которых находят по соотношению

$$f = (0{,}5...0{,}6)m \qquad (9.2)$$

с округлением до стандартного значения.

На прямозубых зубчатых колесах фаску выполняют под углом $\alpha_Ф = 45°$, на косозубых колесах при твердости рабочих поверхностей менее $350HB$ – под углом $\alpha_Ф = 45°$, а при более высокой твердости – $\alpha_Ф = 15...20°$.

Острые кромки торцов ступицы также притупляют фасками, размеры которых принимают по табл. 9.1.

При серийном производстве заготовки колес получают из прутка свободной ковкой, а также ковкой в штампах. При годовом объеме выпуска колес более 50 шт. экономически оправдана ковка в простейших односторонних подкладных штампах.

Таблица 9.1

Размеры фасок на торцах ступицы колеса

d, мм	20…30	30…40	40…50	50…80	80…120	120… …150	150… …250	250… …500
f, мм	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0

При готовом объеме выпуска более 100 шт. применяют двусторонние штампы. Для свободной выемки заготовок из штампа принимают значения штамповочных уклонов $\gamma \geq 7°$ и радиусов закруглений $R \geq 6$ мм.

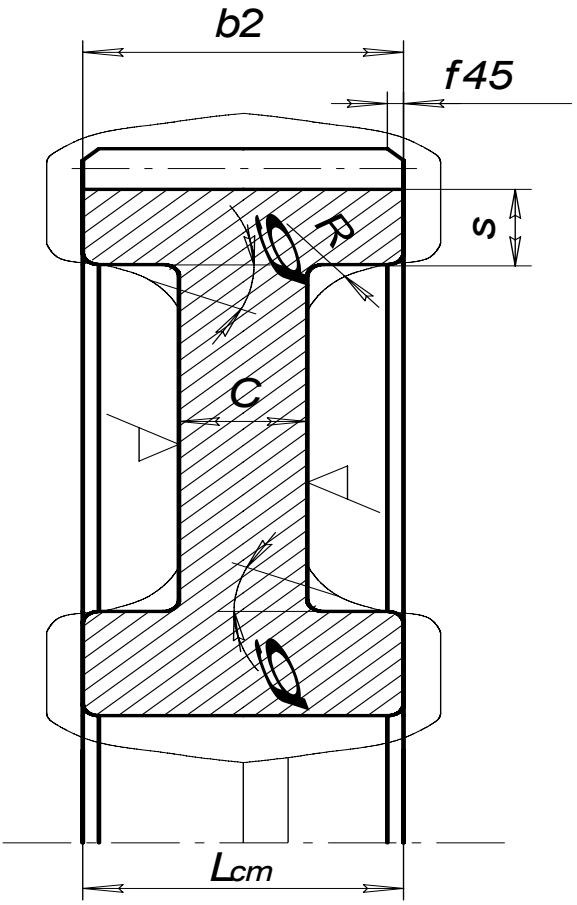


Рис. 9.1

Конструкция колеса показана на рис. 9.1.
Толщина диска

$$C \approx 0{,}5(S + S_{CT}) \geq 0{,}25b_2, \qquad (9.3)$$

где $S_{CT} = 0{,}5(d_{CT} - d)$.

В диске обычно выполняют 4…6 технологических отверстий диаметром 18…22 мм.

Для уменьшения влияния термической обработки на точность геометрической формы зубчатые колеса при *HB* >350 делают массивными:

$$C = (0{,}35...0{,}4)b_2 . \qquad (9.4)$$

Нормализованные и улучшенные колеса делают с более тонким диском ($C = 0{,}25b_2$).

Зубчатые колеса, вращающиеся с относительно высокой частотой ($n \geq 1000 мин^{-1}$), обрабатывают кругом и балансируют путем высверливания отверстий на торцах обода.

Базовыми поверхностями при нарезании зубьев являются поверхность центрального отверстия и торцы зубчатого венца. Производительность возрастает при нарезании зубьев в «пакете» из двух колес и более.

9.2. Червячные колеса

Червячные колеса, как правило, выполняют составными: центр колеса (ступицу с диском) – из стали, реже из серого чугуна, а зубчатый венец (обод) – из антифрикционного материала.

В единичном и мелкосерийном производстве зубчатые венцы соединяют с центром посадкой с натягом. Для обеспечения точной сборки колеса на наружной поверхности центра предусматривают буртик, в который упирается обод при его запрессовке, и эта форма является традиционной.

Центр колеса представляет собой деталь, подобную по своей форме зубчатому колесу, но с гладкой наружной цилиндрической поверхностью, и рекомендуемые соотношения размеров ступицы и диска те же, что и в п. 9.1. Единственное отличие состоит в том, что размер *S* (см. рис. 9.1) определяют в зависимости от делительного диаметра червячного колеса d_2: $S = 0{,}06d_2$.

Характерным размером обода является его толщина

$$S_o = 0{,}5(d_{f2} - d_н) = 0{,}05d_2, \qquad (9.5)$$

где $d_н$ – диаметр посадочной цилиндрической поверхности центра.

Пользуясь этим соотношением, находят S_o и $d_н$.

На зубьях обода выполняют такие же фаски, что и на зубьях цилиндрических зубчатых колес (см. п. 9.1).

10. СМАЗКА РЕДУКТОРОВ

Для снижения трения, шума и вибрации, защиты от коррозии, уменьшения интенсивности износа, отвода тепла и продуктов износа в редукторе необходимо предусмотреть надежную смазку.

Зубчатые и червячные передачи смазывают жидкими маслами картерным непроточным способом (окунанием). Сорт масла выбирают в зависимости от контактного напряжения в передаче и характерной скорости. В зубчатых передачах такой скоростью является окружная скорость шестерни (или колеса), в червячной – окружная скорость червяка. Масло для зубчатой передачи следует выбирать по табл. 10.1. Для червячных передач при $\sigma_H \le 200$ МПа и $v \le 5$ м/с принимают масло И-Г-С-320, а при $v > 5$ м/с – масло И-Г-С-220.

Обозначение индустриальных масел состоит из четырёх знаков, каждый из которых обозначает: первый (И) – индустриальное, второй – принадлежность к группе по назначению (Г – для гидравлических систем, Т – для тяжелонагруженных узлов), третий – принадлежность к группе по эксплутационным свойствам (А – масло без присадок, С – масло с антиокислительными, антикоррозионными, противоизносными и противозадирными присадками), четвёртый (число) – класс кинематической вязкости.

Таблица 10.1

Рекомендуемые сорта масла по ГОСТ 20799-88 для зубчатых передач

Контактное напряжение, МПа	Окружная скорость, м/с		
	<2	2…5	>5
<600	И-Г-А-32	И-Г-А-32	И-Л-А-22
600…1000	И-Г-А-68	И-Г-А-46	И-Г-А-32
1000…1200	И-Г-А-68	И-Г-А-68	И-Г-А-46

Колесо цилиндрической зубчатой передачи должно окунаться в масляную ванну на глубину $h_м \approx (2 \cdot m ... 0{,}25 \cdot d_2)$, где m - модуль зацепления. Колесо конической передачи – до половины зуба (до среднего диаметра зубчатого венца). В червячной передаче с нижним расположением червяка следует обеспечить погружение червяка на глубину не менее $2{,}2m$.

При картерном смазывании передачи и окружных скоростях более 1 м/с масло разбрызгивается зубьями колёс, а при скоростях более 3 м/с внутри корпуса образуется масляный туман. И в том, и другом случае нет необходимости предусматривать специальную смазку подшипников, т.к. они будут смазываться тем же маслом, что и передачи. Именно такие скорости характерны для большинства редукторов общего назначения.

Особое значение имеет смазка для червячных передач, т.к. без интенсивной смазки возможен перегрев редуктора. Следует обеспечить объём масла в картере V, дм^3, равный

$$V = (0{,}4\ldots0{,}8)P_{\text{двТ}}, \qquad (10.1)$$

где $P_{\text{двТ}}$ - требуемая мощность двигателя, кВт.

Устройства для заливки масла в корпус редуктора и слива масла для замены, отдушины, маслоуказатели, а также различные типы уплотнений см. [1, 2, 4].

11. ТРЕБОВАНИЯ К РАСЧЁТНО-КОНСТРУКТОРСКОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ

11.1. Расчётно-пояснительная записка

Все расчеты, схемы и эскизы, выполненные в черновике, оформляются на писчей нелинованной бумаге и комплектуются в пояснительную записку. Пояснительную записку выполняют в соответствии с общими правилами ЕСКД, соблюдение которых в курсовом проекте обязательно.

Текст записки выполняют на стандартных листах формата А4 в соответствии с ГОСТ 2.301-68. Титульный лист пояснительной записки является первым листом документа и оформляется на листе формата А4 по форме, приведенной на рис. 11.1. Высота букв в текстовых документах должна быть не менее 2,5 мм, от краев формата до границ текста рекомендуется оставлять поля: слева – 25 мм, справа – 10 мм, сверху и снизу – не менее 15 мм (ГОСТ 2.304--81).

На заглавном листе пояснительной записки (техническом задании) выпол-няется основная надпись по форме 2, на остальных листах – по форме 2а, а для чертежей и схем – по форме 1 с ГОСТ 2.104-68.

Пояснительная записка по курсу «Детали машин» должна содержать следующие разделы.

1. Задание на проект.
2. Содержание.
3. Выбор электродвигателя.
4. Кинематические расчеты (определение передаточных чисел и угловых скоростей валов).
5. Определение вращающих моментов на валах.
6. Выбор материалов для зубчатой пары.
7. Расчеты зубчатых, червячных или ременных передач.
8. Конструирование валов. Предварительный выбор подшипников.
9. Проверка валов на усталостную прочность.
10. Проверка подшипников по динамической грузоподъёмности.
11. Проверка шпоночных соединений.
12. Выбор смазочного материала.
13. Определение основных размеров корпуса редуктора.
14. Список использованной литературы.

Каждый раздел следует начинать с новой страницы. Заголовок раздела помещать отдельной строкой прописными буквами, без переносов слов. Точку в конце заголовка не ставят. Страницы текста пронумеровать арабскими цифрами.

При выполнении текстовых материалов рекомендуется использовать глаголы во множественном числе, например: "вычисляем", "рассчитываем", "выбираем", "определяем" и т.д.

Условные буквенные обозначения механических, математических и других величин должны соответствовать стандартам.

Формулы нужно сначала записывать в буквенных выражениях, затем – в числовых значениях величин, входящих в формулу, а далее – окончательный результат вычисления. Например: "Частоту вращения барабана (рабочего органа) электролебёдки вычисляем по формуле

$$n_{\text{р.о.}} = 60\, v/(\pi\, d) = 60 \cdot 0{,}65/(3{,}14 \cdot 0{,}3) = 41{,}4 \text{ об/мин},$$

где v – линейная скорость навивки каната, м/с;

d – диаметр барабана электролебедки, м."

Иллюстрации могут быть представлены чертежами, схемами и рисунками. На все иллюстрации должны быть ссылки в тексте. Например, "на рис. 4.1 приведены расчетная схема и эпюры моментов быстроходного вала".

Таблицы следует оформлять строго по ЕСКД.

Список использованной литературы должен состоять из библиографических ссылок на источники информации, использованные при составлении пояснительной записки. Ссылки заносятся в список в порядке упоминания в тексте цитируемого материала. Номер ссылки в тексте обозначается арабскими цифрами и заключаются в квадратные скобки. В списке должны быть указаны: фамилия и инициалы автора, название источника, город и год его издания.

Например:

1. Иванов М. Н. Детали машин. – М.: Высшая школа, 1991. 383 с.

2. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для вузов. 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательский центр «Академия», 2003. 496 с.

3. Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин. –М.: Высшая школа, 1991. 432 с., ил.

11.2. Рабочие чертежи

11.2.1. Сборочный чертеж редуктора

Разработка сборочного чертежа редуктора производится в соответствии с ГОСТ 2.109-73. Сборочный чертёж выполняется на чертёжной бумаге формата А1 карандашом в стандартном масштабе, например, 1:1; 1:2; 1:2,5; 1:4 таким образом, чтобы было использовано всё поле чертежа. Чертеж должен содержать три проекции редуктора (главный вид, разрез по плоскости разъёма и вид сбоку), а при необходимости – дополнительные виды и разрезы; номера позиций для спецификации, размеры; текстовую часть и основную надпись. Он должен

давать полное представление о конструкции. Допускается компьютерное исполнение чертёжно-технической документации.

Размеры на сборочном чертеже наносят в соответствии с ГОСТ 2.307-68. Линейные размеры и отклонения линейных размеров на чертеже указывают в миллиметрах без обозначения единиц величин.

Сборочный чертёж должен содержать следующие размеры:

– габаритные;

– присоединительные (диаметр и количество отверстий для крепления редуктора к раме или фундаменту, а также размеры между осями этих отверстий; расстояния от установочной плоскости до осей быстроходного и тихоходного валов; межосевые и конусные расстояния; диаметры и длины выходных концов валов);

– посадочные (колёс и подшипников на валы, подшипники в корпус и т.п.).

Кроме того, могут быть указаны и другие размеры, позволяющие, по мнению разработчика, пояснить особенности работы механизма, форму деталей, способы их закрепления и т.д.

Номера позиций (ГОСТ 2.109-79) указывают на полках линий-выносок, проводимых от элементов сборочной единицы на сборочном чертеже. Номера позиций располагают параллельно основной надписи чертежа вне контура изображения и группируют в колонки или строки. Размер шрифта номеров позиций должен быть на один – два размера больше, чем для размерных чисел. Допускается делать общую линию-выноску с вертикальным расположением номеров позиций (например, для группы крепёжных деталей). Линии-выноски не должны пересекаться, не должны пересекать размерные линии. Началом линии-выноски является точка, отмечающая тот элемент, от которого линия-выноска проводится.

Текстовую часть располагают на свободном поле чертежа над основной надписью в колонки шириной 180…185 мм. Текстовая часть сборочного чертежа редуктора содержит обязательные и дополнительные данные. Обязательные данные - техническая характеристика и технические требования, дополнительные данные - характеристика зацепления.

Техническая характеристика содержит: фактическое передаточное число редуктора; вращающий момент на тихоходном валу; частоту вращения быстроходного вала.

Технические требования включают: указания размеров для справок, обозначение смазочных материалов для передач и подшипников, требования к покрытию плоскости разъёма основания и крышки корпуса редуктора.

Характеристика зацепления (основные геометрические параметры передач) оформляются в виде таблицы, которая заполняется для зубчатых (червячных) передач следующим образом.

Числа зубьев шестерни (червяка) и колеса.

Модуль зацепления.

Угол наклона линии зубьев (витков червяка).

Ширина шестерни (длина нарезаемой части червяка) и колеса.
Степень точности передачи.

Примеры.

Характеристика зацепления

Модуль		m	1,5
Число зубьев	шестерни	z_1	20
	колеса	z_2	80
Угол наклона зубьев		β	0°
Ширина	шестерни	b_1	50
	колеса	b_2	45
Степень точности		-	8-В

Техническая характеристика

1. Передаточное число редуктора u =4.
2. Вращающий момент на тихоходном валу T_2=516 Н·м.
3. Частота вращения быстроходного вала n_1 = 790 об/мин.

Технические требования

1. Размеры для справок.
2. В редуктор залить масло И-Г-А-46 ГОСТ 20799-88 до верхней отметки маслоуказателя.
3. Допускается эксплуатировать редуктор с отклонением от горизонтального положения на угол до 5°. При этом должен быть обеспечен уровень масла, достаточный для смазки зацепления.

11.2.2. Чертежи деталей

Чертежи деталей редуктора должны иметь все данные, необходимые для изготовления деталей в соответствии с их назначением и расчётами, т.е. содержать указания по форме, размерам, точности, шероховатости поверхностей, материалу и термообработке, отделке и пр.

Детали изображают в положении, в котором деталь устанавливают на станке. Например, ось детали вращения (вал, зубчатое колесо, шкив) располагают параллельно основной надписи чертежа. Изображение детали на чертеже должно иметь минимальное число проекций, видов, разрезов и сечений. Каждый размер следует указывать на чертеже лишь один раз.

Размеры на чертежах не допускается наносить в виде замкнутой цепи, за исключением случаев, когда один из размеров указан как справочный. Справочные размеры на чертеже обозначаются знаком «*». Размеры, относящиеся к одному конструктивному элементу, следует группировать в одном месте. Час-

той ошибкой является включение в общую размерную цепь ширины фасок и канавок. Размеры фасок и канавок должны быть указаны отдельно. Размерные числа на нескольких параллельных или концентрических размерных линиях следует наносить в шахматном порядке. Размеры элементов деталей, обрабатываемых совместно, заключают в квадратные скобки. В технических требованиях в этом случае записывают: «Обработку по размерам в квадратных скобках производить совместно с деталью №…».

В редукторах общего назначения применяют преимущественно **посадки** в системе отверстия с основным отверстием *H*. Для посадок с зазором рекомендуют применять неосновные валы с допусками по *f*, *g*, *h*; для переходных посадок – j_s, *k*, *m*, *n*; для посадок с натягом – *p*, *r*, *s*. Это следует учитывать при постановке на чертеже размеров детали.

Важным качеством детали является шероховатость её поверхностей. Основные параметры **шероховатости** по ГОСТ 2789-73:

Ra – среднее арифметическое отклонение профиля, мкм;

Rz – высота неровностей профиля, мкм;

t_p – относительная опорная длина профиля.

Параметр *Ra* является основным для деталей в машиностроении. Параметр *Rz* назначают для несопрягаемых, грубо обработанных поверхностей, а также для поверхностей, получаемых литьём, ковкой, чеканкой. Значение шероховатости указывают в соответствии с требованиями ГОСТ 2.309-73.

11.3. Спецификация

Спецификацию выполняют на отдельных листах формата А4 по ГОСТ 2.108-68. Первый лист спецификации содержит основную надпись по форме 2, последующие – по форме 2а. В общем случае спецификация состоит из следующих разделов: документация, сборочные единицы, детали, стандартные изделия, материалы.

В графе «Поз.» (позиция) указывают порядковый номер составных частей редуктора.

В графе «Обозначение» – шифр чертежа составной части (для стандартных изделий эту графу не заполняют).

В графе «Наименование» – наименование изделия (для стандартных изделий указывают наименование и условное обозначение по соответствующему стандарту).

В графе «Кол.» – количество составных частей в редукторе.

Сведения о документации, сборочных единицах, деталях и стандартных изделиях оформляются в виде разделов с заголовками. Заголовки пишут в графе «Наименование» и подчёркивают сплошной линией. Выше и ниже заголовка оставляют по одной свободной строке. В разделе «Документация» указывают наименование документа, например, «Сборочный чертёж» и «Пояснительная записка». В разделе «Сборочные единицы» и «Детали» запись производят в по-

рядке возрастания обозначений, например, «Указатель жезловый», «Крышка-отдушина», «Корпус», «Крышка корпуса». В разделе «Стандартные изделия» приводят наименования и обозначения изделий в соответствии со стандартом, по группам изделий.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. – М.: Высш. шк., 1991.- 432 с.

2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование. – М.: Машиностроение., 2004. – 560 с.

3. Проектирование механических передач./С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцов и др. – М.: Машиностроение, 1984.- 560 с.

4. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. – М.: Машиностроение, 1980.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Таблица П.1.1

Номинальные линейные размеры (ГОСТ 6636-69)

R_a5	R_a10	R_a20		R_a40				Дополнительные размеры			
1,0	1,0	1,0	1,1	1,0	1,05	1,1	1,15				
	1,2	1,2	1,4	1,2	1,3	1,4	1,5	1,25	1,35	1,45	1,55
1,6	1,6	1,6	1,8	1,6	1,7	1,8	1,9	1,05	1,75	1,85	1,95
	2,0	2,0	2,2	2,0	2,1	2,2	2,4	2,05	2,15	2,3	
2,5	2,5	2,5	2,8	2,5	2,6	2,8	3,0		2,7	2,9	3,1
	3,2	3,2	3,6	3,2	3,4	3,6	3,8	3,3	3,5	3,7	3,9
4,0	4,0	4,0	4,5	4,0	4,2	4,5	4,8	4,1	4,4	4,6	4,9
	5,0	5,0	5,6	5,0	5,3	5,6	6,0	5,2	5,5	5,8	6,2
6,3	6,3	6,3	7,1	6,3	6,7	7,1	7,5	6,5	7,0	7,3	7,8
	8,0	8,0	9,0	8,0	8,5	9,0	9,5	8,2	8,8	9,2	9,8
10	10	10	11	10	10,5	11	11,5	10,2	10,8	11,2	11,8
	12	12	14	12	13	14	15	12,5	13,5	14,5	15,5
16	16	16	18	16	17	18	19	16,5	17,5	18,5	19,5
	20	20	22	20	21	22	24	20,5	21,5	23	
25	25	25	28	25	26	28	30		27	29	31
	32	32	36	32	34	36	38	33	35	37	39
40	40	40	45	40	42	45	48	41	44	46	49
	50	50	56	50	53	56	60	52	55	58	62
63	63	63	71	63	67	71	75	65	70	73	78
	80	80	90	80	85	90	95	82	88	92	98
100	100	100	110	100	105	110	120	102	108	112	115
	125	125	140	125	130	140	150	118	135	145	155
160	160	160	180	160	170	180	190	165	175	185	
	200	200	220	200	210	220	240	205	215	230	
250	250	250	280	250	260	280	300	270	290	300	315
	320	320	360	320	340	360	380	330	350	370	390
400	400	400	450	400	420	450	460	410	440	460	490
	500	500	560	500	500	560	600	515	545	580	615

Примечание. Настоящий стандарт устанавливает ряды нормальных линейных размеров (диаметров, длин, высот и др.) в интервале 0,001-20000мм; при выборе размеров предпочтение должно отдаваться ряду с более крупной градацией (ряд R_a5 следует предпочесть ряду R_a10, ряд R_a10 – ряду R_a20 и т.д.).

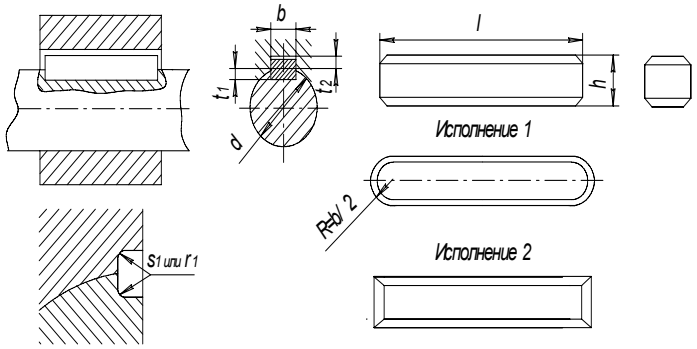
ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Числовые значения параметра шероховатости R_a

Вид поверхности	R_a, мкм
Поверхности валов для соединений с натягом	0,8
Поверхности валов под резиновые манжеты	0,4
Поверхности шпоночных пазов на валах:	
рабочие	3,2
нерабочие	6,3
Посадочные поверхности валов и корпусов под подшипники качения класса точности 0 при:	
d или D до 50 мм	0,8
d или D св. 50 мм	1,6
Торцы заплечиков валов и корпусов для базирования подшипников качения класса точности 0	1,6
Рабочие поверхности зубьев зубчатых колёс внешнего зацепления для степени точности:	
6	0,4
7	0,8
8	1,6
9	3,2
Торцы заплечиков валов для базирования зубчатых, червячных колёс, при отношении длины отверстия ступицы к его диаметру:	
$l/d < 0{,}7$	1,6
$l/d \geq 0{,}7$	3,2
Поверхности отверстий ступиц для соединений с натягом	1,6
Торцы ступиц зубчатых, червячных колёс, базирующихся по торцу заплечиков валов, при отношении длины отверстия в ступице к его диаметру:	
$l/d < 0{,}7$	1,6
$l/d \geq 0{,}7$	3,2
Торцы ступиц зубчатых, червячных колёс, по которым базируются подшипники качения класса точности 0	1,6
Поверхности шпоночных пазов в отверстиях колёс, шкивов	
рабочие	1,6
нерабочие	3,2
Свободные (нерабочие) торцовые поверхности зубчатых, червячных колёс, поверхности выступов зубьев колёс, витков червяков, опорные поверхности под головки болтов, винтов, гаек	6,3
Поверхности отверстий под болты, винты, шпильки	12,5

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Призматическая шпонка (ГОСТ23360-78)



d	b	h	t_1	t_2	l		s_1 или r_1	s или r
					от	до		
Св. 12 до 17	5	5	3	2,3	-	-	-	-
» 17 » 22	6	6	3,5	2,8	-	-	-	-
» 22 » 30	8	7	4,0	3,3	-	-	-	-
От 30 до 38	10	9	5,5	3,8	22	110	0,25…0,4	0,4…0,6
Св. 38 » 44	12	11	7	4,4	28	140		
» 44 » 50	14	12	7.5	4,9	38	160		
» 50 » 58	16	14	9	5,4	45	180		
» 58 » 65	18	16	10	6,5	50	200		
» 65 » 75	20	18	11	7,4	56	220	0,4… 0,6	0,6…0,8
» 75 » 85	22	20	12	8,4	63	250		
» 85 » 95	25	22	13	9,4	70	280		
» 95 » 110	28	25	15	10,4	80	320		
» 110 » 130	32	28	17	11,4	90	360		
» 130 » 150	36	32	20	12,4	100	400	0,7… 1,0	1,0…1,2
» 150 » 170	40	36	22	14,4				
» 170 » 200	45	40	25	15,4	110	450		
» 200 » 230	50	45	28	17,4	125	500		
» 230 » 260	56	50	31	19,5	140	500	1,2… 1,6	1,6…2,0
» 260 » 290	63	60	36	24,5	160			
» 290 » 330	70	65	39	26,5	180			
» 330 » 380	80	75	44	31,5	200		2,0… 2,5	2,5…3,0
» 380 » 440	90	85	49	36,5	220			
» 440 » 500	100	95	54	41,5	250			

Примечания: 1. Допускается в отдельных обоснованных случаях применять меньшие размеры сечений шпонок на валах больших диаметров, за исключением выходных концов валов.

2. Поля допусков ширины и высоты шпонки принимаются соответственно $h9$ и $h11$.

3. Материал шпонок по ГОСТ 10748 – 79 сталь с временным сопротивлением разрыву не менее 590 МПа : материал шпонок по ГОСТ 24071 – 80 сталь чистотянутая для сегментных шпонок по ГОСТ 8786 – 68: допускается также применение вышеуказанной стали.

4. Стандартные длины шпонок: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 77; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250мм.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ……. . . . . ……...3

1. РАСЧЕТ ЗАКРЫТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ……4
1.1. Общие положения……...4
1.2. Выбор электродвигателя……5
1.3. Допускаемые напряжения……..7
1.3.1. Допускаемые контактные напряжения при расчете на выносливость…….7
1.3.2. Допускаемые напряжения изгиба при расчете на выносливость…..10
1.4. Распределение передаточного числа……..11
1.5. Проектный расчет на контактную выносливость……..14
1.5.1. Межосевое расстояние……...14
1.5.2. Выбор модуля и числа зубьев……17
1.5.3. Определение ширины колеса……19
1.6. Проверочный расчет на выносливость по контактным напряжениям……20
1.7. Проверочный расчет на выносливость по напряжениям изгиба…….……21
1.8. Проверочный расчет прочности зубьев при перегрузках……22
1.9. Особенности расчета открытых цилиндрических зубчатых передач…….26
2. РАСЧЕТ ЗАКРЫТОЙ КОНИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ……27
2.1. Проектный расчет……27
2.1.1. Внешний делительный диаметр колеса……27
2.1.2. Внешнее конусное расстояние и углы делительных конусов……27
2.1.3. Ширина колес и модуль……28
2.1.4. Числа зубьев колес……28
2.1.5. Выбор коэффициентов смещения……29
2.2. Проверочный расчет……30
2.2.1. Проверочный расчет по контактным напряжениям……30
2.2.2. Проверочный расчет на выносливость по напряжениям изгиба….. .31
3. РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ……..33
3.1. Выбор электродвигателя……..33
3.2. Кинематический расчет……33
3.3. Проектировочный расчет……33
3.3.1. Определение допускаемых напряжений…… .33
3.3.2. Определение межосевого расстояния……...34
3.3.3. Определение числа витков червяка и числа зубьев червячного колеса……...34
3.3.4. Определение модуля зацепления и коэффициента диаметра червяка……34
3.3.5. Определение коэффициента смещения инструмента……35
3.3.6. Определение фактических значений передаточного числа и межосевого расстояния……..35
3.3.7. Определение основных геометрических размеров передачи…….35

3.4. Проверочный расчет……36
3.4.1. Уточнение коэффициента полезного действия передачи……...36
3.4.2. Проверка зубьев колеса по контактным напряжениям……...36
3.4.3. Проверка зубьев колеса по напряжениям изгиба…….……...37
3.4.4. Проверка редуктора на нагрев……...37
4. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ……..38
4.1. Быстроходный вал……38
4.2. Тихоходный вал……39
4.3. Промежуточный вал……41
5. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ……44
5.1. Быстроходный вал……44
5.2. Тихоходный вал……46
5.3. Промежуточный вал……49
6. ПРОВЕРКА ПОДШИПНИКОВ…… . 50
6.1. Подшипники быстроходного вала…… 50
6.2. Подшипники тихоходного вала……..52
6.3. Подшипники промежуточного вала…… .53
7. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ…… .54
8. КОНСТРУИРОВАНИЕ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ……55
9. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС……58
9.1. Зубчатые колёса…….. 58
9.2. Червячные колёса 60
10. СМАЗКА РЕДУКТОРОВ ……...61
11.ТРЕБОВАНИЯ К РАСЧЕТНО-КОНСТРУКТОРСКОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ..63
11.1. Расчетно-пояснительная записка . . ……63
11.2. Рабочие чертежи ……...65
11.2.1. Сборочный чертеж редуктора . ……..65
11.2.2. Чертежи деталей…… .67
11.3. Спецификация ……...68
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК……...70
ПРИЛОЖЕНИЕ 1……71
ПРИЛОЖЕНИЕ 2……72
ПРИЛОЖЕНИЕ 3……73

Министерство науки и высшего образования РФ
ФГБОУ ВО
«Уральский государственный горный университет»

В. М. Таугер

ДЕТАЛИ МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ И РОБОТОВ

Учебное пособие

Екатеринбург
2021

УДК 681.323-181.4(075)

Рецензент:

Таугер В. М.
Детали мехатронных модулей и роботов: учебное пособие. – Екатеринбург: УГГУ, 2021. – 107 с.: ил.

Изложены методы расчета деталей и преобразователей движения, необходимые для конструирования мехатронных модулей и роботов; рассмотрены конструктивные отличия основных деталей преобразователей движения мехатронных модулей от деталей передач общего назначения.

Учебное пособие предназначено для студентов-бакалавров направления «Мехатроника и робототехника».

Рекомендовано редакционно-издательским советом университета.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение……5
1. Соединения……6
1.1. Основные понятия……6
1.2. Шпоночные соединения……6
1.3. Зубчатые (шлицевые) соединения……...8
1.4. Резьбовые соединения……10
1.4.1. Классификация резьб……...10
1.4.2. Геометрические параметры треугольной резьбы……..11
1.4.3. Предотвращение самоотвинчивания в резьбовых соединениях……..11
1.4.4. Расчет резьбовых соединений на прочность……..12
1.4.5. Материалы и допускаемые напряжения……18
1.5. Заклепочные соединения……19
1.5.1. Разновидности заклепочных соединений……...19
1.5.2. Расчет заклепочного соединения на прочность……20
1.6. Сварные соединения……....22
1.6.1. Виды сварки……..22
1.6.2. Соединения ручной электродуговой сваркой……23
1.6.3. Расчет сварных соединений на прочность……25
1.7. Соединения с натягом……28
2. Передачи……..29
2.1. Общие сведения……...29
2.2. Ременные передачи……..30
2.3. Цилиндрические зубчатые передачи……32
2.3.1. Геометрические параметры цилиндрических зубчатых передач……32
2.3.2. Силы, действующие в зубчатом зацеплении……37
2.3.3. Виды разрушения зубьев……38
2.3.4. Материалы зубчатых передач……39
2.3.5. Методика расчета закрытой зубчатой передачи……40
2.4. Конические зубчатые передачи……..56
2.4.1. Геометрические параметры конических зубчатых передач……56
2.4.2. Силы в конической зубчатой передаче……..59
2.4.3. Методика расчета конической зубчатой передачи……60
2.5. Червячные передачи……65
2.5.1. Геометрические параметры червячных передач……...65
2.5.2. Силы в червячной передаче……68
2.5.3. Материалы червячных передач……...69
2.5.4. Методика расчета червячной передачи……..69
2.6. Планетарные зубчатые передачи…….....74
2.6.1. Общие сведения о планетарных передачах……74
2.6.2. Передаточное число и условия существования планетарного механизма……77
2.6.3. Материалы планетарных передач……...78

2.6.4. Методика расчета планетарной передачи……..78
2.7. Волновые зубчатые передачи…….81
2.7.1. Общие сведения……81
2.7.2. Передаточное число волновой передачи……83
2.7.3. Геометрические параметры волновой передачи……83
2.7.4. Материалы волновых передач…….85
2.7.5. Методика расчета волновой передачи……85
3. Подшипники……93
3.1. Классификация подшипников по виду трения…….93
3.2. Конструкции и классификация подшипников качения……...94
3.3. Методика расчета подшипников качения……95
3.3.1. Исходные данные для расчета…….95
3.3.2. Предварительный выбор подшипников……95
3.3.3. Проверочный расчет подшипников по динамической грузоподъемности……96
4. Валы и оси……104
4.1. Общие сведения……104
4.2. Методика расчета валов……104
4.2.1. Исходные данные……...104
4.2.2. Проектировочный расчет……...104
4.2.3. Разработка расчетной схемы……105
4.2.4. Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов в сечениях вала……...106
4.2.5. Проверка вала на усталостную прочность……...106
Библиографический список……107

ВВЕДЕНИЕ

Конструирование мехатронных модулей и роботов невозможно без знания методов расчета и конструирования их основных деталей и передач, называемых также преобразователями движения. В данном учебном пособии рассматриваются механические преобразователи движения, в качестве которых используют зубчатые (в том числе планетарные), червячные, волновые передачи.

В процессе разработки передачи конструктор должен учитывать ряд особых требований, предъявляемых к мехатронным модулям и роботам и решающим образом влияющих на выбор типа, расчет и конструкцию передачи.

В число требований часто входит ограничение кинематической погрешности и мертвого хода рабочего органа, способы вычисления которых также приведены в учебном пособии.

Для надежного усвоения студентом материала пособия необходимы достаточно твердые и обширные знания дисциплин «Теоретическая механика» и «Сопротивление материалов».

1. СОЕДИНЕНИЯ

1.1. Основные понятия

Соединением называется неподвижное сопряжение деталей между собой.

По принципу **неразрушаемости при разборке** различают соединения разъемные и неразъемные. К **разъемным** относят соединения, допускающие разборку без разрушения или повреждения элементов, а к **неразъемным** – соединения, разборка которых невозможна без разрушения или повреждения элементов. В число **элементов** соединения включают как сами соединяемые детали, так и изделия или материалы, которыми данное соединение обеспечивается.

Из разъемных соединений наибольшее распространение получили следующие:

– шпоночные;
– зубчатые (шлицевые);
– резьбовые;
– соединения с некруглым валом.

Из неразъемных соединений наиболее часто используются:

– заклепочные;
– сварные;
– соединения с натягом (фрикционные);
– клеевые.

Соединения с некруглым валом и клеевые в настоящем учебном пособии рассматриваться не будут. Для их расчета следует обратиться к учебно-методической и технической литературе [1, 2].

1.2. Шпоночные соединения

Шпоночные соединения образуются с помощью специальной крепежной детали, которая называется **шпонкой**. Шпонка располагается между соединяемыми деталями и передает нагрузку (усилие или крутящий момент) с одной детали на другую.

Различают **напряженные** и **ненапряженные** шпоночные соединения. В первых напряжения в шпонке и соединяемых деталях возникают уже в процессе сборки, во вторых же в отсутствие полезной нагрузки на соединение напряжения в шпонке и деталях практически равны нулю. В мехатронных модулях (ММ) и роботах, как правило, применяются ненапряженные соединения.

Известны ненапряженные соединения круглой шпонкой, сегментной шпонкой и призматической шпонкой.

Круглая шпонка представляет собой цилиндрическую деталь (штифт), входящую по переходной посадке в отверстия соединяемых деталей. В

большинстве случаев соединение служит для обеспечения точности сборки и не предназначено для передачи рабочей нагрузки.

Боковая поверхность **сегментной шпонки**, как показывает само название, представляет собой сегмент окружности. Соединение технологично в изготовлении и способно передавать небольшие нагрузки. Его расчет приведен в [1].

Наибольшие нагрузки могут быть реализованы в соединении **призматической шпонкой**. Используются шпонки со скругленными торцами, с одним скругленным торцом и с плоскими торцами (рис. 1.1, *а*). Размеры *b*, *h* и *l* оговорены ГОСТ 23360.

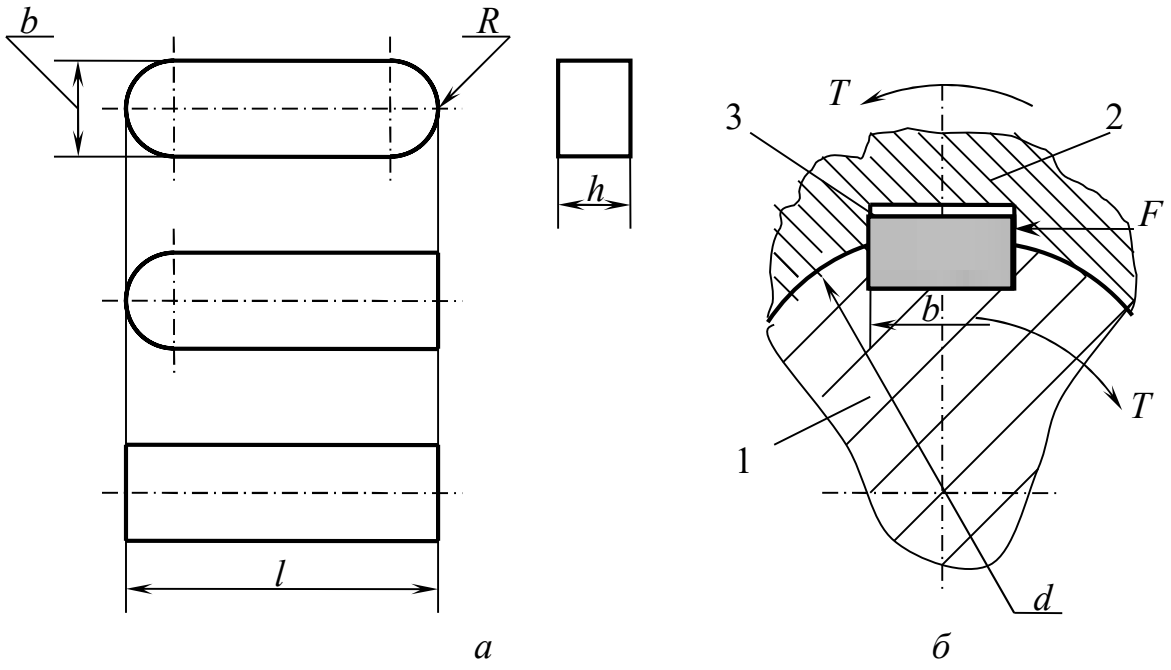


Рис. 1.1. Соединение призматической шпонкой

На валу 1 и во втулке 2 выполняются пазы, в которые при сборке устанавливается шпонка 3 (рис. 1.1, *б*), и крутящий момент *T* передается с вала к втулке ее боковыми гранями.

Боковые грани шпонки испытывают нормальные напряжения смятия, а в ее продольном сечении действуют касательные напряжения среза, но соотношение размеров стандартной низкой шпонки таково, что проверку на прочность по касательным напряжениям можно не выполнять. Таким образом, расчет соединения на прочность производится по напряжениям смятия, которые равны

$$\sigma_{см} = \frac{F}{A} = \frac{4T}{dhl_{р}} \le [\sigma_{см}], \qquad (1.1)$$

где F – сила, действующая на боковую грань; A – рабочий участок боковой грани, по которому распределяется сила F; $l_р$ – рабочая длина шпонки; $[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение смятия.

Формула (1.1) получена с учетом следующих допущений:

– плечо силы F относительно центра сечения вала равно $d/2$;

– ширина участка боковой грани, на котором распределяется сила F, равна $h/2$.

Рабочая длина шпонки со скругленными торцами равна

$$l_р = l - b; \tag{1.2}$$

с одним скругленным торцом

$$l_р = l - b/2; \tag{1.3}$$

с плоскими торцами $l_р = l$.

Допускаемые напряжения $[\sigma_{см}]$ = 80…120 МПа для соединений с переходными посадками втулки на вал, а для соединений с посадкой с натягом $[\sigma_{см}]$ = 110…200 МПа. Меньшие напряжения принимают при чугунной втулке или при резких изменениях нагрузки, бóльшие – при стальной втулке и спокойной нагрузке.

1.3. Зубчатые (шлицевые) соединения

Соединения образуются сопряжением наружных зубьев на валу с внутренними зубьями в отверстии втулки.

По форме профиля зубьев различают соединения **прямобочные** (рис. 1.2, *а*), **эвольвентные** (рис. 1.2, *б*) и **треугольные** (рис. 1.2, *в*).



Рис. 1.2. Разновидности шлицевых соединений
по форме профиля зуба

Соединения прямобочные выполняют с **центрированием** или по боковым сторонам зубьев, или по наружному диаметру, или по внутреннему диаметру вала. Центрирование по диаметрам обеспечивает более точную соосность соединяемых деталей, а центрирование по боковым сторонам – более точное

распределение нагрузки между зубьями, т.е. передачу бóльших крутящих моментов. На рис. 1.2, *а* показано центрирование по наружному диаметру.

Эвольвентные соединения выполняют с центрированием или по боковым сторонам зубьев, или по наружному диаметру. На рис. 1.2, *б* показано центрирование по наружному диаметру. Эвольвентные шлицы можно получать на зуборезном оборудовании и достигать при этом высокой точности.

Размеры прямобочных соединений даны в ГОСТ 1139, эвольвентных – в ГОСТ 6033.

Треугольные шлицы не стандартизованы. Они применяются при тонкостенных втулках, а также для соединения пластмассовых деталей с металлическими валами.

С точки зрения применения в ММ и роботах шлицевые соединения обладают такими преимуществами перед шпоночными, как повышенные нагрузочная способность и точность центрирования деталей. К недостаткам можно отнести сложность изготовления.

Основными критериями работоспособности шлицевых соединений являются прочность на смятие и сопротивление коррозионно-механическому износу. Причина такого изнашивания в неподвижных соединениях заключается в микро-перемещениях сопряженных поверхностей при вращении вала.

При допущении равномерного распределения нагрузки между зубьями условие прочности по напряжениям смятия выглядит следующим образом:

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{zhd_m l} \le [\sigma_{см}], \tag{1.4}$$

где z – число зубьев; h – высота зуба; d_m – средний диаметр соединения; l – длина поверхности контакта.

Высота зуба и средний диаметр определяют по формулам

$$h = (D - d)/2 - f'; \tag{1.5}$$

$$d_m = (D + d)/2, \tag{1.6}$$

где D, d – диаметры вершин и впадин зубьев соответственно; f' – расчетный зазор в соединении.

Допускаемое напряжение смятия определяют с учетом условий эксплуатации и твердости зубьев по табл. 1.1.

В случае постоянной нагрузки с числом циклов нагружения за полный срок службы порядка 10^8 условие удовлетворительного сопротивления соединения изнашиванию выражается неравенством

$$\sigma_{см} \le [\sigma_{изн}]. \tag{1.7}$$

Таблица 1.1

Значения $[\sigma_{см}]$ шлицевых соединений

Условия эксплуатации	$[\sigma_{см}]$, МПа	
	Твердость зубьев *HB*350	Твердость зубьев *HRC*40
Тяжелые (с ударом)	26…38	30…52
Средние	45…75	75…105
Легкие	60…90	90…150

Условное допускаемое напряжение $[\sigma_{изн}]$ изменяется в широких пределах в зависимости от твердости поверхностей контакта и условий приложения нагрузки. Для улучшенных зубьев $[\sigma_{изн}]$ = 26…85 МПа; для закаленных: до *HRC*40 $[\sigma_{изн}]$ = 34…105 МПа; до *HRC*45 $[\sigma_{изн}]$ = 42…130 МПа. При необходимости точного определения $[\sigma_{см}]$, $[\sigma_{изн}]$ следует обратиться к литературе [3].

1.4. Резьбовые соединения

1.4.1. Классификация резьбы

По форме основной поверхности различают **цилиндрические** и **конические** резьбы. Наиболее распространена цилиндрическая резьба. Коническую применяют для плотных соединений труб, масленок, пробок и т.п.

По форме профиля резьбового выступа различают треугольные, круглые, прямоугольные, трапецеидальные и упорные резьбы. Форма профиля тесно связана с назначением резьбы: для образования соединений используются треугольные и круглые (**крепежные**) резьбы, а в винтовых механизмах – прямоугольные, трапецеидальные и упорные (**ходовые**) резьбы. Такое распределение объясняется более высокой относительной прочностью крепежной резьбы и бóльшими силами трения в соединении крепежной резьбой.

По направлению винтовой линии различают **правую** и **левую** резьбу. У правой резьбы винтовая линия идет слева направо и вверх, у левой – справа налево и вверх. Обычно применяют правую резьбу, левую – только в некоторых специальных случаях.

Треугольные резьбы делятся на **метрические** и **дюймовые**. Геометрические параметры метрических резьб выражены в миллиметрах, дюймовых – в долях дюйма.

Разновидность дюймовой резьбы – **трубная** резьба, резьбовые выступы и впадины которой скруглены. Соединения трубными резьбами имеют меньшие зазоры, чем соединения метрическими резьбами, поэтому применяются в трубопроводной арматуре.

В ММ и роботах преимущественно применяются треугольные резьбы, они и будут рассмотрены в дальнейшем.

1.4.2. Геометрические параметры треугольной резьбы

Основные геометрические параметры (рис. 1.3): α – угол профиля, для метрической резьбы α = 60º, для дюймовой резьбы α = 55º; d – наружный диаметр; d_1 – внутренний диаметр; d_2 – средний диаметр; p – шаг резьбы.

Шаг резьбы – расстояние между одноименными сторонами соседних профилей, измеренное в направлении оси резьбы. По величине шага различают резьбы с крупным шагом и с мелкими шагами. Крупный шаг для определенного d один, а мелких шагов несколько. С уменьшением шага соответственно уменьшаются размеры резьбового выступа и угол подъема витка (см. ниже).

По образующей воображаемого цилиндра, диаметр которого равен среднему диаметру резьбы, ширина резьбового выступа равна ширине впадины (и равна $b/2$).

Кроме того, выделяют такие параметры, как n – число заходов; $p_1 = np$ – ход резьбы, т.е. перемещение гайки по винту за один оборот; ψ – угол подъема витка.

Под углом ψ подразумевается угол подъема развертки винтовой линии по среднему диаметру:

$$\psi = \operatorname{arctg}\frac{p_1}{\pi d_2} = \operatorname{arctg}\frac{np}{\pi d_2}. \qquad (1.8)$$

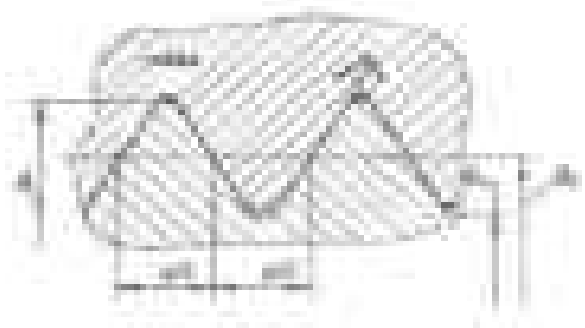


Рис. 1.3. Основные геометрические параметры треугольной резьбы

От величины ψ зависит, будет ли резьба **самотормозящейся**. Самоторможение – непременное условие для крепежной резьбы, поскольку без его соблюдения соединение не в состоянии выдерживать осевую нагрузку. В однозаходной треугольной резьбе ψ = 2º 30'…3º 30', что дает гарантированное самоторможение.

1.4.3. Предотвращение самоотвинчивания в резьбовых соединениях

Весьма часто резьбовые соединения эксплуатируются в условиях вибрации, переменных и ударных нагрузок. При этом обеспечения условия

самоторможения недостаточно для предотвращения самоотвинчивания, т.к. вследствие переменного характера нагрузки силы трения в резьбе понижаются.

Существует много способов дополнительного **стопорения** резьбы [1]. Способы первой группы направлены на повышение и стабилизацию сил трения в резьбе. Основные и наиболее часто применяемые из них – постановка **контргайки** и **пружинной шайбы**. Контргайка создает дополнительное натяжение, а, следовательно, и трение в резьбе, не зависящее от внешней нагрузки. Пружинная шайба представляет собой, по сути дела, виток пружины и поддерживает натяг и трение в резьбе на участке самоотвинчивания в один – два оборота гайки.

Способы второй группы сводятся к жесткому креплению элементов (гайки с болтом, гайки или винта с деталью). Одним из таких способов является применение в соединении специальной **корончатой гайки** со **шплинтом**. Корончатая гайка имеет кольцевой выступ с прорезями (коронку). Шплинтом называется деталь, изготовленная из проволоки полукруглого сечения. После навинчивания гайки на резьбовый стержень шплинт вставляется в прорезь коронки так, что проходит через коронку и резьбовый стержень насквозь (в стержне заранее сделано отверстие под шплинт). Затем концы шплинта отгибают, после чего шплинт надежно фиксирует гайку относительно резьбового стержня.

Указанными способами можно предотвратить самоотвинчивание в большинстве резьбовых соединений. В противном случае следует обратиться к литературе и подобрать приемлемый способ.

1.4.4. Расчет резьбовых соединений на прочность

Основные виды разрушения резьбовых соединений – срез витков и разрыв резьбового стержня. Касательные напряжения среза зависят, при равных фиксированных диаметре и шаге резьбы, от количества витков резьбы, по которым распределяется нагрузка, т.е. от высоты гайки. Поэтому добиться равнопрочности резьбы и стержня винта можно подбором высоты гайки. Стандартная высота нормальной гайки $H \approx 0{,}8d$, и именно такая высота дает выполнение условия равнопрочности. Следовательно, при использовании в болтовом соединении гайки нормальной высоты исключается необходимость рассмотрения прочности витков, и расчет соединения сводится к **расчету стержня болта (винта)**.

Ниже рассмотрены распространенные в конструкциях ММ и роботов случаи нагружения резьбового стержня.

Случай 1. Стержень винта нагружен только внешней растягивающей силой F, затяжка соединения отсутствует.

Опасное сечение – по внутреннему диаметру резьбы. Условие прочности по напряжениям растяжения в стержне

$$\sigma = \frac{F}{\frac{\pi d_1^{\,2}}{4}} = \frac{4F}{\pi d_1^{\,2}} \le [\sigma]. \qquad (1.9)$$

Допускаемые напряжения [σ] здесь и далее см. в табл. 1.2.

Случай 2. Внешняя нагрузка отсутствует, соединение затянуто.

Случай характерен для крепления ненагруженных герметичных крышек, люков и т.п.

Стержень болта растягивается осевой **силой затяжки** $F_{зат}$ и закручивается **моментом сил** T, необходимым для обеспечения затяжки. Величина $F_{зат}$ определяется из условия герметичности по рекомендациям, учитывающим опыт эксплуатации аналогичных соединений. Расчет стержня производится по **эквивалентному напряжению**, учитывающему наличие как нормальных напряжений растяжения, так и касательных напряжений кручения. Для стандартной метрической резьбы соотношение эквивалентного и нормального напряжений выражается зависимостью $\sigma_э \approx 1{,}3\sigma$, что позволяет рассчитывать стержень болта по формуле

$$\sigma_э = \frac{1{,}3F_{зат}}{\frac{\pi d_1^{\,2}}{4}} = \frac{5{,}2F_{зат}}{\pi d_1^{\,2}} \le [\sigma]. \qquad (1.10)$$

Случай 3. Соединение нагружено силами, сдвигающими детали в стыке, болт поставлен в отверстии с зазором. Пример – соединение, показанное на рис. 1.4.

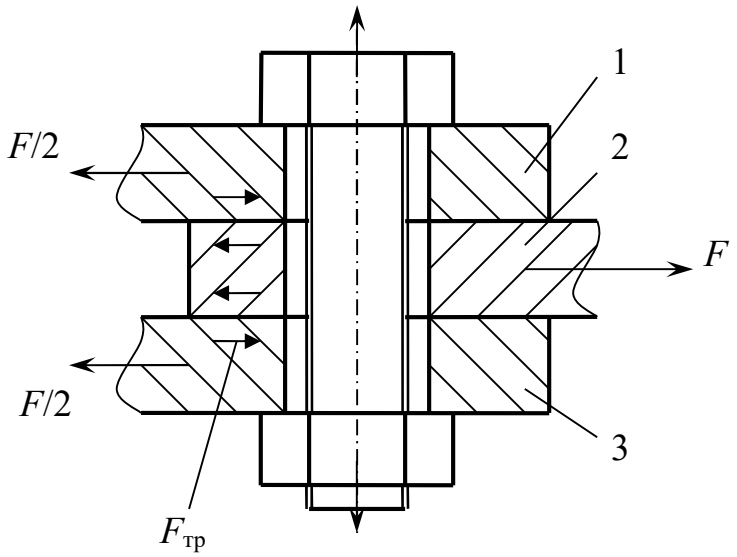


Рис. 1.4. Соединение, нагруженное поперечными силами (болт в отверстии с зазором)

Для упрощения расчета принято следующее допущение: болт не касается своей боковой поверхностью стенок отверстий в деталях. Следовательно, сдвигу деталей препятствуют только силы трения в стыке. Условие отсутствия сдвига может быть получено из рассмотрения равновесия детали 2:

$$F = iF_{\text{тр}} = iF_{\text{зат}} f, \tag{1.11}$$

где i – число плоскостей стыка деталей; f – коэффициент трения скольжения в стыке (для стальных деталей $f = 0{,}15\ldots0{,}2$).

Требованиям практики равенство (1.11) не удовлетворяет, т.к. малейшее увеличение силы F или уменьшение коэффициента трения (например, в результате попадания смазки в соединение) приведет к сдвигу деталей. Поэтому вместо (1.11) используется выражение

$$KF = iF_{\text{зат}} f, \tag{1.12}$$

откуда

$$F_{\text{зат}} = \frac{KF}{if}, \tag{1.13}$$

в (1.13) K – коэффициент запаса. При статической нагрузке K = 1,3…1,5, при переменной нагрузке K = 1,8…2.

После определения $F_{\text{зат}}$ прочность болта оценивают по (1.10).

Случай 4. Соединение нагружено силами, сдвигающими детали в стыке, болт поставлен без зазора. Такие соединения (см. рис. 1.5) образуются с помощью болтов по ГОСТ 7817, имеющих гладкую рабочую часть, диаметр которой d_3 больше диаметра резьбы d. Отверстия под болты обрабатывают разверткой, в результате посадки болтов в отверстиях получаются переходные или с натягом.

Сдвигающие силы вызывают в стержне болта напряжения среза и смятия. Резьба в соединении играет вспомогательную роль, фиксируя соединяемые детали одну относительно другой.

Напряжение среза в стержне болта в соединении по рис. 1.5

$$\tau = \frac{4F}{\pi d_3^{\,2} i} \le [\tau], \tag{1.14}$$

где i – число плоскостей среза (на рис. 1.5 i = 2).

Напряжение смятия для крайней детали

$$\sigma_{\text{см1}} = \frac{F}{2d_3\delta_1} \le [\sigma_{\text{см}}]; \tag{1.15}$$

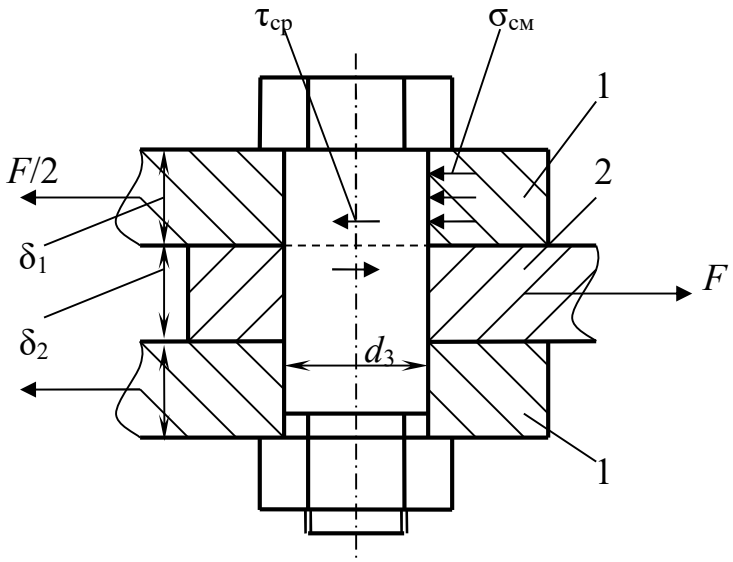


Рис. 1.5. Соединение, нагруженное поперечными силами
(болт в отверстии без зазора)

для средней детали

$$\sigma_{см2} = \frac{F}{d_3 \delta_2} \le [\sigma_{см}]. \qquad (1.16)$$

Формулы (1.15), (1.16) справедливы как для болта, так и для деталей. Из двух значений $\sigma_{см}$ расчет прочности выполняют по наибольшему, а допускаемое напряжение определяют по более слабому материалу болта или детали. Обычно диаметр болта находят из условия прочности на срез, а затем производят проверку по напряжениям смятия.

Случай 5. Болт затянут, внешняя нагрузка раскрывает стык деталей. В качестве примера могут быть рассмотрены болты крепления крышки резервуара к корпусу (рис. 1.6).

Внутри резервуара находится газ под избыточным давлением *p*. Очевидно, что затяжка болтов должна обеспечивать герметичность соединения, для чего болты предварительно (до того, как в резервуар подается газ) затягивают. При этом болты и стык деформируются: болты растягиваются, стык сжимается. Сжатие стыка происходит в основном за счет прокладки, если предусмотрена мягкая прокладка. Если же прокладка металлическая, то главную роль играет податливость фланцев крышки и корпуса. После того, как в резервуаре установилось давление *p*, приходящаяся на болт внешняя нагрузка становится равной

$$F = \frac{p\pi D^2}{4z}, \tag{1.17}$$

где z – число болтов.

Под действием внешней нагрузки дополнительно растягиваются. Но при этом крышка приподнимается болты, и сжатие стыка уменьшается на величину дополнительной деформации болтов. Таким образом, с одной стороны, имеет место приращение нагрузки на болт за счет силы давления газа на крышку, а с другой стороны, уменьшается нагрузка на болт со стороны стыка, возникшая в результате предварительной затяжки. В итоге суммарное увеличение нагрузки на болт оказывается значительно меньше, чем F по (1.17).

Расчетная суммарная нагрузка на болт

$$F_{\text{р}} = F_{\text{зат}} + \chi F, \tag{1.18}$$

где χ – коэффициент внешней нагрузки, обычно принимается равным 0,2…0,3.

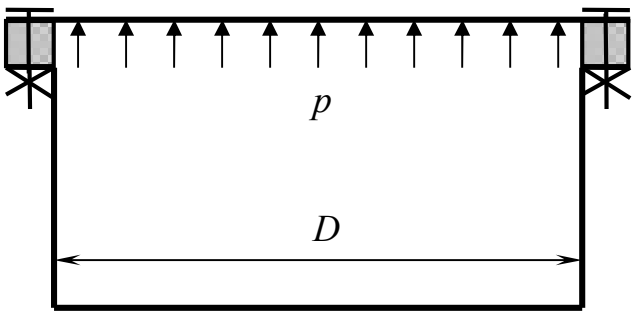


Рис. 1.6. Соединение «болт затянут,
внешняя нагрузка раскрывает стык»

Силу затяжки рекомендуется принимать

$$F_{\text{зат}} = k_{\text{зат}} F, \tag{1.19}$$

где $k_{\text{зат}}$ – коэффициент затяжки.

По условию герметичности: при мягкой прокладке $k_{\text{зат}}$ = 1,3…2,5; при металлической фасонной прокладке $k_{\text{зат}}$ = 2…3,5; при металлической плоской прокладке $k_{\text{зат}}$ = 3…5.

После того, как найдена $F_{\text{р}}$, проверяют болт на прочность по формуле

$$\sigma_{\text{э}} = \frac{5{,}2F_{\text{р}}}{\pi d_1^{\,2}} \le [\sigma]. \tag{1.20}$$

Случай 6. Эксцентрично нагруженный болт. Пример – нагружение болта с молотовидной головкой (рис. 1.7). Такие болты используют, когда невозможно расположить в отверстии обычный болт (отверстие слишком близко к стенке), а также в некоторых других случаях.

Затяжка соединения вызывает возникновение в стержне болта напряжений растяжения

$$\sigma_{\text{р}} = \frac{4F_{\text{зат}}}{\pi d_1^{\,2}} \tag{1.21}$$

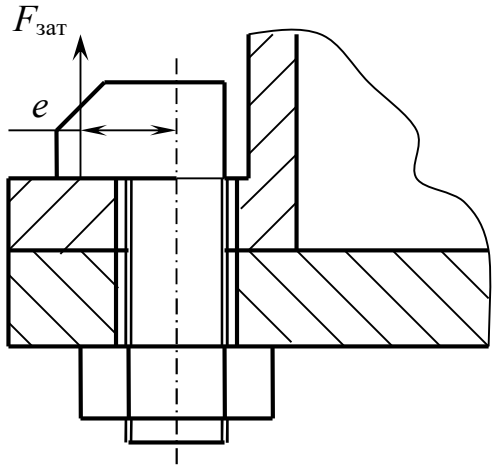


Рис. 1.7. Соединение болтом с молотовидной головкой

и напряжений изгиба

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{32F_{\text{зат}}e}{\pi d_1^{\,3}}, \tag{1.22}$$

где e – эксцентриситет силы затяжки.

Для сопоставления величин составляющих напряжений предположим, что $e = d_1$. Тогда

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{32F_{\text{зат}}}{\pi d_1^{\,2}}; \tag{1.23}$$

$$\sigma_{\text{и}} / \sigma_{\text{р}} = 8. \tag{1.24}$$

Из (1.24) видно, что из двух составляющих гораздо более опасно напряжение изгиба. Следовательно, эксцентричного нагружения болтов нужно всемерно избегать, а в тех случаях, когда использование эксцентрично

нагруженного болта является технической необходимостью, обязательно учитывать его в расчетах.

Суммарное напряжение в стержне болта с учетом напряжения кручения

$$\sigma_{\text{р}} = \frac{5{,}2F_{\text{зат}}}{\pi d_1^{\,2}} + \frac{32F_{\text{зат}}e}{\pi d_1^{\,3}} \le [\sigma]. \qquad (1.25)$$

1.4.5. Материалы и допускаемые напряжения

Стандартные крепежные изделия изготовляют обычно из сталей марок Сталь10…Сталь 35, т.к. эти дешевые стали позволяют выпускать большие количества изделий наиболее производительными методами. Стали с более высоки-ми прочностными характеристиками применяют для изготовления высоконагру-женных деталей в ответственных соединениях. В этих случаях может предусма-триваться также термическая обработка.

Особое внимание следует уделять защите соединений от коррозии. С этой целью стандарты предусматривают больше десятка различных видов покрытий болтов, шпилек и гаек применительно к различным агрессивным средам – от цинкового с хромированием до серебряного. В тех случаях, когда вид среды неизвестен, можно рекомендовать достаточно простые и дешевые покрытия, такие, как кадмиевое с хромированием (группа 02).

В технически обоснованных случаях крепежные детали выполняют из цветных металлов и сплавов.

Допускаемые напряжения при расчете резьбовых соединений на прочность сведены в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Допускаемые напряжения

Случай соединения	Номер формулы	Значение допускаемого напряжения
1	(1.9)	$[\sigma] = 0{,}6\sigma_{\text{т}}$
2,3,5	(1.10), (1.20)	$[\sigma] = \sigma_{\text{т}}/[s]$; $[s]$ – по табл. 1.3 для неконтролируе-мой затяжки; $[s] = 1{,}5…2{,}5$ – для контролируемой затяжки
4	(1.14), (1.15), (1.16)	$[\tau] = 0{,}4\sigma_{\text{т}}$ – для статической нагрузки; $[\tau] = (0{,}2…0{,}3)\sigma_{\text{т}}$ – для переменной на-грузки; $[\sigma_{\text{см}}] = 0{,}8\sigma_{\text{т}}$ – сталь; $[\sigma_{\text{см}}] = (0{,}4…0{,}5)\sigma_{\text{т}}$ – чугун
6	(1.25)	$[\sigma] = 0{,}6\sigma_{\text{т}}$

Различают затяжку **контролируемую** и **неконтролируемую**. Контролируемая затяжка осуществляется с помощью специальных динамометрических ключей и ключей предельного момента, дающих

возможность затянуть соединение заданной силой (и не большей). Существуют также и другие средства и методы контроля затяжки, к которым следует прибегать там, где это оговорено техническими требованиями. Судя по величинам запасов прочности (табл. 1.3), контролируемая затяжка позволяет существенно повысить надежность соединений.

1.5. Заклепочные соединения

1.5.1. Разновидности заклепочных соединений

Заклепочное соединение образуется расклепыванием стержня заклепки, вставленной в отверстия деталей (рис. 1.8). Обжимка 1 формирует замыкающую головку 2 заклепки 3, причем вследствие пластических деформаций стержень заклепки заполняет зазор в отверстиях. Поддержка 4 фиксирует закладную головку 5 заклепки.

Силы, вызванные упругими деформациями деталей и стержня заклепки, стягивают детали. Сдвигу деталей препятствует сопротивление стержня заклепки и частично силы трения между деталями.

Таблица 1.3

Запасы прочности при неконтролируемой затяжке

Материал болта	Запас прочности [s] для резьбы		
	М6…М16	М16…М30	М30…М60
Углеродистая сталь	5…4	4…2,5	2,5…1,5
Легированная сталь	6,5…5	5…3,3	3,3

Отверстия в деталях сверлят или продавливают. Сверление менее производительно, но придает соединению повышенную прочность. В ответственных соединениях предусматривается обязательное совместное сверление отверстий в деталях, что дополнительно повышает надежность соединения.

Клепку можно производить вручную и машинным способом (пневматическими молотками, прессами и т.п.).

Стальные заклепки диаметром до 10 мм и заклепки из цветных металлов ставят без нагрева, поэтому процесс расклепывания называют **холодной клепкой**. Стальные заклепки большого диаметра ставят с нагревом. Нагрев повышает пластичность заклепки, облегчает расклепывание, улучшает заполнение отверстия и повышает натяг в соединении, связанный с температурными деформациями при остывании. В этом случае образование соединения называют **горячей клепкой**.

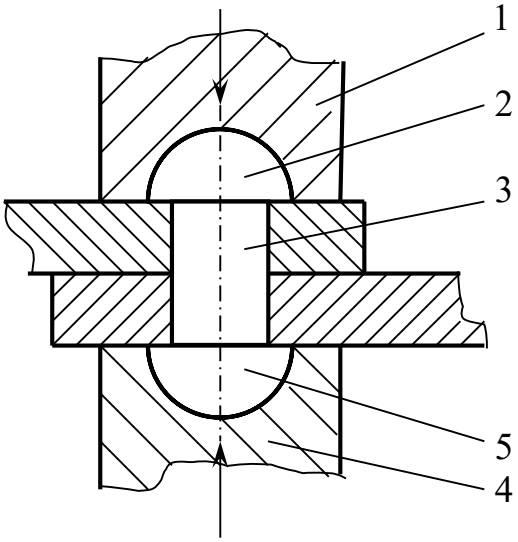


Рис. 1.8. Заклепочное соединение

Применяются заклепки с полукруглой головкой (такая заклепка показана на рис. 1.8), с потайной и полупотайной головками. Кроме того, существуют различные типы специальных заклепок: пустотелые и полупустотелые, заклепки для односторонней клепки и т.д. Геометрическая форма и размеры заклепок нормальной точности оговариваются ГОСТ 10299, ГОСТ 10300, заклепок повышенной точности – ГОСТ 14787, ГОСТ 14798, ГОСТ 14801.

Листовые детали соединяются заклепочными **швами**. В зависимости от назначения различают швы **прочные**, **плотные** и **прочноплотные**. Прочные швы применяют в металлоконструкциях, плотные – в резервуарах для хранения жидкостей и газов с невысоким давлением, прочноплотные – в резервуарах для хранения жидкостей и газов с высоким давлением. Плотность шва достигается постановкой заклепок с шагом, не большим некоторого строго определенного значения.

По конструктивному признаку различают швы **однорядные** и **многорядные**, соединения **внахлестку** и **встык**, **односрезные** и **многосрезные**. На рис. 1.9 приведен пример двухсрезного соединения внахлестку.

Применение заклепочного соединения целесообразно в тех случаях, когда материалы деталей плохо соединяются сваркой, а также в тех конструкциях, где важно растянуть во времени процесс разрушения.

К недостаткам соединения относятся трудоемкость выполнения длинных заклепочных швов, вредность работы клепальщика, существенное ослабление соединяемых деталей отверстиями под заклепки.

1.5.2. Расчет заклепочного соединения на прочность

На основные размеры заклепочных соединений выработаны нормы, по которым выбирают диаметры отверстия и заклепки, шаг шва и расстояние от

шва до края деталей, а также толщину деталей. Расчет заклепки обычно носит проверочный характер.

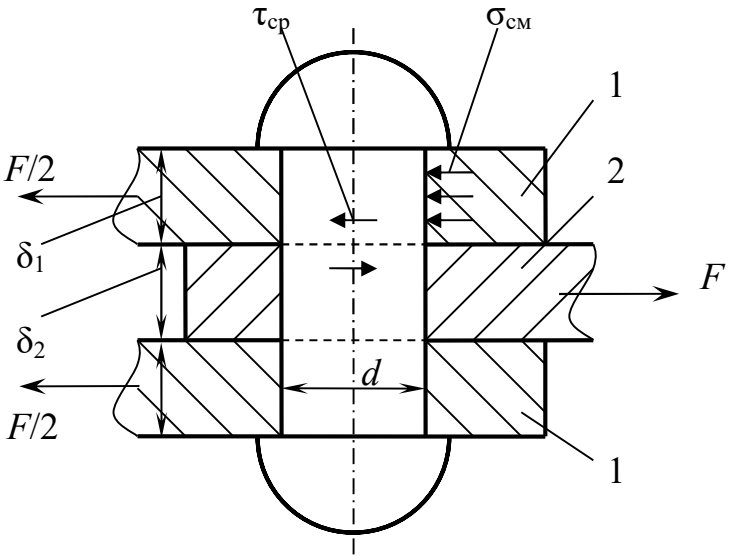


Рис. 1.9. Двухсрезное заклепочное соединение внахлестку

Рассмотрим соединение, нагруженное силами, сдвигающими детали в стыке (рис. 1.9). Его расчет аналогичен приведенному выше расчету резьбового соединения болтом, поставленным в отверстия без зазора, поэтому дополнительных пояснений не требует.

Условие прочности заклепки по напряжениям среза выражается формулой

$$\tau = \frac{4F}{\pi d^2 i} \le [\tau_{ср}], \qquad (1.26)$$

условия прочности по напряжениям смятия:

$$\sigma_{см1} = \frac{F}{2d\ \delta_1} \le [\sigma_{см}], \qquad (1.27)$$

$$\sigma_{см2} = \frac{F}{d\ \delta_2} \le [\sigma_{см}]. \qquad (1.28)$$

Допускаемые напряжения для заклепки из стали Ст3 принимают такими: $[\tau_{ср}]$ =140 (100) МПа; $[\sigma_{см}]$ = 320 (280) МПа. Первые числа – для отверстий, полученных сверлением, значения в скобках – для отверстий, полученных продавливанием.

Материал заклепки должен отвечать следующим требованиям:

– обладать пластичностью;

– не принимать закалки при горячей клепке;
– не образовывать с материалом деталей гальванической пары.

1.6. Сварные соединения

1.6.1. Виды сварки

Из всего многообразия применяемых в настоящее время в производстве видов сварки при изготовлении ММ и роботов преимущественно используются **электродуговая** и **контактная**.

В электродуговой сварке образование соединения основано на заполнении стыка между деталями металлом **электрода**, расплавленного электрической дугой. Данный способ требует качественного прогрева кромок деталей и предотвращения доступа в зону сварки кислорода и азота воздуха. Последнее обеспечивается специальным покрытием электрода, которое, разлагаясь под действием температуры дуги, выделяет большое количество газа, инертного по отношению к металлу.

Различают **ручную** и **автоматическую** электродуговую сварку. Шов, выполненный сварочным автоматом, имеет более высокое качество, а следовательно, и большую статическую и усталостную прочность. К сожалению, выполнить соединение автоматически далеко не всегда возможно.

Контактная сварка является высокопроизводительным методом и применяется для соединения листовых деталей толщиной до 4 мм. Она основана на использовании повышенного **электрического сопротивления** зоны контакта деталей. Различают **точечную**, **шовную** и **стыковую** контактную сварку.

Сущность контактной сварки удобно пояснить на примере ее точечной разновидности (рис. 1.10).

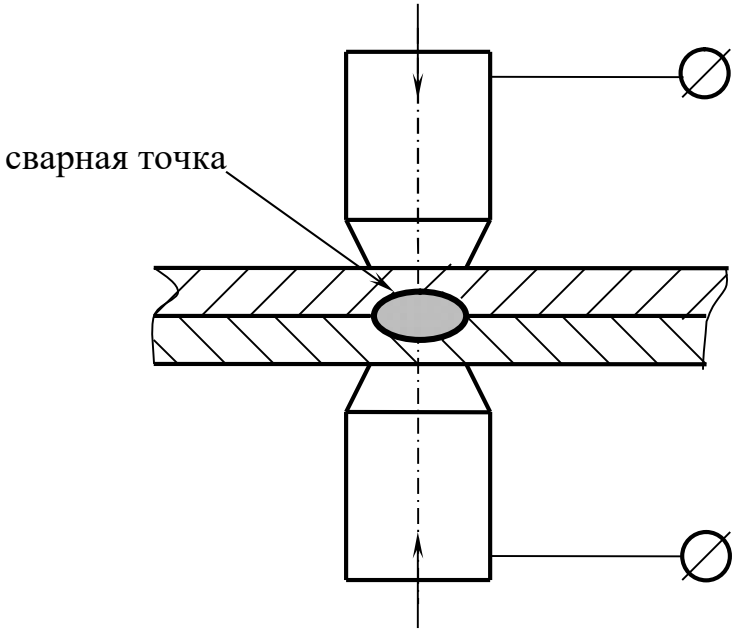


Рис. 1.10. Схема контактной точечной сварки

Детали сжимаются электродами. Ток течет между электродами, при этом теплота в основном выделяется на поверхности контакта деталей; металл плавится, и образуется сварная точка.

Шовная сварка выполняется аналогично, но в качестве электродов применяют диски, которые перекатываются по деталям в направлении шва. Появляется возможность провести герметичный шов.

Стыковая контактная сварка применяется для соединения встык деталей типа стержней со сравнительно небольшой площадью поперечного сечения.

Достоинства сварного соединения следующие:

– высокая производительность и сравнительно невысокая трудоемкость сварки;

– простота обеспечения равнопрочности изделия, снижение его массы и стоимости.

Недостатки:

– необходимость правильного выбора материалов деталей;

– наличие в шве дефектов (неоднородностей, микротрещин и т.п.), и, как следствие, снижение прочности соединения.

Лучше всего свариваются детали из низкоуглеродистых сталей, например, из стали Ст3. Стали углеродистые и легированные требуют для сварки применения специальных приемов: предварительного прогрева деталей, подачи инертного газа в зону сварки и т.д.

1.6.2. Соединения ручной электродуговой сваркой

Ручная электродуговая сварка представляет собой наиболее универсальный способ образования соединений, поэтому именно она и будет рассмотрена подробно.

Элементы сварных швов, получаемых ручной электродуговой сваркой, указаны в ГОСТ 5264. Стандарт устанавливает четыре типа соединений в зависимости от взаимного расположения соединяемых деталей: **стыковое**, **нахлесточное**, **тавровое** и **угловое**.

Стыковое соединение (рис. 1.11) простое и зачастую наиболее надежное. При толщине деталей $s \leq 6$ мм их можно соединять без **разделки кромок** (соединение С2). В случае $s > 6$ мм расплавленный металл электрода не может заполнить зазор между деталями, получается некачественный шов пониженной прочности. Поэтому при толщинах больших 6 мм применяют подварку с другой стороны, одностороннюю и двухстороннюю разделку кромок деталей (например, соединения С5 и С21).

Нахлесточное соединение (рис. 1.12) возникло как аналог заклепочного соединения внахлестку. Из всех сварных соединений оно наиболее простое, не требует подготовки кромок независимо от толщины деталей. Возможны одностороннее (Н1) и двухстороннее (Н2) нахлесточные соединения.

Тавровое соединение показано на рис. 1.13 и, подобно нахлесточному, может быть односторонним и двухсторонним. Кроме того, при бóльших s оно выполняется с разделкой кромок пристыковываемой детали.

Угловое соединение (рис. 1.14) часто применяется при изготовлении различного рода металлических емкостей – корпусов, коробов и т.п.

Различают два вида **швов**: **стыковой** шов – для образования стыковых соединений; **угловой** шов – для всех остальных соединений.

В обозначение типа **электрода** для ручной электродуговой сварки по ГОСТ 9467 входит буква «Э» и число, равное пределу прочности металла электрода, выраженному в кгс/мм^2, например, Э42, Э50А. Буква «А» в обозначении показывает, что химический состав электрода подвергается дополнительному контролю. Такие электроды применяются в ответственных соединениях для повышения надежности конструкции.

Стандарт устанавливает ряд диаметров электродов в миллиметрах: 2, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12... Для ручной сварки используют электроды небольших диаметров, как правило, до 6 – 8 мм, т.к. при этом достигается наивысшее качество шва в сочетании с невысокой трудоемкостью сварки.

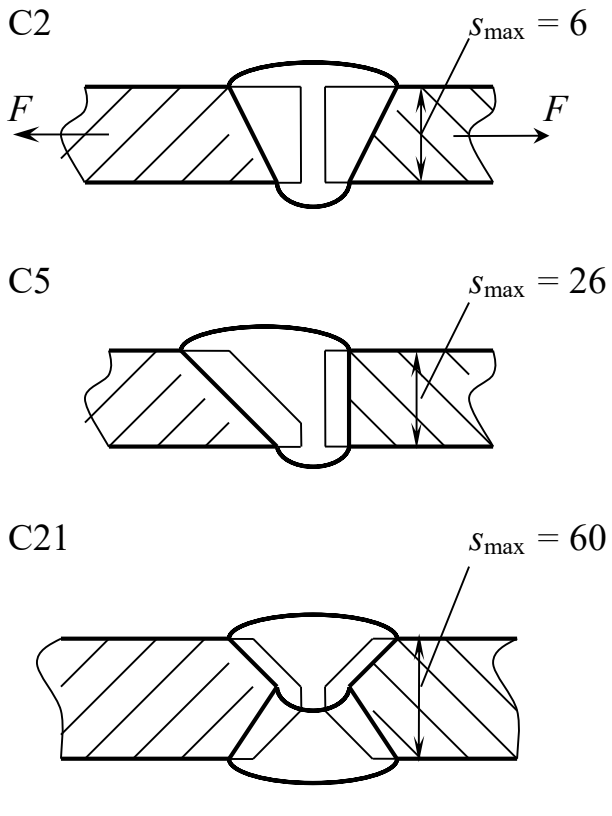


Рис. 1.11. Стыковое сварное соединение

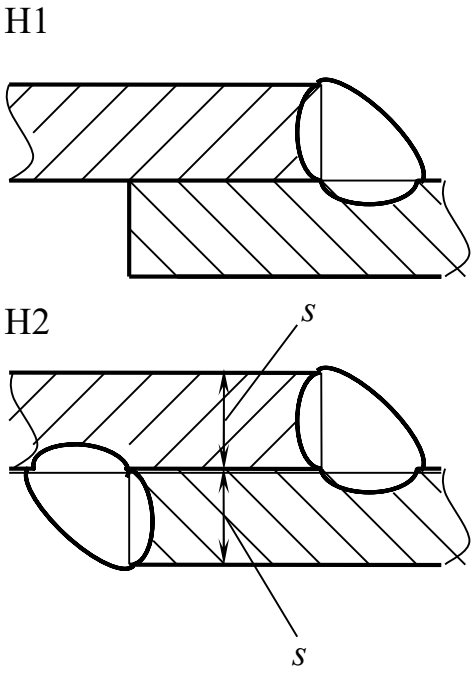
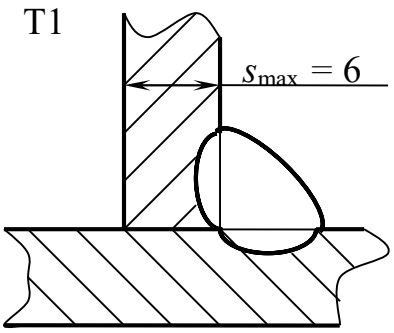


Рис. 1.12. Нахлесточное сварное соединение



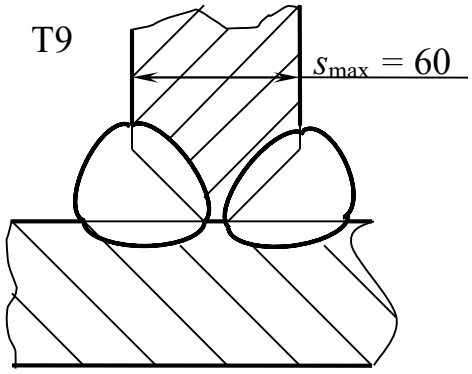
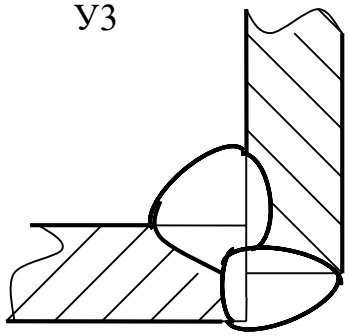


Рис. 1.13. Тавровое сварное соединение



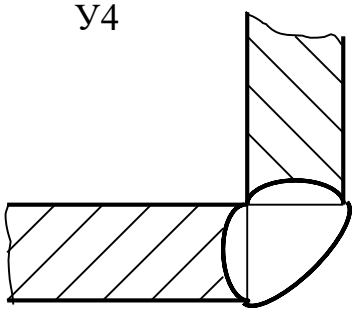


Рис. 1.14. Угловое сварное соединение

1.6.3. Расчет сварных соединений на прочность

Расчет **стыкового шва** производится следующим образом.

Напряжение в шве от растягивающей нагрузки (см. рис. 1.11) определяют по формуле

$$\sigma = \frac{F}{bs} \le [\sigma'] = (0{,}9...1{,}0)[\sigma_р], \qquad (1.29)$$

где b – длина шва; $[\sigma']$ – допускаемое напряжение для материала шва; $[\sigma_р]$ – допускаемое напряжение растяжения для материала деталей.

Предполагается, что стыковой шов практически равнопрочен с соединяемыми деталями. В (1.29) коэффициент 0,9 принимают при электродах Э42, Э50, а коэффициент 1,0 – при электродах Э42А, Э50А.

Напряженное состояние **углового шва** в нахлесточном и тавровом соединениях существенно отличается от напряженного состояния стыкового шва даже при простейшем нагружении растягивающими силами. В материале шва возникают как нормальные, так и касательные напряжения. Инженерный расчет производится упрощенно по касательным напряжениям. По форме швы разделяют на нормальные – в виде равнобедренного прямоугольного треугольника, выпуклые и вогнутые. Вогнутые швы лучше сопротивляются переменной нагрузке, но выполнение их связано с дополнительной

механической обработкой, а следовательно, и с дополнительными затратами. В дальнейшем рассматриваются **нормальные швы** как самые распространенные в практике.

На рис. 1.15 показано нахлесточное соединение нормальным угловым швом с длиной L и катетом K. Разрушение такого шва происходит по биссектрисе AB прямого угла, что предсказано теорией и подтверждено практикой.

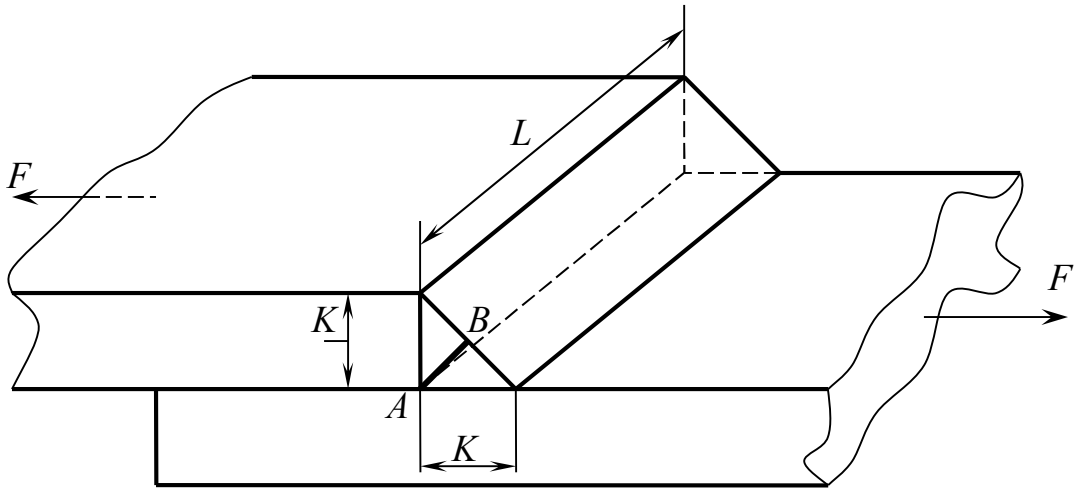


Рис. 1.15. Геометрия углового шва

Площадь опасного сечения шва

$$A_{\text{о.с}} = AB \cdot L \approx 0{,}7KL. \tag{1.30}$$

Условие прочности шва

$$\tau = \frac{F}{A_{\text{о.с}}} = \frac{F}{0{,}7KL} \le [\tau']. \tag{1.31}$$

Допускаемое касательное напряжение для сварных швов, выполненных электродами Э42, Э50, принимают равным $[\tau'] = 0{,}6[\sigma_{\text{р}}]$, а для швов, выполненных электродами Э42А, Э50А – равным $[\tau'] = 0{,}65[\sigma_{\text{р}}]$.

По расположению относительно направления нагрузки различают швы **фланговые** (параллельные нагрузке), **лобовые** (перпендикулярные нагрузке) и **косые**. Напряжения в лобовом и фланговом швах различаются (при прочих равных условиях), но в инженерных расчетах касательные напряжения с достаточной степенью точности определяются по одним и тем же формулам.

На рис. 1.16 приведено соединение двумя фланговыми и одним лобовым швами. Для этого случая формула (1.31) принимает следующий вид:

$$\tau = \frac{F}{0{,}7K(2L_{ф} + L_{л})} \le [\tau'], \qquad (1.32)$$

где $L_{ф}$, $L_{л}$ – длины флангового и лобового швов.

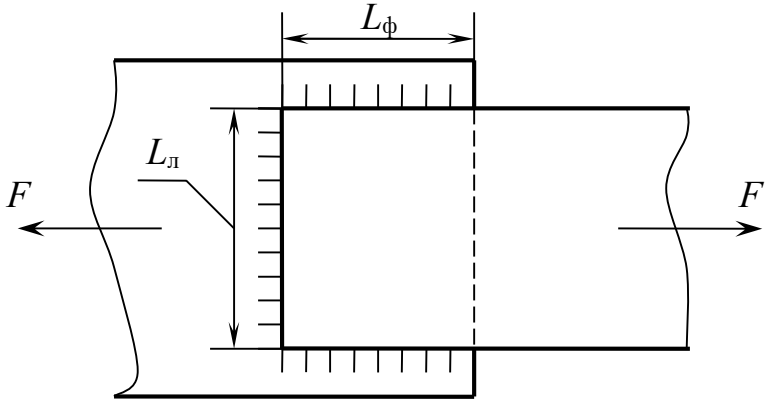


Рис. 1.16. Вариант нахлесточного соединения двумя фланговыми и одним лобовым швами

Соединения, показанные на рис. 1.17, нагруженные парой сил с моментом T, рассчитываются по следующим формулам:
соединение на рис. 1,17, *а*

$$\tau = \frac{T}{0{,}7KLb} \le [\tau']; \qquad (1.33)$$

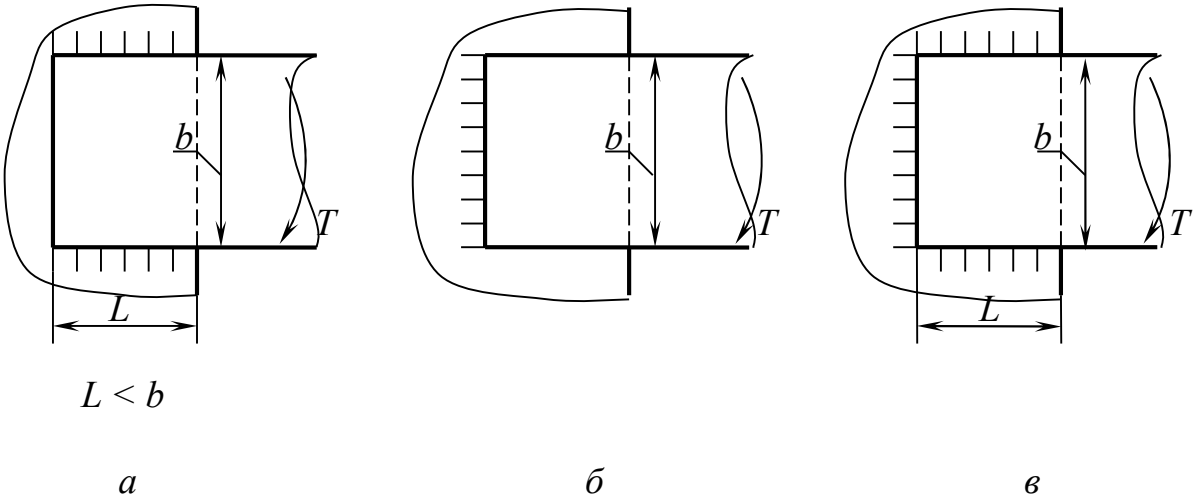
на рис. 1.17, *б*

$$\tau = \frac{6T}{0{,}7Kb^{2}} \le [\tau']; \qquad (1.34)$$

на рис. 1.17, *в*

$$\tau = \frac{T}{0{,}7KLb + 0{,}7K\dfrac{b^{2}}{6}} \le [\tau']. \qquad (1.35)$$

В тех случаях, когда соединение находится одновременно под действием различных нагрузок (поперечная и продольная силы, крутящий момент и т.п.), расчет ведут, исходя из принципа независимости действия сил.



$L < b$

а *б* *в*

Рис. 1. 17. Соединения, нагруженные парой сил с моментом T

1.7. Соединения с натягом

Соединения типа «вал – ступица» с натягом (фрикционные) в ММ и роботах используются значительно чаще, чем в механизмах общего назначения, что объясняется их серьезными **преимуществами** по сравнению с прочими соединениями. Например, по сравнению со шпоночными соединения с натягом:

– имеют упрощенную технологию изготовления деталей;

– обеспечивают более точное базирование деталей в соединении;

– позволяют исключить элементы, снижающие прочность деталей, такие, как шпоночные пазы.

К **недостаткам** соединений с натягом относятся трудоемкость сборки и сложность контроля качества.

Основные способы сборки – сборка прессованием и сборка нагревом. При сборке нагревом нагревают ступицу (до температуры не выше 240 ^{o}C) или охлаждают вал (жидким воздухом до минус 190 ^{o}C, сухим льдом до минус 72 ^{o}C), что позволяет получать соединения, способные воспринимать бóльшие нагрузки, чем соединения прессованием.

Задача расчета соединения – правильный выбор посадки, натяг в которой обеспечит необходимое давление, а значит, и силы трения на поверхности контакта деталей. Методика расчета подробно рассмотрена в [1, 3].

2. ПЕРЕДАЧИ

2.1. Общие сведения

Механической передачей называется механизм, преобразующий параметры движения при его передаче от двигателя к исполнительным органам машины. Передача осуществляет согласование режима работы двигателя с режимом работы исполнительных органов. Применительно к ММ часто используется так-же термин **преобразователь движения**.

В ряде случаев передачи предназначены для изменения направления движения или для преобразования вращательного движения в поступательное или наоборот.

Часто в функцию передачи входит регулирование частоты вращения (скорости) исполнительного органа при постоянной скорости двигателя. Такая передача называется **вариатором**.

Основными параметрами движения являются **мощность** P_1 на входе и P_2 на выходе передачи и **частоты вращения** n_1 на входе и n_2 на выходе (либо **угловые скорости** ω_1 и ω_2 соответственно). Кроме того, различают производные характеристики:

– **коэффициент полезного действия** (КПД)

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}, \tag{2.1}$$

– **передаточное отношение**, определяемое в направлении потока мощности,

$$i = n_1/n_2 = \omega_1/\omega_2 \, . \tag{2.2}$$

По величине i передачи делятся на понижающие при $i > 1$ и $n_1 > n_2$, или **редукторы**, и повышающие при $i < 1$ и $n_1 < n_2$, или **мультипликаторы**. В большинстве случаев частоту вращения требуется понизить, поэтому редукторы используются значительно чаще, чем мультипликаторы.

Кроме соотношений (2.1) и (2.2), в расчете передач часто используют следующие зависимости:

$$T = P/\omega; \tag{2.3}$$

$$\omega = \pi n/30; \tag{2.4}$$

$$T_2 = T_1 i \eta, \tag{2.5}$$

где T – крутящий момент на валу передачи.

Формула (2.5) выражает связь между крутящими моментами на выходном валу T_2 и на входном валу T_1.

Механические передачи делятся на **передачи трением** (фрикционные, ременные) и **передачи зацеплением** (зубчатые, червячные, цепные, винтовые). Передачи зацеплением по сравнению с передачами трением обладают повышенной нагрузочной способностью (или меньшими размерами при равной мощности), обеспечивают высокую точность и большую величину передаточного отношения, могут использоваться в широком диапазоне скоростей.

К недостаткам их можно отнести сложность изготовления, шум при высоких скоростях, неспособность компенсировать динамические нагрузки (жесткость).

Достоинствами передач зацеплением обусловливается их преимущественное использование в ММ и роботах. Поэтому далее о передачах трением дано только общее представление, а передачи зацеплением рассмотрены подробно.

2.2. Ременные передачи

Ременная передача (рис. 2.1) состоит из двух **шкивов** – ведущего 1 и ведомого 2, закрепленных на валах, и **ремня** 3, охватывающего шкивы.

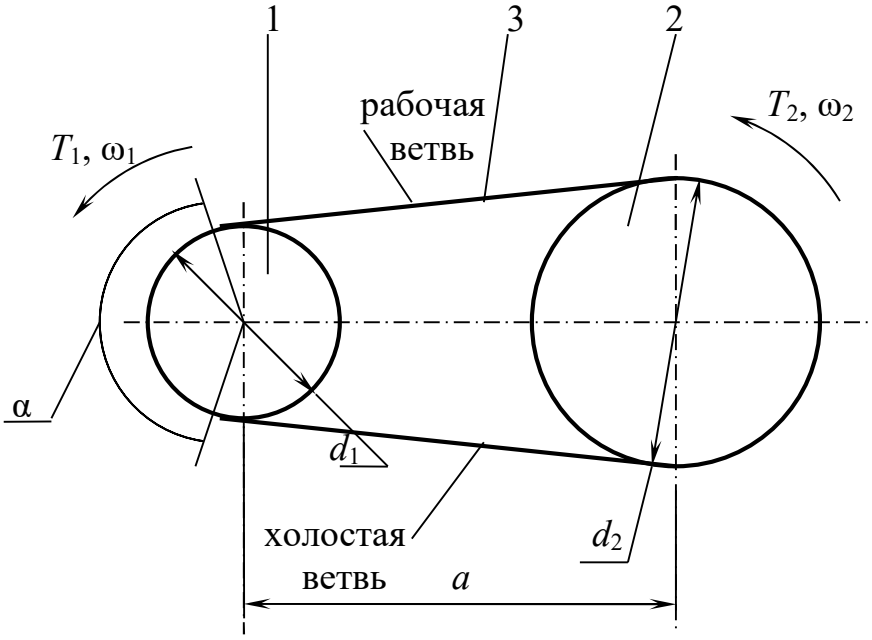


Рис. 2.1. Схема ременной передачи

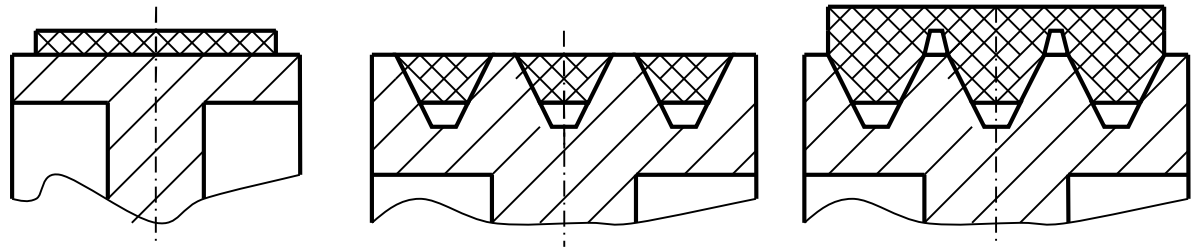
Нагрузка передается силами трения, возникающими между ремнем и шкивами вследствие натяжения ремня. Передача также может включать в себя устройство для обеспечения требуемой силы натяжения ремня (**натяжное устройство**).

По форме поперечного сечения ремня различают передачи **плоскоременные** (рис. 2.2, *а*), **клиноременные** (рис. 2.2, *б*), **поликлиноременные** (рис. 2.2, *в*), **круглоременные**, а также передачи **пленочными ремнями**. Преимущественное распространение имеют передачи первыми двумя видами ремней.

Клиноременная передача по сравнению с плоскоременной имеет важные преимущества:

– бóльшие силы трения ремня по шкиву при равных силах натяжения, а следовательно, передача бóльших крутящих моментов и мощностей;

– передача осуществляется, как правило, несколькими клиновыми ремнями, в результате чего повышается ее надежность (выход из строя одного ремня еще не означает остановку механизма, а тем более, аварию).



а *б* *в*

Рис. 2.2. Формы поперечного сечения ремней

К преимуществам плоскоременной следует отнести:

– возможность обеспечения значительных межосевых расстояний (размер *а* на рис. 2.1);

– возможность создания передач с непараллельными осями шкивов.

По способу натяжения ремней различают передачи **с натяжением при сборке**, **с периодическим подтягиванием** и **с автоматическим поддержанием натяжения**.

Способ натяжения ремня при сборке передачи самый простой: ремень с усилием надевают на шкивы и подтягивание его по мере износа и неупругой вытяжки не предусматривают. Нагрузочная способность такой передачи понижается, т.к. со временем натяжение ремня ослабевает.

Более совершенной в конструктивном отношении является передача, в которой возможно периодическое подтягивание ремня. Как правило, это достигается перемещением одного из шкивов, чаще – ведущего, с последующим закреплением на новом месте.

Передача с автоматическим поддержанием необходимого натяжения обычно содержит устройство в виде натяжного (плоскоременная передача) или оттяжного (клиноременная передача) ролика, воздействующего на холостую ветвь ремня. Поджатие ролика к ремню обеспечивается пружиной или грузом.

Установка оттяжного ролика отрицательно сказывается на долговечности ремней, поэтому в клиноременных передачах чаще используют периодическое подтягивание.

К основным геометрическим параметрам ременной передачи относятся **межосевое расстояние** a, **диаметры шкивов** d_1 и d_2, **длина ремня** L, **угол обхвата ремнем малого шкива** α.

Рекомендуемые величины a:
для плоскоременных передач

$$a \geq 2(d_1 + d_2); \tag{2.6}$$

для клиноременных передач

$$0{,}55(d_1 + d_2) + h \leq a \leq 2(d_1 + d_2), \tag{2.7}$$

где h – высота сечения ремня.

Точное значение передаточного отношения ременной передачи

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)}, \tag{2.8}$$

где ε – коэффициент упругого скольжения ремня по шкиву.

При нормальной работе передачи $\varepsilon = 0{,}01\ldots0{,}03$.

Соотношение крутящих моментов на шкивах

$$T_1 = \frac{T_2}{i\eta}, \tag{2.9}$$

где η – КПД передачи.

Плоскоременные передачи имеют $\eta \approx 0{,}97$, клиноременные – $\eta \approx 0{,}96$.

Методики расчета ременных передач изложены в [1, 4].

2.3. Цилиндрические зубчатые передачи

2.3.1. Геометрические параметры цилиндрических зубчатых передач

Цилиндрические зубчатые передачи внешнего и внутреннего зацепления относятся к преобразователям вращательного движения **с параллельными осями колес**. Частным случаем такой передачи считают **реечное зацепление**, в котором одно из колес имеет бесконечно большой радиус, вследствие чего вырождается в прямолинейную **зубчатую рейку**.

По форме профиля зуба различают передачи **эвольвентные**, **циклоидные** и **Новикова**. В зацеплениях эвольвентном и циклоидном боковые стороны

профиля зуба очерчены соответственно по эвольвенте и циклоиде. В зацеплении Новикова профиль зуба образован дугами окружностей.

Циклоидное зацепление применяется в кинематических передачах приборов. Наибольшее распространение получило эвольвентное зацепление: оно позволяет создавать достаточно прочные и малогабаритные преобразователи движения и обладает существенными технологическими преимуществами. Наиболее высокие прочностные характеристики имеет зацепление Новикова, однако оно значительно сложнее в изготовлении. Далее будут рассматриваться передачи с эвольвентными зубьями.

По расположению зубьев на колесах различают цилиндрические передачи **прямозубые** (зуб расположен по образующей цилиндра), **косозубые** (зуб расположен по винтовой линии) и **шевронные** (рис. 2.3).

Меньшее зубчатое колесо пары (рис. 2.4) называется **шестерней**, большее – **зубчатым колесом** (или просто **колесом**). Параметрам шестерни присваивается индекс 1, параметрам колеса – индекс 2.

Термины, определения и методы расчета геометрических параметров зубчатых передач стандартизованы.

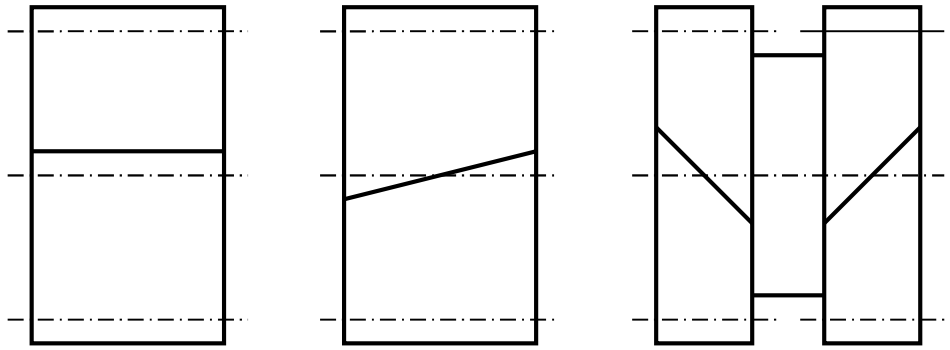


Рис. 2.3. Разновидности цилиндрических зубчатых колес
по расположению зубьев:
а – прямозубое; *б* – косозубое; *в* – шевронное

Рассмотрим сначала прямозубую передачу, а затем – особенности геометрии косозубой передачи.

Числа зубьев – z_1 и z_2.

Передаточное отношение от шестерни к колесу, называемое **передаточным числом**, равно

$$u = \frac{z_2}{z_1} \ . \qquad (2.10)$$

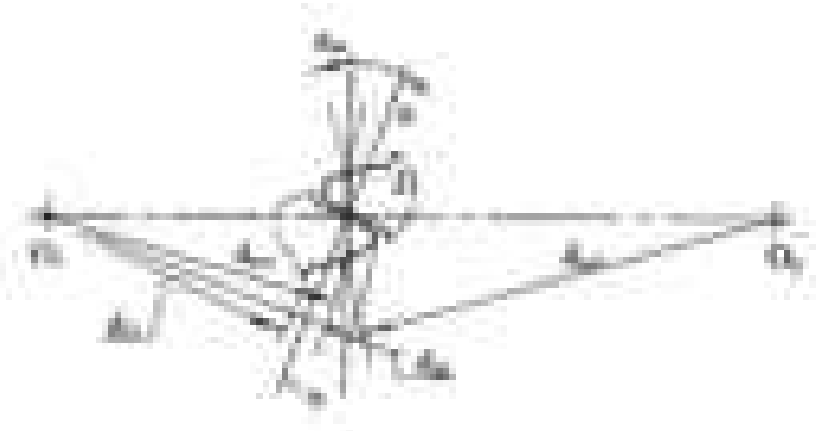


Рис. 2.4. Основные геометрические параметры
прямозубой передачи

Делительный окружной шаг зубьев p есть расстояние между сходственными точками двух соседних зубьев по дуге делительной окружности.

Делительной окружностью называется окружность, по которой производится деление заготовки на зубья. По дуге делительной окружности толщина зуба равна толщине впадины (и равна $\frac{p}{2}$).

Основной характеристикой размеров зубьев является **модуль**

$$m = \frac{p}{\pi}. \tag{2.11}$$

Значения модулей указаны в ГОСТ 9563.

Для шестерен и колес без смещения исходного контура (о смещении исходного контура см. ниже):

высота зуба

$$h = 2{,}25m. \tag{2.12}$$

В прямозубой передаче диаметры делительных окружностей

$$d_1 = mz_1,$$

$$d_2 = mz_2; \tag{2.13}$$

диаметры **окружностей вершин зубьев**

$$d_{a1} = m(z_1 + 2) = d_1 + 2m,$$

$$d_{a2} = m(z_2 + 2) = d_2 + 2m; \tag{2.14}$$

диаметры **окружностей впадин**

$$d_{f1} = m(z_1 - 2{,}5) = d_1 - 2{,}5m,$$

$$d_{f2} = m(z_2 - 2{,}5) = d_2 - 2{,}5m; \qquad (2.15)$$

межосевое расстояние

$$a_w = 0{,}5m(z_1 + z_2). \qquad (2.16)$$

Кроме того, выделяют **начальные окружности**, по которым шестерня и колесо обкатываются в процессе вращения. Диаметры начальных окружностей равны

$$d_{w1} = \frac{2a_w}{u+1},$$

$$d_{w2} = 2a_w - d_{w1}. \qquad (2.17)$$

Для передач без смещения $d_1 = d_{w1}$; $d_2 = d_{w2}$.

Точка касания начальных окружностей, обозначенная буквой П на рис. 2.4, называется **полюсом зацепления**.

Общая нормаль *n-n* к контактирующим поверхностям зубьев, проведенная через точку П, называется **линией зацепления**. При вращении шестерни и колеса точки контакта зубьев находятся на линии *n-n*. Угол между линией зацепления и перпендикуляром к **линии центров** O_1-O_2 – **угол зацепления** α_w. Стандартная величина $\alpha_w = 20^\circ$.

На рис. 2.5 показано расположение двух соседних зубьев косозубого колеса. Сечения зубьев тремя плоскостями – нормальной *n-n*, торцовой *t-t* и осевой *a-a* – дают соответственно **нормальный модуль** m_n, **торцовый модуль** m_t и **осевой модуль** m_a. В нормальном сечении профиль косого зуба совпадает с профилем прямого зуба, поэтому m_n должен быть стандартным. В торцовом и осевом сечениях модули зависят от угла наклона зуба β, стандарт на них не распространяется.

Особое значение имеют геометрические параметры в торцовом сечении: модуль торцовый

$$m_t = \frac{m_n}{\cos\beta}; \qquad (2.18)$$

диаметр делительный

$$d = m_t z = \frac{m_n z}{\cos\beta}; \qquad (2.19)$$

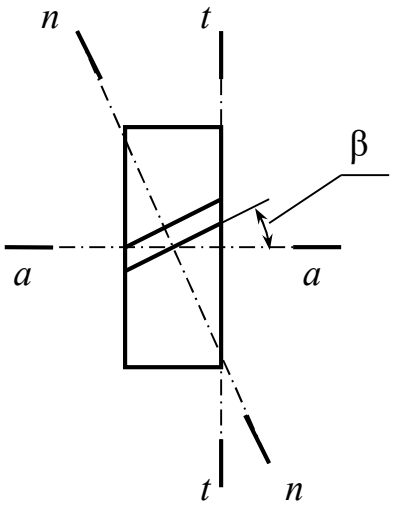


Рис. 2.5. Сечения зубьев косозубого колеса
нормальной, торцовой и осевой плоскостями

шаг окружной

$$p_t = \frac{p_n}{\cos\beta}. \qquad (2.20)$$

Геометрические параметры зубчатой передачи не исчерпываются указанными выше. Подробнее о геометрии зубчатых передач см., напр., [5].

Рассмотрим, как число зубьев влияет на их форму.

Одним из наиболее технологичных и широко применяемых способов изготовления зубчатых колес является так называемый **способ обкатки**. Суть способа сводится к тому, что зубонарезающий инструмент в виде зубчатой рейки или шестерни вводится «в зацепление» с заготовкой, и перемещения инструмента и заготовки в процессе обработки подобны перемещениям пары деталей, находящихся в зацеплении.

При изготовлении обкаткой боковые стороны профиля зуба получаются эвольвентными. С увеличением числа зубьев колеса боковые стороны приближаются к прямолинейным, и в предельном случае, когда $z = \infty$ (зубчатая рейка), профиль приобретает форму равнобокой трапеции. Наоборот, с уменьшением числа зубьев толщина зуба у основания и вершины уменьшается, кривизна профиля увеличивается. Когда z становится меньше некоторого минимального зна-чения $z_{\min}$, зубья инструмента, проворачиваясь во впадине заготовки, удаляют материал из ножки зуба. Это явление называется **подрезанием ножки**, оно существенно снижает прочность зуба. Для прямозубых передач считают $z_{\min} = 17$.

При необходимости выполнения $z < z_{\min}$, а также в некоторых других случаях применяют смещение нарезающего инструмента: инструмент отодвигают от положения, соответствующего нарезанию без смещения, на расстояние xm, где x – коэффициент смещения исходного контура. Смещение считают положительным, если оно направлено от центра, и отрицательным, если к центру заготовки. Шестерни нарезают при положительном смещении, что позволяет существенно изменить форму зуба: он становится короче и толще, подрезание ножки устраняется.

Нарезание зубьев со смещением является определенным усложнением процесса изготовления, поэтому рекомендуется по возможности не назначать z меньше $z_{\min}$. Увеличения числа зубьев практически всегда можно достичь уменьшением модуля.

2.3.2. Силы, действующие в зубчатом зацеплении

На рис. 2.6 показано прямозубое зацепление.

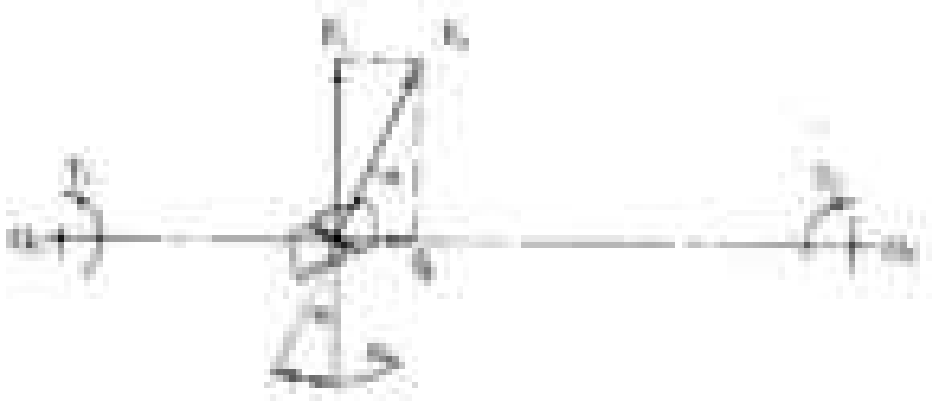


Рис. 2.6. Силы в прямозубом зацеплении

Силу нормального давления зуба шестерни на зуб колеса F_n можно разложить на две составляющих:
окружную силу

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2}; \tag{2.21}$$

радиальную силу

$$F_r = F_t \operatorname{tg}\alpha_w. \tag{2.22}$$

Сама сила F_n равна

$$F_n = \frac{F_t}{\cos\alpha_w}. \tag{2.23}$$

В косозубом зацеплении (рис. 2.7) нормальную силу раскладывают на три составляющих:
окружную силу – см. (2.21);
радиальную силу

$$F_r = \frac{F_t \operatorname{tg}\alpha_w}{\cos\beta}; \qquad (2.24)$$

осевую силу

$$F_a = F_t \operatorname{tg}\beta. \qquad (2.25)$$

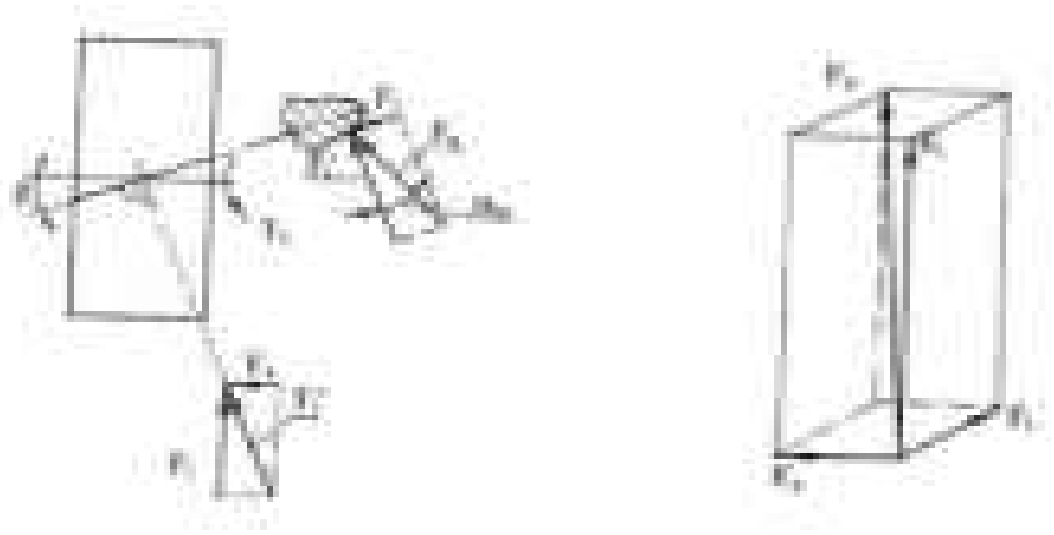


Рис. 2.7. Силы, действующие на зуб косозубого колеса

Нормальная сила является диагональю параллелепипеда с ребрами, равными F_t, F_r и F_a, и может быть найдена так:

$$F_n = \frac{F_t}{\cos\alpha_w \cos\beta}. \qquad (2.26)$$

2.3.3. Виды разрушения зубьев

Основной вид разрушения поверхности зубьев при хорошей смазке передачи, надежно защищенной от попадания пыли и грязи, – **усталостное выкрашивание**. Зубья таких передач разделены тонким слоем масла, устраняющим металлический контакт. Износ зубьев мал. Передача работает длительное время до появления усталости в поверхностных слоях зубьев. На поверхности появляются небольшие углубления, которые растут и превращаются в раковины. Выкрашиванию способствует смазка, она запрессовывается зубьями в трещины и своим давлением отделяет частицы металла. Причина усталостного выкрашивания – контактные напряжения σ_H.

Основные меры предупреждения выкрашивания: расчет передачи на усталость по контактным напряжениям; применение материалов с повышенной твердостью поверхности; повышение точности изготовления и монтажа передач. Во многих случаях выкрашивания можно избежать, если предусмотреть приработку зубьев в процессе эксплуатации передачи (о приработке см. ниже).

Поломка зубьев связана с напряжениями изгиба σ_F. Различают **полный** (по всей длине) и **угловой** излом. Одна из причин полного излома – перегрузки ударного или статического характера. Другая причина – усталостная поломка от действия переменных напряжений. Причиной углового излома являются погрешности передачи, в результате которых нагрузка воспринимается не всей длиной зуба, а концентрируется на одном из его углов.

Поломку от перегрузок предупреждают защитой передачи посредством различных предохранительных устройств или учетом перегрузок при расчете; поломку от переменных напряжений предупреждают определением размеров из расчета на усталость. К общим мерам относятся: увеличение модуля, положительное смещение при нарезании зубьев, термообработка, устранение концентраторов напряжений (рисок от обработки, раковин в отливках, микротрещин от термообработки). Углового излома можно избежать повышением точности сборки передачи (в частности, обеспечением параллельности осей колес) и применением зубьев со срезанными углами.

Открытые передачи, а также закрытые, но недостаточно защищенные от попадания абразивных частиц, выходят из строя в основном из-за **абразивного износа**. По мере износа зубьев увеличиваются зазоры в зацеплении, появляется шум, возрастают динамические нагрузки. Толщина зубьев уменьшается, и соответственно снижается их прочность.

Основные меры борьбы с износом: повышение твердости поверхности зубьев, защита от загрязнения, применение специальных смазочных материалов. Большое значение имеет своевременное диагностирование сверхнормативного износа и замена изношенных колес.

Кроме перечисленных видов разрушения зубьев, наблюдаются такие, как заедание, пластический сдвиг, отслаивание твердого поверхностного слоя. Однако при грамотном расчете, качественном изготовлении и правильной эксплуатации передачи вероятность этих разрушений значительно ниже.

2.3.4. Материалы зубчатых передач

В настоящее время установлено, что контактная прочность зубьев определяется в основном твердостью материала. Наибольшая твердость, а следовательно, наименьшие габариты и массу передачи можно получить при изготовлении колес из сталей, подвергнутых термической обработке.

В зависимости от твердости стальные зубчатые колеса разделяют на две основные группы: твердостью $HB < 350$ и твердостью $HB > 350$.

Твердость $HB < 350$ позволяет производить чистовое нарезание зубьев после термообработки, в результате чего можно получать высокую точность без

дорогих отделочных операций (шлифовки, притирки и т.п.). Колеса этой группы хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению при динамических нагрузках. Под **приработкой** понимают износ поверхностей зубьев передачи, приводящий к более равномерному распределению нагрузки по длине зуба, а потому существенно повышающий надежность зубчатых колес. Приработку зубьев широко используют в условиях индивидуального и мелкосерийного производства в мало- и средненагруженных передачах. Обычно для лучшей приработки твердость шестерни назначают на 20…50*HB* больше, чем твердость колеса.

Твердость материалов второй группы (*HB* > 350) обычно выражают в единицах *HRC*. Соотношение единиц *HB* и *HRC* таково: 1*HRC* ≈ 10*HB*. Специальными видами термообработки могут быть получены твердости 50…60 *HRC*, причем допускаемые контактные напряжения возрастают примерно в два раза, а нагрузочная способность передачи – в четыре раза по сравнению с передачей, изготовленной из материалов первой группы. Очевидно, что применение высокотвердых материалов является большим резервом повышения нагрузочной способности зубчатых передач.

К недостаткам материалов этой группы следует отнести плохую прирабатываемость и, как следствие, необходимость повышенной точности изготовления деталей передач и их монтажа. Кроме того, некоторые виды термообработки (объемная закалка, цементация) сопровождаются значительным короблением зубьев. Для исправления формы зубьев требуются дополнительные операции.

Данные по механическим характеристикам некоторых наиболее широко используемых сталей приведены в табл. 2.1. Материалы группы *HB* < 350 представлены нормализованными и улучшенными сталями, а группы *HB* > 350 – закаленными объемной или поверхностной закалкой, а также азотированными. Подробнее о режимах термообработки см., например, [6].

В зависимости от способа получения заготовки различают литые, кованые, штампованные колеса и колеса из круглого проката.

2.3.5. Методика расчета закрытой зубчатой передачи

2.3.5.1. Общие положения

Настоящая методика основана на ГОСТ 21354 и ГОСТ 2185, предназначена для расчета на усталостную и статическую прочность эвольвентных цилиндрических зубчатых передач и может быть использована студентами при конструировании ММ в ходе курсового и дипломного проектирования.

Бóльшую часть общего количества выпускаемых в настоящее время зубчатых передач составляют одно- и двухступенчатые редукторы, поэтому в методике рассматривается двухступенчатый редуктор.

Рекомендуется следующий порядок расчета:

– выбор двигателя по требуемой номинальной мощности, заданной частоте вращения и условиям работы;

– кинематический расчет редуктора, разбивка его передаточного числа по ступеням;

– выбор материалов для шестерен и колес, определение допускаемых напряжений;

– определение крутящих моментов на шестернях и колесах ступеней;

– проектировочный расчет передачи тихоходной ступени;

– проверочные расчеты передачи тихоходной ступени;

– проектировочный расчет передачи быстроходной ступени;

– проверочные расчеты передачи быстроходной ступени.

Таблица 2.1

Механические характеристики сталей

Группа сталей	Марка стали	Термообработка	Твердость		$\sigma_в$, МПа	$\sigma_т$, МПа
			поверхности	сердцевины		
HB<350	35	Н	163…192*HB*		550	270
	40	У	192…228*HB*		700	400
	45	Н	179…207*HB*		600	320
		У	235…262*HB*		780	540
		У	269…302*HB*		890	650
	40Х	У	235…262*HB*		790	640
		У	269…302*HB*		900	750
	40ХН	У	235…262*HB*		800	650
		У	269…302*HB*		920	750
	35ХМ	У	235…262*HB*		800	670
		У	269…302*HB*		920	790
	35Л	Н	163…207*HB*		550	270
	40Л	Н	147*HB*		520	295
	45Л	У	207…235*HB*		680	440
	40ГЛ	У	235…262*HB*		850	600
HB>350	40Х	У + ТВЧ	45…50*HRC*	269…302*HB*	900	750
		А	50…59*HRC*	269…302*HB*	1000	800
	40ХН	З	48…54*HRC*		1600	1400
		У + ТВЧ	48…54*HRC*	269…302*HB*	920	750
	35ХМ	З	45…53*HRC*		1600	1400
		У + ТВЧ	48…54*HRC*	269…302*HB*	920	790
	38ХМЮА	З	45…53*HRC*		1700…1950	1350…1600
		А	57…67*HRC*	30…35*HRC*	1050	900
Обозначение термообработки: У – улучшение; Н – нормализация; З – закалка объемная; ТВЧ – закалка с нагревом токами высокой частоты; А – азотирование						

2.3.5.2. Исходные данные для расчета

Задание на курсовой проект содержит следующие **обязательные** данные, использующиеся как исходные при расчете редуктора:

– кинематическая схема ММ, дающая возможно более полное представление о том, как передается вращение на ведущий вал и снимается с ведомого вала передачи;

– номинальный крутящий момент на выходном валу $T_т$, Нм;

– частота вращения выходного вала $n_т$, об/мин;

– срок службы ММ $T_{сл}$, лет;

– нагрузочная диаграмма (циклограмма), отражающая изменение крутящего момента на выходном валу в течение рабочей смены (рабочего цикла);

– максимальные допустимые значения кинематической погрешности $F'_{io\max}$ и мертвого хода $J_{t\max}$, мкм.

Кроме указанных, задание может включать в себя **дополнительные требования**, например, кратность максимального допустимого пикового момента, направление вращения выходного вала, максимальные допустимые габаритные размеры ММ и т.д.

2.3.5.3. Выбор двигателя

Тип двигателя ММ проектант выбирает самостоятельно, руководствуясь рекомендациями учебно-методической литературы [4, 5]. В настоящей методике для определенности принят наиболее широко распространенный в машиностроении трехфазный асинхронный короткозамкнутый электродвигатель.

Требуемую номинальную мощность двигателя вычисляют по формуле

$$P_{тр} = \frac{T_т n_т}{\eta_б \eta_т \eta_п^{\,3}}, \qquad (2.27)$$

где $\eta_б$, $\eta_т$ – КПД быстроходной и тихоходной ступеней соответственно; $\eta_п$ = 0,99 – КПД пары подшипников качения.

Как правило, в ММ применяются зубчатые передачи степеней точности не ниже 7, для которых $\eta_б = \eta_т$ = 0,98…0,99.

Затем принимают типоразмер двигателя по условию

$$P_{дв} \geq P_{тр}, \qquad (2.28)$$

где $P_{дв}$ – номинальная мощность двигателя по каталогу.

Допустимо превышение требуемой мощности над номинальной, если выполняется условие

$$\frac{P_{\text{тр}} - P_{\text{дв}}}{P_{\text{дв}}} \times 100\% \le [\Delta P], \qquad (2.29)$$

где $[\Delta P]$ – допустимая перегрузка двигателя принятого типа.

2.3.5.4. Кинематический расчет редуктора

Расчетное передаточное число редуктора

$$u_{\text{р}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{т}}}, \qquad (2.30)$$

где $n_{\text{дв}}$ – частота вращения вала двигателя.

В том случае, если в исходных данных отсутствует требование абсолютно точного обеспечения заданной величины $n_{\text{т}}$, следует для дальнейшего проектирования принимать передаточное число редуктора u в соответствии со стандартным рядом передаточных чисел по условию

$$\frac{\left|u - u_{\text{ст}}\right|}{u_{\text{ст}}} \cdot 100\% \le \Delta u, \qquad (2.31)$$

где $u_{\text{ст}}$ – ближайшее к $u_{\text{р}}$ значение передаточного числа из стандартного ряда; Δu – допустимое отклонение передаточного числа от стандартного значения.

Для цилиндрических зубчатых передач при $u_{\text{р}} \le 4{,}5$ отклонение $\Delta u = 2{,}5\%$, при $u_{\text{р}} > 4{,}5$ $\Delta u = 4\%$.

В том случае, если условие (2.31) выполняется при подстановке вместо u значения $u_{\text{р}}$, можно принять либо $u = u_{\text{р}}$, либо $u = u_{\text{ст}}$. И то, и другое решение будет правомерно.

Для принятого u далее следует, пользуясь рекомендациями табл. 2.2, 2.3, определить передаточные числа ступеней: быстроходной $u_{\text{б}}$ и тихоходной $u_{\text{т}}$.

Таблица 2.2

Передаточные числа ступеней косозубых трехосных редукторов

$$\left(\frac{a_{w\text{т}}}{a_{w\text{б}}} = 1{,}4 \right)$$

Передаточное число ступени	Передаточное число редуктора u										
	10	11,2	12,5	14	16	18	20	22,4	25	28	31,5
$u_{\text{б}}$	3,55	4		4,5	5	5,6		6,3	7,1		8
$u_{\text{т}}$	2,8		3,15				3,55			4	

Таблица 2.3

Передаточные числа ступеней косозубых соосных редукторов

$$\left(\frac{\psi_{ba\text{т}}}{\psi_{ba\text{б}}} = 2\right)$$

Передаточное число ступени	Передаточное число редуктора u										
	10	11,2	12,5	14	16	18	20	22,4	25	28	31,5
$u_\text{б}$	4,5		5	5,6		6,3	7,1		8	9	
$u_\text{т}$	2,24	2,5			2,8			3,15			3,55

Далее следует найти частоты вращения и угловые скорости валов: быстроходного

$$n_\text{б} = n_\text{дв},$$
$$\omega_\text{б} = \frac{\pi n_\text{б}}{30}; \qquad (2.32)$$

промежуточного

$$n_\text{п} = \frac{n_\text{б}}{u_\text{б}}, \qquad (2.33)$$

$$\omega_\text{п} = \frac{\omega_\text{б}}{u_\text{б}}; \qquad (2.34)$$

тихоходного

$$n_\text{т} = \frac{n_\text{п}}{u_\text{т}}, \qquad (2.35)$$

$$\omega_\text{т} = \frac{\omega_\text{п}}{u_\text{т}}. \qquad (2.36)$$

2.3.5.5. Материалы шестерен и колес. Допускаемые напряжения

Марки сталей и режимы термообработки для шестерен и колес редуктора назначают по рекомендациям п. 2.3.4 и данным табл. 2.1.

Допускаемое контактное напряжение при расчете на выносливость определяют по формуле

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim b}}{S_H} K_{HL}, \qquad (2.37)$$

где $\sigma_{H\lim b}$ – базовый предел контактной выносливости поверхности зубьев, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений N_{H0}; S_H – коэффициент безопасности; K_{HL} – коэффициент долговечности.

Значения N_{H0} определяют по табл. 2.4, $\sigma_{H\lim b}$ – по табл. 2.5.

Коэффициент S_H = 1,1 для нормализованных, улучшенных и объемно закаленных сталей (для материалов с однородной структурой); S_H = 1,2 для закаленных с нагревом ТВЧ и азотированных сталей (для материалов с неоднородной структурой).

Таблица 2.4

Значения N_{H0}, млн. циклов

Твердость зубьев										
	HB	200	250	300	–	–	–	–	–	–
	HRC	–	–	–	36	42	47	52	56	59
N_{H0}		10	12,5	25	35	50	65	85	110	150

Таблица 2.5

Значения $\sigma_{H\lim b}$

Вид термообработки	Твердость поверхности зубьев	Группа сталей	$\sigma_{H\lim b}$, МПа
Нормализация, улучшение	*HB* < 350	Углеродистые и легированные	$2HB_{ср} + 70$
Закалка объемная	38…50*HRC*		$18HRC_{ср} + 150$
Закалка с нагревом ТВЧ	40…56*HRC*		$17HRC_{ср} + 200$
Азотирование	57…67*HRC*	Легированные	$16HRC_{ср}$
$HB_{ср}$, $HRC_{ср}$ – средние значения твердости в диапазоне (см. табл. 2.1)			

Коэффициент долговечности определяют из выражения

$$1 \le K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}} \le K_{HL\max}, \qquad (2.38)$$

где N_{HE} – эквивалентное число циклов перемены напряжений; $K_{HL\max}$ – максимальное допустимое значение коэффициента долговечности, зависящее от вида термообработки (при объемном упрочнении $K_{HL\max}$ = 2,6; при поверхностном упрочнении $K_{HL\max}$ = 1,8).

Как видно из (2.38), $K_{HL\max}$ не может быть меньше единицы, поэтому при $N_{H0} < N_{HE}$ считают $K_{HL} = 1$.

Величина N_{HE} зависит от нагрузочной диаграммы. При постоянной нагрузке

$$N_{HE} = 60nct, \qquad (2.39)$$

где n – частота вращения колеса (шестерни), $[\sigma_H]$ которого определяется, об/мин; c – число зацеплений зуба за один оборот колеса (шестерни); t – заданный срок службы редуктора, ч.

В том случае, если задана ступенчатая нагрузочная диаграмма, N_{HE} определяют так:

$$N_{HE} = 60c\sum\left(\frac{T_i}{T_1}\right)^3 n_i t_i, \qquad (2.40)$$

где T_i – крутящий момент на i-ой ступени циклограммы; T_1 – наибольший момент на циклограмме, учитываемый в расчете на выносливость; n_i, t_i – соответствующие моменту T_i частота и время работы.

Для **прямозубой** ступени, а также для **косозубой с небольшой разностью твердости** зубьев шестерни и колеса в качестве расчетного принимают **меньшее** из двух допускаемых напряжений, определенных по материалу шестерни $[\sigma_H]_1$ и колеса $[\sigma_H]_2$.

Для **косозубой** ступени **с большой разностью твердости** зубьев шестерни и колеса в качестве расчетного принимают напряжение, определенное по (2.41):

$$[\sigma_H]_{\min} \le 0{,}45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) \le 1{,}25[\sigma_H]_{\min}, \qquad (2.41)$$

где $[\sigma_H]_{\min}$ – меньшее из значений $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$.

Допускаемое напряжение изгиба при расчете на выносливость определяют по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim b}}{S_F} K_{FC} K_{FL}, \qquad (2.42)$$

где $\sigma_{F\lim b}$ – базовый предел выносливости зубьев по излому от напряжений изгиба (см. табл. 2.6); S_F – коэффициент безопасности; K_{FC} – коэффициент влияния двухстороннего приложения нагрузки; K_{FL} – коэффициент долговечности.

Коэффициент S_F принимают в зависимости от вида термообработки из диапазона 1,7…2,2 (верхнее значение – для литых колес).

Коэффициент K_{FC} = 1 для односторонней нагрузки, K_{FC} = 0,7…0,8 для реверсивной нагрузки (бóльшие значения при $HB > 350$).

Коэффициент K_{FL} определяют по (2.43):

$$1 \le K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{4\cdot 10^6}{N_{FE}}} \le K_{FL\max}, \qquad (2.43)$$

где m – показатель степени; N_{FE} – эквивалентное число циклов нагружения напряжениями изгиба; $K_{FL\max}$ – максимальное допустимое значение коэффициента долговечности.

При $HB \le 350$, а также для шестерен и колес со шлифованными зубьями $m = 6$, $K_{FL\max} = 2{,}0$; при $HB > 350$, а также для шестерен и колес с нешлифованными зубьями $m = 9$, $K_{FL\max} = 1{,}6$.

При постоянной нагрузке значение N_{FE} находят по формуле (2.39), при изменении нагрузки по нагрузочной диаграмме – по формуле (2.44):

$$N_{FE} = 60c\sum\left(\frac{T_i}{T_1}\right)^m n_i t_i. \qquad (2.44)$$

Предельное допускаемое контактное напряжение для проверки ступени на прочность при перегрузках (пиковых нагрузках) равно:

Таблица 2.6

Значения $\sigma_{F\lim b}$

Вид термообработки	Твердость зубьев		Группа сталей	$\sigma_{F\lim b}$, МПа
	поверхность	сердцевина		
Нормализация, улучшение	180…350HB		Углеродистые и легированные	1,8$HB_{ср}$
Закалка объемная	45…55HRC			550…600
Закалка с нагревом ТВЧ	40…56HRC	$HB \le 350$		1,8$HB_{ср}$
Азотирование	57…67HRC	24…40HRC	Легированные	43…49$HRC_{ср}$
$HB_{ср}$, $HRC_{ср}$ – средние значения твердости в диапазоне (см. табл. 2.1)				

для нормализованных, улучшенных или объемно закаленных зубьев

$$[\sigma_{H\max}] = 2{,}8\sigma_т; \qquad (2.45)$$

для зубьев, закаленных с нагревом ТВЧ

$$[\sigma_{H\max}] = 44HRC_{ср}; \qquad (2.46)$$

для азотированных зубьев

$$[\sigma_{H\max}] = 35HRC_{ср}. \qquad (2.47)$$

Предельное допускаемое напряжение изгиба для проверки ступени на прочность при перегрузках определяют следующим образом:

$$[\sigma_{F\max}] = \frac{\sigma_{F\lim b}}{S_{ST}} Y_{N\max} k_{ST}, \qquad (2.48)$$

где $Y_{N\max}$ – максимальное возможное значение коэффициента долговечности (для объемной термообработки $Y_{N\max} = 4{,}0$; для поверхностной термообработки $Y_{N\max} = 2{,}5$); k_{ST} – коэффициент влияния частоты приложения пиковой нагрузки (при многократном – порядка 1000 – действии перегрузок $k_{ST} = 1$); S_{ST} – коэффициент запаса прочности (обычно принимают $S_{ST} = 1{,}75$).

В настоящее время в преобразователях движения ММ и роботов применяются практически исключительно косозубые передачи, поэтому именно они и рассматриваются далее в методике.

2.3.5.6. Крутящие моменты на шестернях и колесах ступеней

Крутящий момент на колесе тихоходной ступени равен

$$T_{2т} = \frac{T_т}{\eta_п}; \qquad (2.49)$$

крутящий момент на шестерне тихоходной ступени и колесе быстроходной ступени

$$T_{1т} = T_{2б} = \frac{T_{2т}}{u_т \eta_т \eta_п^{\,2}}; \qquad (2.50)$$

крутящий момент на шестерне быстроходной ступени

$$T_{1б} = \frac{T_{2б}}{u_б u_т \eta_б \eta_т \eta_п^{\,3}}. \qquad (2.51)$$

2.3.5.7. Проектировочный расчет тихоходной ступени

Расчетное межосевое расстояние определяют по формуле

$$a'_{wт} = 430(u_т \pm 1)\sqrt[3]{\frac{T_{2т} K_{H\beta т}}{u_т^{\,2} \psi_{ba т} [\sigma_H]_т^2}}, \text{мм}, \qquad (2.52)$$

где $K_{H\beta т}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зуба колеса тихоходной ступени (табл. 2.8); $\psi_{ba т}$ – коэффициент ширины колеса тихоходной ступени относительно ее межосевого расстояния; $[\sigma_H]_т$ – допускаемое контактное напряжение для тихоходной ступени.

Знак плюс в (2.52) соответствует внешнему зацеплению, минус – внутреннему зацеплению.

Смысл коэффициента $\psi_{ba\text{т}}$ проясняет формула

$$\psi_{ba\text{т}} = \frac{b_{2\text{т}}}{a_{w\text{т}}}, \qquad (2.53)$$

где $b_{2\text{т}}$ – ширина венца колеса тихоходной ступени.

Стандартный ряд значений $\psi_{ba\text{т}}$: 0,100; 0,125; 0,160; 0,200; 0,250; 0,315; 0,400; 0,500; 0,630; 0,800; 1,00; 1,25. Следует применять в расчете коэффициент ψ_{ba} из этого ряда в соответствии с рекомендациями табл. 2.7.

Далее следует принять **стандартное межосевое расстояние** $a_{w\text{т}}$, ближайшее к расчетному $a'_{w\text{т}}$, по табл. 2.9.

Определение **основных геометрических параметров** ступени целесообразно начать с выбора нормального модуля по рекомендации

$$1{,}50 \le m_{n\text{т}} = (0{,}01...0{,}02)a_{w\text{т}}, \text{мм}, \qquad (2.54)$$

из стандартного ряда: 1,50; 1,75; 2,00; 2,25; 2,50; 2,75; 3,00; 3,50; 4,00; 1,50; 5,00; 5,50; 6,00; 7,00; 8,00…

Таблица 2.7

Рекомендуемые значения ψ_{ba}

Расположение колеса относительно опор	Твердость рабочих поверхностей зубьев	
	$HB_2 \le 350$	$HB_2 > 350$
Симметричное	0,200…0,400	0,200…0,315
Несимметричное		0,200; 0,250
Консольное	0,200; 0,250	0,160; 0,200
Примечание: в шевронных передачах ψ_{ba} следует увеличить в 1,1…1,4 раза; для подвижных колес коробок передач ψ_{ba} = 0,100…0,200		

В обоснованных случаях для передач 6 и 7 степеней точности могут быть приняты модули по ГОСТ 9563 менее 1,5 мм.

Затем нужно предварительно задать значение угла наклона зубьев $\beta' = 8…15^\circ$ (обычно принимают $\beta' = 10^\circ$), после чего определить **расчетное суммарное число зубьев** передачи по формуле (2.55):

$$z'_{\text{ст}} = \frac{2a_{w\text{т}}\cos\beta'_{\text{т}}}{m_{n\text{т}}}. \qquad (2.55)$$

Полученное число $z'_{\text{ст}}$ округлить до ближайшего целого $z_{\text{ст}}$.

Уточненную величину угла наклона зубьев определяют по (2.56)

$$\beta_{т} = \arccos \frac{z_{ст} m_{nт}}{2a_{wт}} \qquad (2.56)$$

с точностью до угловых секунд.

Таблица 2.8

Значения $K_{H\beta}$

Относительная ширина колеса ψ_{bd}	Шестерня расположена симметрично относительно опор		Шестерня расположена несимметрично относительно опор				Консольное расположение шестерни или колеса	
			весьма жесткий вал		менее жесткий вал			
	твердость поверхностей зубьев HB_2		твердость поверхностей зубьев HB_2		твердость поверхностей зубьев HB_2		твердость поверхностей зубьев HB_2	
	> 350	< 350	> 350	< 350	> 350	< 350	> 350	< 350
0,2	1,00		1,01	1,00	1,06	1,02	1,15	1,07
0,4	1,01	1,00	1,05	1,02	1,12	1,05	1,35	1,15
0,6	1,03	1,01	1,09	1,04	1,20	1,08	1,60	1,24
0,8	1,06	1,03	1,14	1,06	1,27	1,12	1,85	1,30
1,0	1,10	1,04	1,18	1,08	1,37	1,15	–	
1,2	1,13	1,05	1,25	1,10	1,50	1,18		
1,4	1,15	1,07	1,32	1,13	1,60	1,23		
1,6	1,20	1,08	1,40	1,16	–	1,28		
Относительная ширина колеса $\psi_{bd} = 0{,}5\psi_{ba}(u + 1)$								

Таблица 2.9

Межосевые расстояния двухступенчатых трехосных цилиндрических редукторов

$a_{wб}$, мм	50	63	80	100	112	125	140	160	180
$a_{wт}$, мм	63	80	112	140	160	180	200	224	250
$a_{wб}$, мм	200	224	250	280	315	355	400	450	500
$a_{wт}$, мм	280	315	355	400	450	500	560	630	710

Расчетное число зубьев шестерни равно

$$z'_{1т} = \frac{z_{ст}}{u_{т} + 1}. \qquad (2.57)$$

Полученное число $z'_{1т}$ округлить до ближайшего целого $z_{1т}$.
Во избежание подрезания зубьев должно выполняться условие

$$z_{1т} \geq 17\cos^3(\beta_{т}). \qquad (2.58)$$

Если (2.58) не выполняется, следует принять меньшее значение $m_{nт}$ из стандартного ряда и заново выполнить (2.55), (2.56) и (2.57).

Далее находят число зубьев колеса

$$z_{2т} = z_{ст} - z_{1т} \tag{2.59}$$

и **фактическое передаточное число** ступени

$$u_{фт} = \frac{z_{2т}}{z_{1т}},$$

которое проверяют по условию (2.31).

По (2.19) вычисляют $d_{1т}$, $d_{2т}$, после чего находят диаметры вершин зубьев

$$d_{a1т} = d_{1т} + 2m_{nт}; \tag{2.60}$$

$$d_{a2т} = d_{2т} + 2m_{nт}. \tag{2.61}$$

Ширину венца колеса предварительно определяют по выражению

$$b_{2т} = \psi_{baт} a_{wт} \tag{2.62}$$

и окончательно принимают ближайшее значение из ряда R_a40 номинальных линейных размеров ГОСТ 6636.

Ширину венца шестерни $b_{1т}$ принимают равной следующему за $b_{2т}$ размеру по указанному выше ряду.

2.3.5.8. Проверка тихоходной ступени на выносливость по контактным напряжениям

Действительное контактное напряжение в проектируемой передаче равно

$$\sigma_H = \frac{6160 Z_H Z_\varepsilon}{a_{wт}} \sqrt{\frac{T_п (u_{фт} \pm 1)^3}{u_{фт} b_{2т}} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}}, \text{МПа}, \tag{2.63}$$

где $Z_H = 1{,}77\cos\beta$ – коэффициент формы сопряженных поверхностей зубьев; Z_ε – коэффициент суммарной длины контактных линий; $K_{H\alpha}$ – коэффициент распределения нагрузки между зубьями (табл. 2.10); K_{Hv} – коэффициент динамической нагрузки (табл. 2.11).

Для определения Z_ε необходимо найти коэффициент осевого перекрытия

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_{2т} \sin\beta_т}{\pi m_{nт}} \tag{2.64}$$

и проследить, чтобы выполнялось условие $\varepsilon_\beta \geq 0{,}9$, в противном случае нагрузочная способность косозубой передачи резко снизится. Возможно, что для обеспечения выполнения этого условия в геометрию передачи придется вносить изменения.

Коэффициент Z_ε равен

$$Z_\varepsilon = \frac{1}{\sqrt{\varepsilon_\alpha}}, \qquad (2{,}65)$$

где ε_α – коэффициент торцевого перекрытия, определяемый по формуле (2.66):

$$\varepsilon_\alpha = \left[1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2}\right)\right]\cos\beta. \qquad (2.66)$$

Знак плюс в круглых скобках соответствует внешнему зацеплению, минус – внутреннему зацеплению.

Коэффициент $K_{H\alpha}$ принимают по табл. 2.10 для степени точности, которую назначают в зависимости от окружной скорости зуба

$$v_\text{п} = \frac{\omega_\text{п} d_{1\text{т}}}{2000}, \text{м/с}, \qquad (2.67)$$

по рекомендациям: $v_\text{п} \leq 4$ м/с – степень точности 9; $4 < v_\text{п} \leq 10$ м/с – степень точности 8; $10 < v_\text{п} \leq 15$ м/с – степень точности 7; $15 < v_\text{п} \leq 30$ м/с – степень точности 6.

Таблица 2.10

Значения $K_{H\alpha}$

Окружная скорость v, м/с	Степень точности			
	6	7	8	9
2,5	1,01	1,03	1,05	1,13
5,0	1,02	1,05	1,09	1,16
10	1,03	1,07	1,13	–
15	1,04	1,09	–	
20	1,05	1,12		
25	1,06	–		

Полученное значение контактного напряжения проверяют на соответствие условию

$$0{,}9[\sigma_H] \leq \sigma_H \leq 1{,}05[\sigma_H]. \qquad (2.68)$$

В том случае, если σ_H не входит в указанные пределы, необходимо скорректировать параметры передачи. Обычно бывает достаточно изменить размеры $b_{2т}$ и $b_{1т}$. Как правило, эти изменения невелики, и пересчета остальных размеров ступени не требуется.

Таблица 2.11

Значения K_{Hv}

Степень точности	Твердость HB_2	Окружная скорость зуба $v_п$, м/с					
		1	2	4	6	8	10
6	≤ 350	1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
	> 350	1,00		1,02		1,03	1,04
7	≤ 350	1,01	1,02	1,04	1,06	1,07	1,08
	> 350	1,00	1,01	1,02	1,03		1,04
8	≤ 350	1,01	1,03	1,05	1,06	1,07	1,08
	> 350	1,01		1,02	1,03	1,04	1,05
9	≤ 350	1,01	1,03	1,05	–		
	> 350	1,01		1,02			

2.3.5.9. Проверка тихоходной ступени на выносливость по напряжениям изгиба

Проверку выполняют **по «слабому» звену** зубчатой передачи, у которого **меньше** отношение $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$, где Y_F – коэффициент формы зуба, определяемый для шестерни и колеса из табл. 2.12.

Таблица 2.12

Значения Y_F

$z/\cos^3\beta$	Y_F	$z/\cos^3\beta$	Y_F	$z/\cos^3\beta$	Y_F	$z/\cos^3\beta$	Y_F	$z/\cos^3\beta$	Y_F
17	4,26	21	4,01	28	3,82	40	3,70	80	3,61
18	4,20	22	4,00	30	3,80	45	3,68	100	3,60
19	4,11	24	3,92	32	3,78	50	3,65	150	
20	4,08	25	3,90	37	3,71	60	3,62	рейка	3,63

Действительное напряжение изгиба в зубе «слабого» звена проектируемой передачи равно

$$\sigma_F = 2000 Y_F Y_\beta Y_\varepsilon \frac{T_n}{b_{2т} d_{1т} m_{nт}} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}, \text{МПа}, \qquad (2.69)$$

где $Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140}$ – коэффициент наклона зубьев; Y_ε – коэффициент перекрытия зубьев, ориентировочно можно принять $Y_\varepsilon = 1$; $K_{F\alpha}$ – коэффициент распределения нагрузки между зубьями; $K_{F\beta}$ – коэффициент распределения нагрузки по ширине венца (см. табл. 2.13); K_{Fv} – коэффициент динамической нагрузки (см. табл. 2.14).

Значение $K_{F\alpha}$ определяют по формуле

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n' - 5)}{4\varepsilon_\alpha}, \qquad (2.70)$$

где n' – степень точности передачи.

Полученное значение σ_F не должно превышать $[\sigma_F]$ «слабого» звена более чем на 5%.

Таблица 2.13

Значения $K_{F\beta}$

Относительная ширина колеса ψ_{bd}	Шестерня расположена симметрично относительно опор		Шестерня расположена несимметрично относительно опор				Консольное расположение шестерни или колеса	
			весьма жесткий вал		менее жесткий вал			
	твердость поверхностей зубьев HB_2		твердость поверхностей зубьев HB_2		твердость поверхностей зубьев HB_2		твердость поверхностей зубьев HB_2	
	> 350	< 350	> 350	< 350	> 350	< 350	> 350	< 350
0,2	1,00		1,02	1,01	1,10	1,05	1,25	1,13
0,4	1,03	1,01	1,07	1,04	1,20	1,12	1,55	1,28
0,6	1,05	1,02	1,13	1,07	1,30	1,17	1,90	1,50
0,8	1,08	1,05	1,20	1,11	1,44	1,23	2,30	1,70
1,0	1,10	1,04	1,18	1,08	1,37	1,15	–	
1,2	1,13	1,05	1,25	1,10	1,50	1,18		
1,4	1,15	1,07	1,32	1,13	1,60	1,23		
1,6	1,20	1,08	1,40	1,16	–	1,28		

2.3.5.10. Проверка тихоходной ступени на статическую прочность при перегрузках

Максимальное контактное напряжение под действием пикового крутящего момента определяют по формуле

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{\frac{P_{\text{дв}}}{P_{\text{тр}}}\left(\frac{T_{\max}}{T}\right)}, \qquad (2.71)$$

где $\left(\frac{T_{\max}}{T}\right)$ – заданная кратность пикового момента.

Таблица 2.14

Значения K_{Fv}

Степень точности	Твердость HB_2	Окружная скорость зуба $v_п$, м/с					
		1	2	4	6	8	10
6	≤ 350	1,02	1,04	1,07	1,10	1,15	1,18
	> 350	1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
7	≤ 350	1,03	1,06	1,11	1,16	1,22	1,27
	> 350	1,01	1,02	1,03	1,05	1,07	1,08
8	≤ 350	1,03	1,06	1,11	1,17	1,23	1,29
	> 350	1,01	1,02	1,03	1,05	1,07	1,08
9	≤ 350	1,04	1,07	1,14	–		
	> 350	1,01	1,02	1,04			

Контактная прочность при перегрузках обеспечивается, если выполняется условие: $\sigma_{H\max} \le [\sigma_{H\max}]$.

Максимальное напряжение изгиба под действием пикового крутящего момента определяют для «слабого» звена передачи по формуле

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \frac{P_{дв}}{P_{тр}} \left(\frac{T_{\max}}{T} \right). \qquad (2.72)$$

Изгибная прочность при перегрузках обеспечивается, если выполняется условие: $\sigma_{F\max} \le [\sigma_{F\max}]$.

2.3.5.11. Проектировочный расчет быстроходной ступени

Межосевое расстояние $a_{w\text{б}}$ определяют в зависимости от разновидности редуктора:

– в трехосном редукторе по $a_{w\text{т}}$ и табл. 2.9;

– в соосном редукторе $a_{w\text{б}} = a_{w\text{т}}$.

Геометрические параметры $m_{n\text{б}}$; $\beta_\text{б}$; $d_{1\text{б}}$; $d_{2\text{б}}$; $d_{a1\text{б}}$; $d_{a2\text{б}}$; $b_{2\text{б}}$; $b_{1\text{б}}$; числа зубьев $z_{1\text{б}}$ и $z_{2\text{б}}$, а также передаточное число ступени $u_{\text{фб}}$ определяют по формулам и рекомендациям, изложенным в подпункте 2.3.5.7.

В соосном редукторе значение $b_{2\text{б}}$ находят, пользуясь рекомендацией по $\psi_{ba\text{б}}$ из табл. 2.3.

Фактическое передаточное число редуктора вычисляют по (2.73)

$$u_\text{ф} = u_{\text{фб}}\, u_{\text{фт}} \qquad (2.73)$$

и проверяют выполнение условия (2.31).

2.3.5.12. Проверочные расчеты быстроходной ступени

Проверку быстроходной ступени на выносливость по контактным и изгибным напряжениям, а также на статическую прочность при перегрузках производят по формулам и рекомендациям, изложенным в подпунктах 2.3.5.8 – 2.3.5.10.

2.4. Конические зубчатые передачи

2.4.1. Геометрические параметры конических зубчатых передач

Наибольшее распространение получили **ортогональные** конические зубчатые передачи с углом между осями шестерни и колеса 90º.

По направлению зуба различают передачи **прямозубые** (зуб расположен по образующей конуса), **с тангенциальным зубом** (зуб расположен под углом к образующей конуса) и **с круговым зубом**.

В основном применяются передачи прямозубые и с круговым зубом, т.к. нагрузочная способность передач с тангенциальным зубом практически не выше, чем прямозубых.

Передачи с круговым зубом по сравнению с прямозубыми имеют, при равных нагрузках, на 15…20% меньшие габариты, работают более плавно и способны передавать вращение с бóльшими окружными скоростями.

Недостатками передач с круговым зубом являются:

– бóльшие величины осевых сил;

– зависимость направления осевой силы от направления вращения звена.

Эти свойства делают нежелательным применение передач с круговым зубом в преобразователях движения реверсивных ММ. Как правило, их используют **при постоянном направлении вращения** выходного звена, причем направление зуба назначают так, чтобы **осевые силы** действовали **к основаниям** образующих **конусов**.

На рис. 2.8 изображен фрагмент конической зубчатой передачи и показаны ее основные геометрические параметры.

Угол Σ между осями шестерни и колеса является одним из таких параметров. Ниже будут рассматриваться передачи, в которых Σ = 90º.

Внешний окружной модуль прямых зубьев обозначается m_e, круговых – m_{te}. Далее обозначения параметров передач с круговым зубом даются в скобках.

Диаметры шестерни (индекс 1) и колеса (индекс 2):

внешние делительные

$$d_{e1} = m_e(m_{te})z_1; \tag{2.74}$$

$$d_{e2} = m_e(m_{te})z_2; \tag{2.75}$$

внешние окружностей вершин зубьев

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae1}\cos\delta_1; \quad (2.76)$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae2}\cos\delta_2; \quad (2.77)$$

внешние окружностей впадин

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2h_{fe1}\cos\delta_1; \quad (2.78)$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2h_{fe2}\cos\delta_2. \quad (2.79)$$

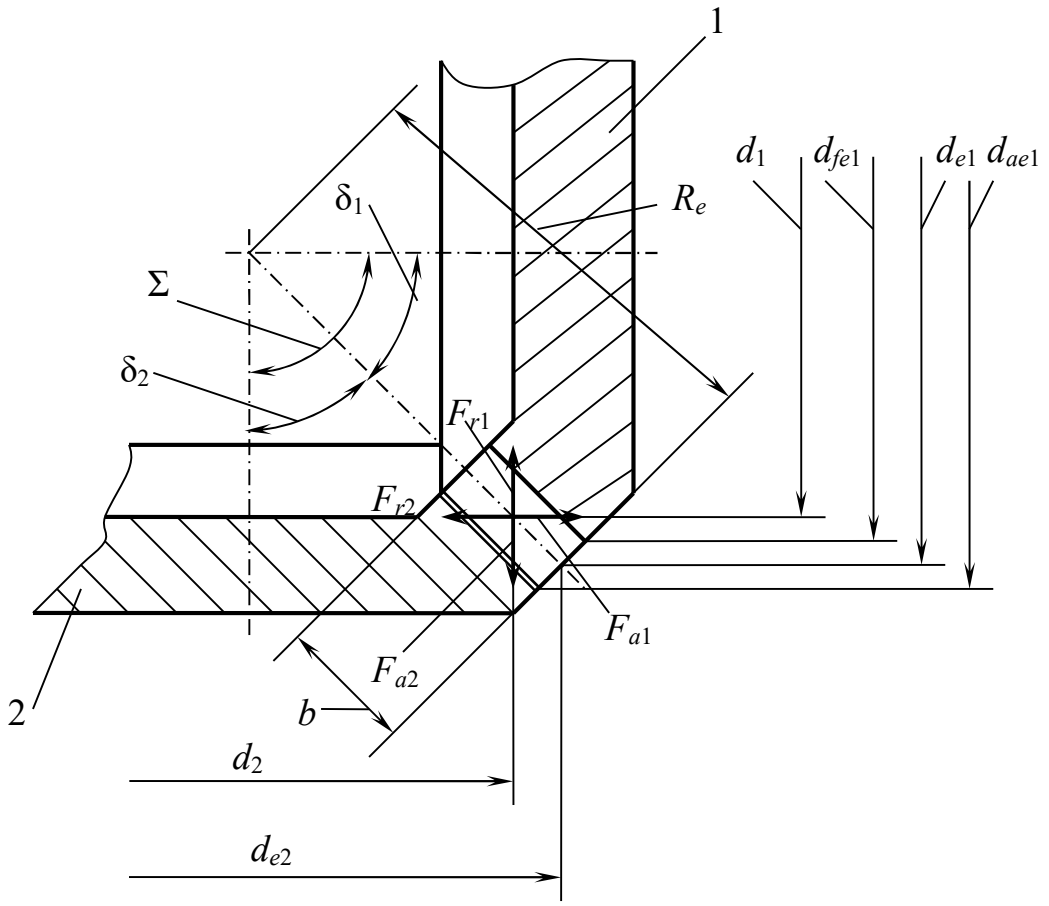


Рис. 2.8. Основные геометрические параметры
конической зубчатой передачи

В формулах (2.74) – (2.79): z_1, z_2 – числа зубьев; h_{ae1}, h_{ae2} – высота головки зуба; h_{fe1}, h_{fe2} – высота ножки зуба; δ_1, δ_2 – **углы делительных конусов**.

Величины h_{ae}, h_{fe} находят с учетом коэффициентов смещения исходного контура $x_e(x_n)$ (подробнее см. [1]).

Значения δ_1, δ_2:

$$\delta_1 = \text{arctg}\frac{z_1}{z_2} = \text{arctg}\frac{1}{u}; \quad (2.80)$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1. \qquad (2.81)$$

Внешнее конусное расстояние

$$R_e = 0{,}5m_e(m_{te})\sqrt{z_1^{\,2} + z_2^{\,2}} = \frac{d_{e2}}{2\sin\delta_2}. \qquad (2.82)$$

Ширину венца колеса b вычисляют по рекомендации $b = 0{,}285R_e$ и принимают ближайший размер по ряду R_a40.

В передаче с круговым зубом к основным параметрам относится также **угол наклона зуба** к образующей конуса **в среднем сечении** $\beta = 35^\circ$ (рис. 2.9).

Средние делительные диаметры:

$$d_1 = d_{e1}\left(1 - \frac{b}{2R_e}\right) \approx 0{,}857d_{e1}; \qquad (2.83)$$

$$d_2 = d_{e2}\left(1 - \frac{b}{2R_e}\right) \approx 0{,}857d_{e2}. \qquad (2.84)$$

Кроме указанных выше параметров, используют также **средний окружной модуль**, определяемый в прямозубых передачах по выражению

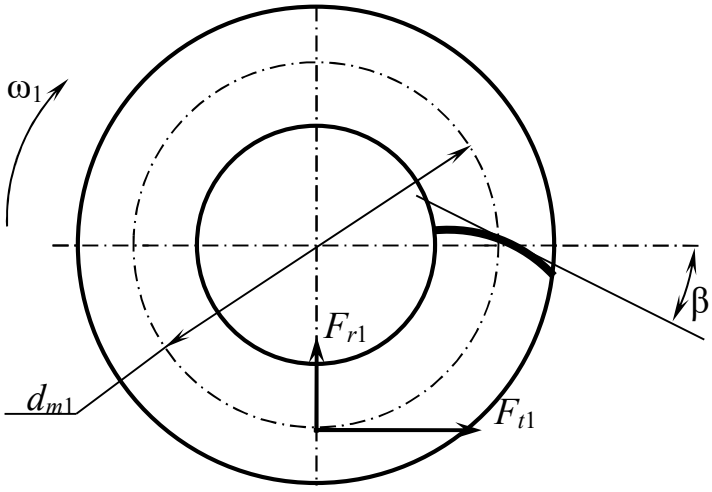


Рис. 2.9. Коническая шестерня с круговым зубом
(вид со стороны вершины конуса)

$$m_m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{d_2}{z_2} \approx 0,857 m_e, \qquad (2.85)$$

а в передачах с круговым зубом – по выражению

$$m_{nm} \approx 0,857 m_{te} \cos\beta \approx 0,717 m_{te}, \qquad (2.86)$$

и **среднее конусное расстояние**

$$R_m = R_e - 0,5b = 0,9375 R_e. \qquad (2.87)$$

В передачах с круговым зубом необходимо правильно ориентировать зубья на звеньях в зависимости от направления вращения. Надлежащее расположение зуба шестерни при ее вращении по часовой стрелке показано на рис. 2.9.

2.4.2. Силы в конической зубчатой передаче

На рис. 2.8, 2.9 показаны направления сил в конической передаче.
Окружная сила (см. рис. 2.9)

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2}. \qquad (2.88)$$

В прямозубой передаче (см. рис. 2.8):
радиальная сила на колесе, осевая на шестерне

$$F_{r2} = F_{a1} = F_t \operatorname{tg}\alpha_w \sin\delta_1 = 0,364 F_t \sin\delta_1; \qquad (2.89)$$

осевая сила на колесе, радиальная на шестерне

$$F_{a2} = F_{r1} = F_t \operatorname{tg}\alpha_w \cos\delta_1 = 0,364 F_t \cos\delta_1. \qquad (2.90)$$

В передаче с круговым зубом:
радиальная сила на колесе, осевая на шестерне

$$F_{r2} = F_{a1} = F_t (0,444 \sin\delta_1 + 0,701 \cos\delta_1); \qquad (2.91)$$

осевая сила на колесе, радиальная на шестерне

$$F_{a2} = F_{r1} = F_t (0,444 \cos\delta_1 - 0,701 \sin\delta_1). \qquad (2.92)$$

2.4.3. Методика расчета конической зубчатой передачи

2.4.3.1. Общие положения

Преобразователи движения ММ, предусматриваемых заданиями на курсовое проектирование, могут содержать коническую зубчатую передачу в виде либо одноступенчатого редуктора, либо ступени двухступенчатого редуктора. Далее рассматривается коническая передача как быстроходная ступень коническо-цилиндрического редуктора.

Общий порядок расчета – см. подпункт 2.3.5.1.

Исходные данные для расчета – см. подпункт 2.3.5.2.

Выбор двигателя – см. подпункт 2.3.5.3.

2.4.3.2. Кинематический расчет редуктора

Расчетное передаточное число редуктора определяют по (2.30) с проверкой по условию (2.31).

Распределение найденного u по ступеням необходимо выполнять с учетом следующего.

Характерной особенностью конических зубчатых передач является технологическая сложность нарезания зубьев колес при передаточных числах бóльших пяти. Поэтому в коническо-цилиндрических редукторах принимают $u_б \le 5$, руководствуясь рекомендациями табл. 2.15.

Таблица 2.15

Передаточные числа ступеней коническо-цилиндрических редукторов

Передаточное число ступени	Передаточное число редуктора u										
	9	10	11,2	12,5	14	16	18	20	22,4	25	≤ 28
$u_б$	3,15	3,55		4		4,5	5				
$u_т$	2,8		3,15		3,55			4	4,5	5	≤ 5,6

Для конических зубчатых передач допускается отклонение $\Delta u = 4\%$, **независимо от передаточного числа** $u_б$.

Частоты вращения и угловые скорости валов определяют по (2.32) – (2.36).

2.4.3.3. Материалы шестерен и колес. Допускаемые напряжения

Материалы звеньев конической зубчатой передачи назначают аналогично цилиндрической передаче (см подпункт 2.3.5.5).

Допускаемые напряжения передачи прямозубой конической определяют так же, как прямозубой цилиндрической; передачи с круговым зубом – как косозубой цилиндрической.

Крутящие моменты на шестернях и колесах ступеней – см. подпункт 2.3.5.6.

2.4.3.4. Расчет тихоходной ступени

Проектировочный расчет тихоходной (цилиндрической) ступени – см. подпункт 2.3.5.7.

Проверочные расчеты – см. подпункты 2.3.5.8, 2.3.5.9.

2.4.3.5. Проектировочный расчет быстроходной (конической) ступени

Внешний делительный диаметр колеса равен

$$d_{e2} = 1650\sqrt[3]{\frac{u_б T_п K_{H\beta}}{\theta_H [\sigma_H]^2}}, \text{мм}, \qquad (2.93)$$

где θ_H – коэффициент вида конических колес.

Коэффициенты $K_{H\beta}$ для передач, валы которых установлены на роликовых подшипниках [5], с достаточной точностью могут быть определены по аппроксимирующим формулам:

прямозубые передачи при $HB_2 \le 350$

$$K_{H\beta} = 0{,}22u_б; \qquad (2.94)$$

прямозубые передачи при $HB_2 > 350$

$$K_{H\beta} = 0{,}29u_б; \qquad (2.95)$$

передачи с круговым зубом при $HB_2 > 350$

$$K_{H\beta} = 0{,}24u_б. \qquad (2.96)$$

В передачах с круговым зубом при $HB_2 \le 350$ $K_{H\beta} = 1$.

Значение $\theta_H = 1$ для прямозубых колес; θ_H для колес с круговым зубом – по формулам [3]:

при $HB_1 \le 350$, $HB_2 \le 350$

$$\theta_H = 1{,}22 + 0{,}21u_б; \qquad (2.97)$$

при $HB_1 > 350$, $HB_2 \le 350$

$$\theta_H = 1{,}13 + 0{,}13u_б; \qquad (2.98)$$

при $HB_1 > 350$, $HB_2 > 350$

$$\theta_H = 0{,}81 + 0{,}15u_б. \qquad (2.99)$$

Значение d_{e2} следует принять из ряда R_a40 ближайшее к полученному по (2.93).

Затем по (2.80) и (2.81) предварительно определяют углы δ_1 и δ_2, после чего по (2.82) находят R_e.

Точность вычисления углов – до 0,0001° (или до угловых секунд); R_e – до 0,001 мм.

Ширину зубчатого венца находят по рекомендации, данной в пункте 2.4.1.

Определяют внешний окружной модуль

$$m_e(m_{te}) = \frac{1{,}4 \cdot 10^4 T_{\text{п}} K_{F\beta}}{\theta_F d_{e2} b [\sigma_F]}, \text{мм}, \qquad (2.100)$$

где $K_{F\beta} = 1$ – для прямозубых передач; $K_{F\beta} = 1{,}08$ – для передач с круговым зубом; θ_F – коэффициент вида конических колес.

Значение $\theta_F = 0{,}85$ для прямозубых колес; θ_F для колес с круговым зубом – по формулам [6]:

при $HB_1 \le 350$, $HB_2 \le 350$

$$\theta_F = 0{,}94 + 0{,}08 u_{\text{б}}; \qquad (2.101)$$

при $HB_1 > 350$, $HB_2 \le 350$

$$\theta_F = 0{,}85 + 0{,}04 u_{\text{б}}; \qquad (2.102)$$

при $HB_1 > 350$, $HB_2 > 350$

$$\theta_F = 0{,}65 + 0{,}11 u_{\text{б}}. \qquad (2.103)$$

Значение модуля **до целого числа не округлять**; точность – до 0,01 мм. В силовых передачах рекомендуется принимать $m_e(m_{te}) \ge 1{,}5$ мм.

Числа зубьев:

$$z_{2\text{б}} = \frac{d_{e2}}{m_e(m_{te})}; \qquad (2.104)$$

$$z_{1\text{б}} = \frac{z_{2\text{б}}}{u_{\text{б}}}. \qquad (2.105)$$

Полученные $z_{1\text{б}}$, $z_{2\text{б}}$ округлить до целых.

Фактическое передаточное число пары $u_{\text{фб}}$ найти по (2.10) и проверить на допустимость его отклонения от стандартного.

По (2.80) и (2.81) с использованием $u_{\text{фб}}$ уточнить углы δ_1 и δ_2.

После этого следует выбрать коэффициент смещения при нарезании зубьев шестерни $x_{e1}(x_{n1})$. При $HB_1 - HB_2 \le 100$ его принимают по табл. 2.16. В случае отличия z_1 и $u_б$ от значений из табл. 2.16 $x_{e1}(x_{n1})$ принимают с округлением до табличных **в бóльшую сторону**. При $HB_1 > 350$, $HB_2 > 350$ $x_{e1}(x_{n1}) = 0$, при $HB_1 - HB_2 > 100$ принимают $x_{n1} = 0$.

Коэффициент смещения при нарезании зубьев колеса $x_{e2}(x_{n2}) = -x_{e1}(x_{n1})$.

В заключение проектировочного расчета по (2.76), (2.77) найти d_{ae1} и d_{ae2}, а по (2.83), (2.84) – $d_{1б}$ и $d_{2б}$.

2.4.3.6. Проверка быстроходной ступени на выносливость по контактным напряжениям

Действительное контактное напряжение равно

$$\sigma_H = 470\sqrt{\frac{F_t\sqrt{u_{фб}^{\,2}+1}}{\theta_H d_{e2} b}K_{H\beta}K_{Hv}}, \text{ МПа.} \qquad (2.106)$$

Таблица 2.16

Значения коэффициентов x_{e1}, x_{n1}

z_1	x_{e1} при передаточном числе u					x_{n1} при передаточном числе u				
	2,00	2,50	3,15	4,00	5,00	2,00	2,50	3,15	4,00	5,00
12	–	0,50	0,53	0,56	0,57	0,32	0,37	0,39	0,41	0,42
13	0,44	0,48	0,52	0,54	0,55	0,30	0,35	0,37	0,39	0,40
14	0,42	0,47	0,50	0,52	0,53	0,29	0,33	0,35	0,37	0,38
15	0,40	0,45	0,48	0,50	0,51	0,27	0,31	0,33	0,35	0,36
16	0,38	0,43	0,46	0,48	0,49	0,26	0,30	0,32	0,34	0,35
18	0,36	0,40	0,43	0,45	0,46	0,24	0,27	0,30	0,32	
20	0,34	0,37	0,40	0,42	0,43	0,22	0,26	0,28	0,29	
25	0,29	0,33	0,36	0,38	0,39	0,19	0,21	0,24	0,25	
30	0,25	0,28	0,31	0,33	0,34	0,16	0,18	0,21	0,22	
40	0,20	0,22	0,24	0,26	0,27	0,11	0,14	0,16	0,17	

Коэффициент K_{Hv} для прямозубых передач определяется по табл. 2.17, а для передач с круговым зубом – по табл. 2.11 в зависимости от степени точности, которую находят по рекомендациям для цилиндрических передач и окружной скорости

$$v_п = \frac{\omega_п d_{2б}}{2000}, \text{м/с.} \qquad (2.107)$$

Таблица 2.17

Значения K_{Hv} для прямозубых конических передач

Степень точности	Твердость HB_2	Окружная скорость зуба $v_п$, м/с					
		1	2	4	6	8	10
6	≤ 350	1,03	1,06	1,12	1,17	1,23	1,28
	> 350	1,02	1,04	1,07	1,10	1,15	1,18
7	≤ 350	1,04	1,07	1,14	1,21	1,29	1,36
	> 350	1,03	1,05	1,09	1,14	1,19	1,24
8	≤ 350	1,04	1,08	1,16	1,24	–	
	> 350	1,03	1,06	1,10	1,16		
9	≤ 350	1,05	1,10	–			
	> 350	1,04	1,07				

Полученное значение контактного напряжения проверяют на соответствие условию (2.68). В случае невыполнения условия следует изменить размер b. Если увеличение (или уменьшение) b на два соседних размера по ряду R_a40 не дает достаточного эффекта, необходимо перейти на другой размер d_{e2} или назначить другие материалы передачи.

2.4.3.7. Проверка быстроходной ступени на выносливость по напряжениям изгиба

Напряжения изгиба в зубьях колеса и шестерни определяют по следующим формулам:

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} Y_\beta \frac{F_{t6} K_{F\beta} K_{Fv}}{\theta_F b m_e (m_{te})}; \qquad (2.108)$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}}, \qquad (2.109)$$

где Y_{F1}, Y_{F2} – по табл. 2.18; Y_β – для прямозубых передач равен единице, для передач с круговым зубом равен 0,75; K_{Fv} – для прямозубых передач – по табл. 2.19, для передач с круговым зубом – по табл. 2.14.

Полученные значения σ_{F1}, σ_{F2} не должны превышать соответствующие допускаемые напряжения более чем на 5%. При невыполнении этого условия следует увеличить модуль и, оставив без изменения d_{e2}, пересчитать числа зубьев колеса и шестерни.

2.4.3.8. Проверочные расчеты быстроходной ступени на статическую прочность при перегрузках

Проверочные расчеты производят по формулам и рекомендациям, изложенным в подпункте 2.3.5.10.

Таблица 2.18

Значения коэффициента Y_F для конических колес

z_v	Значения $x_e(x_n)$										
	– 0,5	– 0,4	– 0,3	– 0,2	– 0,1	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
12	–								3,90	3,67	3,46
14	–						4,24	4,00	3,78	3,59	3,42
17	–				4,50	4,27	4,03	3,83	3,67	3,53	3,40
20	–			4,55	4,28	4,07	3,89	3,75	3,61	3,50	3,39
25	–	4,60	4,39	4,20	4,04	3,90	3,77	3,67	3,57	3,46	3,39
30	4,60	4,32	4,15	4,05	3,90	3,80	3,70	3,62	3,55	3,47	3,40
40	4,12	4,02	3,92	3,84	3,77	3,70	3,64	3,58	3,53	3,48	3,42
50	3,97	3,88	3,81	3,76	3,70	3,65	3,61	3,57	3,53	3,49	3,44
60	3,85	3,79	3,73	3,70	3,66	3,63	3,59	3,56	3,53	3,50	3,46
80	3,73	3,70	3,68	3,65	3,62	3,61	3,58	3,56	3,54	3,52	3,50
100	3,68	3,67	3,65	3,62	3,61	3,60	3,58	3,57	3,55	3,53	3,52
Эквивалентные числа зубьев: $z_{v1} = z_1\cos\delta_1$; $z_{v2} = z_1\cos\delta_2$											

Таблица 2.19

Значения K_{Fv} для прямозубых конических передач

Степень точности	Твердость HB_2	Окружная скорость зуба $v_п$, м/с					
		1	2	4	6	8	10
6	≤ 350	1,05	1,06	1,12	1,17	1,20	1,25
	> 350	1,02	1,04	1,08	1,11	1,14	1,17
7	≤ 350	1,08	1,16	1,33	1,50	1,67	1,80
	> 350	1,03	1,05	1,09	1,13	1,17	1,22
8	≤ 350	1,10	1,20	1,38	1,58	1,78	1,96
	> 350	1,04	1,06	1,12	1,16	1,21	1,26
9	≤ 350	1,13	1,28	1,50	–		
	> 350	1,04	1,07	1,14			

2.5. Червячные передачи

2.5.1. Геометрические параметры червячных передач

Червячные передачи предназначены для преобразования вращательного движения между двумя **скрещивающимися осями** (межосевой угол в плане обычно равен 90º).

Различают передачи **с цилиндрическим червяком** (архимедовым, конволютным, эвольвентным) и **с глобоидным червяком**. Более высокой нагрузочной способностью обладают передачи с глобоидным червяком [7], однако они значительно сложнее в изготовлении, поэтому используются только в обоснованных случаях. В основном же в ММ и роботах применяют передачи с

цилиндрическим червяком (рис. 2.10), из которых, в свою очередь, наибольшее распространение получили преобразователи движения с **архимедовым червяком**. Архимедов червяк в сечении, проходящем через продольную ось, выглядит как зубчатая рейка (рис. рис. 2.11).

Фактическое передаточное число червячной передачи (т.е. передаточное отношение от червяка к червячному колесу) равно

$$u_{\text{ф}} = \frac{z_2}{z_1}, \qquad (2.110)$$

где z_1 – **число витков червяка**.

Стандартные значения z_1: 1; 2; 4. В обоснованных случаях в преобразователях движения ММ и роботов могут быть заданы и другие числа витков.

Обычно u лежит в пределах 8…80, но в отдельных случаях может значительно превышать верхнее значение.

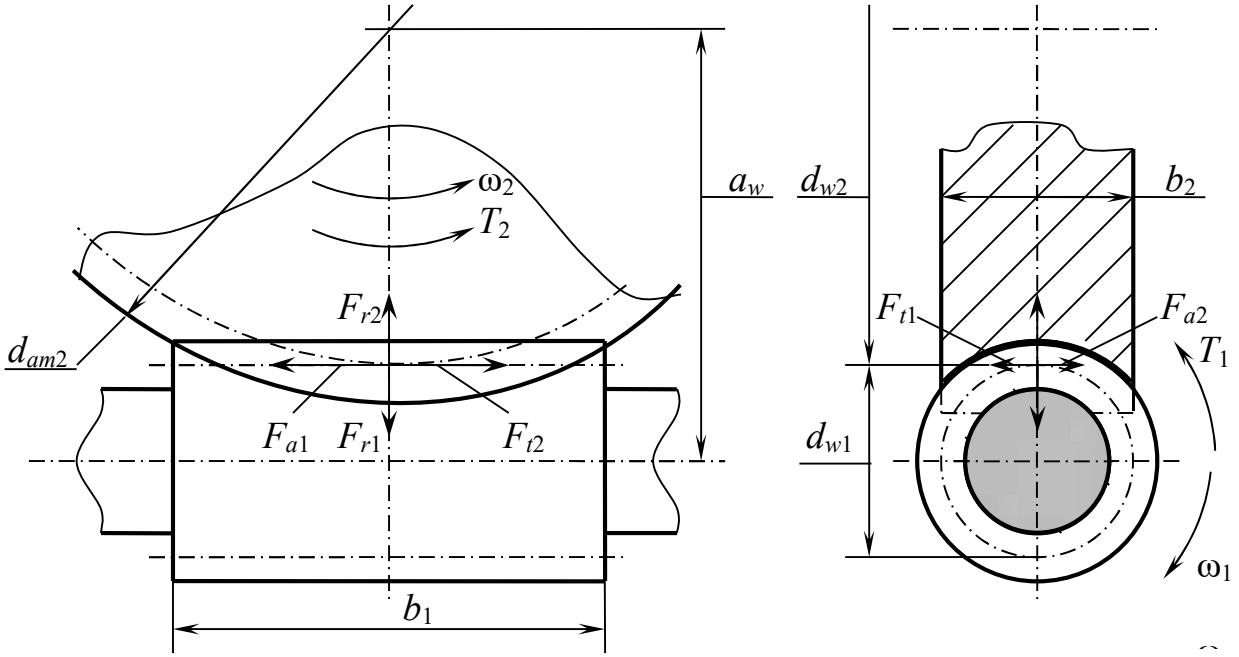


Рис. 2.10. Схема червячной передачи с цилиндрическим червяком

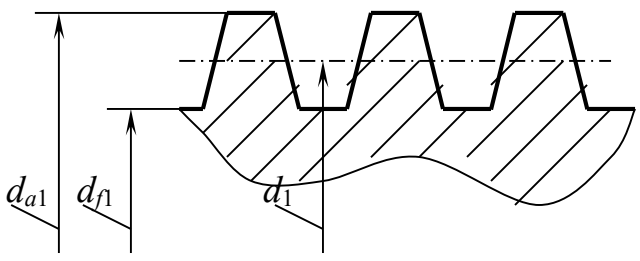


Рис. 2.11. Осевое сечение витков архимедова червяка

Диаметр делительной окружности червяка (рис. 2.11)

$$d_1 = qm, \tag{2.111}$$

где q – **коэффициент диаметра**, принимается из стандартного ряда.

Модуль m также стандартизован. Ряды значений q и m даны в п. 2.5.4.

Межосевое расстояние a_w (рис. 2.10) равно

$$a_w = 0{,}5m(q + z_2 + 2x), \tag{2.112}$$

где x – коэффициент смещения, его величина находится в пределах: $-1 \le x \le 1$.

Диаметр вершин витков и диаметр впадин червяка

$$d_{a1} = (q + 2)m; \tag{2.113}$$

$$d_{f1} = (q - 2{,}4)m. \tag{2.114}$$

Диаметр делительной окружности колеса

$$d_2 = mz_2;$$

диаметр вершин зубьев и диаметр впадин колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2(1 + x)m; \tag{2.115}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2(1{,}2 - x)m; \tag{2.116}$$

наибольший диаметр колеса

$$d_{am2} = d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}. \tag{2.117}$$

Диаметр начальной окружности червяка

$$d_{w1} = (q + 2x)m; \tag{2.118}$$

диаметр начальной окружности колеса $d_{w2} = d_2$.

Длина нарезаемой части червяка

$$b_1 = (10 + 5{,}5|x| + z_1)m + C, \tag{2.119}$$

где $C = 0$ при $x \le 0$; при $x > 0$

$$C = \frac{100m}{z_2}. \qquad (2.120)$$

Ширина венца колеса:
при $z_1 = 1$; $z_1 = 2$

$$b_2 = 0{,}355a_w; \qquad (2.121)$$

при $z_1 = 4$

$$b_2 = 0{,}315a_w. \qquad (2.122)$$

2.5.2. Силы в червячной передаче

Силу нормального давления на зуб колеса **в передаче с архимедовым червяком** (по аналогии с косозубой цилиндрической передачей) можно представить в виде геометрической суммы трех составляющих (рис. 2.10):
окружной силы

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2};$$

радиальной силы

$$F_{r2} = F_{t2}\text{tg}\alpha_w = 0{,}364F_{t2}; \qquad (2.123)$$

осевой силы

$$F_{a2} = F_{t1}, \qquad (2.124)$$

где T_2 – крутящий момент на колесе; $\alpha_w = 20^\circ$ – угол зацепления; F_{t1} – окружная сила на червяке, равная

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1}; \qquad (2.125)$$

T_1 – крутящий момент на червяке.

Кроме окружной, на червяк действуют радиальная $F_{r1} = F_{r2}$ и осевая $F_{a1} = F_{t2}$ силы.

КПД червячной пары определяют по формуле

$$\eta_ч = \frac{\text{tg}\gamma}{\text{tg}(\gamma + \varphi')}, \qquad (2.126)$$

где $\gamma = \text{arctg}\dfrac{z_1}{\text{q}}$ – **угол подъема витка** червяка; φ' – угол трения (см. п. 2.5.4).

2.5.3. Материалы червячных передач

Червяки передач малой и средней мощности, работающих с большими перерывами и редко испытывающих перегрузки, выполняют из сталей марок 40Х, 35ХМ, 40ХН. Витки таких червяков упрочняют закалкой с нагревом ТВЧ до 45…50*HRC*. Поверхности витков шлифуют.

Червяки тяжело нагруженных ответственных передач выполняют цементованными с закалкой до 56…63*HRC* с последующей шлифовкой и полировкой витков. Часто используются недорогие цементуемые стали, например, сталь 18ХГТ.

Материалы венцов червячных колес приведены в табл. 2.20. Группа материала назначается по табл. 2.21 в зависимости от **скорости скольжения**

$$v_s = 4 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2}, \text{м/с}, \tag{2.127}$$

где n_1 – частота вращения червяка, об/мин.

Материалы III группы в преобразователях движения ММ и роботов применяются редко, поэтому далее рассматриваться не будут.

2.5.4. Методика расчета червячной передачи

2.5.4.1. Общие положения

Преобразователи движения ММ, предусматриваемых заданиями на курсовое проектирование, могут содержать червячную передачу в виде либо одноступенчатого редуктора, либо ступени двухступенчатого редуктора. Далее рассматривается одноступенчатый червячный редуктор.

Общий порядок расчета – см. подпункт 2.3.5.1.

Исходные данные для расчета – см. подпункт 2.3.5.2.

Выбор двигателя – см. подпункт 2.3.5.3, причем требуемую номинальную мощность двигателя вычисляют по формуле

$$P_{\text{тр}} = \frac{T_2 n_2}{\eta_{\text{ч}} \eta_{\text{п}}^{\,2}}, \tag{2.128}$$

где $\eta_{\text{ч}}$ предварительно принимают равным 0,8.

2.5.4.2. Кинематический расчет передачи

Расчетное передаточное число редуктора определяют по (2.30) с проверкой по условию (2.31). В качестве $n_{\text{т}}$ используют n_2. Допускаемое отклонение $\Delta u = 4\%$.

Таблица 2.20

Материалы венцов червячных колес

Группа	Марка материала	Способ отливки	Механические свойства, МПа	
			$\sigma_в$	$\sigma_т$
Iа	БрО10Н1Ф1	Ц	285	165
	БрО10Ф1	К	275	200
		З	230	140
Iб	БрО5Ц5С5	К	200	90
		З	145	80
IIа	БрА10Ж4Н4	Ц	700	460
		К	650	430
	БрА103Мц1,5	К	550	360
		З	450	300
	БрФ9Ж3Л	Ц	530	245
		К	500	230
		З	425	195
IIб	ЛЦ23А6Ж3Мц2	Ц	500	330
		К	450	295
		З	400	260
III	СЧ18	З	355	-
	СЧ15	З	315	-
Способы отливки: Ц – центробежный; К – в кокиль; З – в землю				

Таблица 2.21

Выбор группы материалов венцов червячных колес

Характеристика передачи	Скорость скольжения v_s, м/с			
	до 2	2…3	3…4	более 4
Слабо нагруженная, режим работы легкий	III	IIб	-	
Средне и тяжело нагруженные, режимы работы средний и тяжелый	IIб	IIа	Iб	Iа
Тяжело нагруженная, режим работы весьма тяжелый	IIа	Iб	Iа	

Определяют z_1 по рекомендации: при $u \geq 31{,}5$ $z_1 = 1$; при $u = 16…28$ $z_1 = 2$; при $u = 8…14$ $z_1 = 4$.

Определяют z_2 по формуле

$$z_2 = \frac{n_{дв}}{z_1} = \frac{n_1}{z_1} \qquad (2.129)$$

с округлением до целого числа, после чего по (2.110) находят $u_ф$ и снова проверяют выполнение условия (2.31). В случае его невыполнения z_2 изменяют на один зуб в бóльшую или меньшую сторону.

Вычисляют частоты вращения и угловые скорости червяка и червячного колеса.

2.5.4.3. Материалы червяка и колеса. Допускаемые напряжения

По (2.127) определяют ориентировочное значение скорости скольжения, по табл. 2.21 – группу материала, а по табл. 2.20 – марку материала венца колеса.

По рекомендациям п. 2.5.3 принимают марку стали и термообработку витков червяка.

Вычисляют коэффициенты долговечности:

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}; \qquad (2.130)$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}}. \qquad (2.131)$$

В (2.130), (2.131) при $N_{HE} > 25 \cdot 10^7$ принимают $N_{HE} = 25 \cdot 10^7$, при $N_{FE} > 25 \cdot 10^7$ принимают $N_{FE} = 25 \cdot 10^7$, при $N_{FE} < 10^6$ принимают $N_{FE} = 10^6$.

По табл. 2.22 принимают коэффициент износа материала C_v, по табл. 2.23 устанавливают формулы и находят допускаемые напряжения для червячного колеса.

Таблица 2.22

Значения коэффициента износа материала

v_s, м/с	1	2	3	4	5	6	7	≥ 8
C_v	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8

Таблица 2.23

Допускаемые напряжения для червячного колеса

Группа материалов	Червяк < 45HRC	Червяк ≥ 45HRC	Нереверсивная передача	Реверсивная передача
	$[\sigma]_H$, Н /мм^2		$[\sigma]_F$, Н /мм^2	
I	$K_{HL}C_v0{,}75\sigma_в$	$K_{HL}C_v0{,}9\sigma_в$	$(0{,}08\sigma_в+0{,}25\sigma_т)K_{FL}$	$0{,}16\sigma_в K_{FL}$
II	$250 – 25v_s$	$300 – 25v_s$		

2.5.4.4. Проектировочный расчет передачи

Межосевое расстояние определяют по формуле

$$a_w = 610\sqrt[3]{\frac{T_2}{[\sigma_H]^2}}. \qquad (2.132)$$

где T_2 – в ньютонометрах.

Полученное значение a_w округляют до ближайшего по ряду R_a 20.

Определяют модуль зацепления

$$m = (1{,}5\ldots1{,}7)a_w/z_2, \text{ мм}, \qquad (2.133)$$

и принимают ближайшее стандартное значение из 1-го ряда: 2,50; 3,15; 4,00; 5,00; 6,30; 8,00; 10,00; 12,50; 16,00. Допускается также использование 2-го ряда: 3,00; 3,50; 6,00; 7,00; 12,00.

Коэффициент диаметра определяют по рекомендации

$$q = (0{,}212\ldots0{,}250)z_2. \qquad (2.134)$$

Полученную величину округляют до стандартной из 1-го ряда: 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0 или из 2-го ряда: 7,1; 9,0; 11,2; 14,0; 18,0. По ГОСТ 19672-74 допускается также применение значений q 7,5 и 12,0.

Коэффициент смещения нарезающего инструмента находят из выражения

$$x = (a_w/m) - 0{,}5(q + z_2) \qquad (2.135)$$

с проверкой на соответствие критерию из п. 5.2.1.

По (2.112) определяют фактическое межосевое расстояние.

Вычисляют основные геометрические размеры звеньев передачи по формулам (2.113) – (2.122).

Кроме того, находят делительный угол подъема витков

$$\gamma = \text{arctg}(z_1/q). \qquad (2.136)$$

2.5.4.5. Проверочные расчеты

Уточняют КПД передачи по формуле (2.126), причем угол трения φ' принимают по табл. 2.24 в зависимости от фактической скорости скольжения

$$v_{s\phi} = \frac{u_\phi \omega_2 d_1}{2000\cos\gamma}, \text{м/с}. \qquad (2.137)$$

Таблица 2.24

Значения угла трения

$v_{sф}$	0,1	0,5	1	1,5	2	2,5	3	4	7	10	15
φ′	4°30′… …5°10′	3°10′… …3°40′	2°30′… …3°10′	2°20′… …2°50′	2°00′… …2°30′	1°40′… …2°20′	1°30′… …2°00′	1°20′… …1°40′	1°00′… …1°30′	0°55′… …1°20′	0°50′… …1°10′
Меньшие значения φ′ – для материалов группы I, бóльшие – для материалов групп II и III.											

В том случае, если получается $\eta_ф < 0,8$, следует заново подсчитать требуемую мощность электродвигателя и при необходимости назначить двигатель более мощный.

Уточняют значение $[\sigma]_H$ по фактической скорости скольжения и формулам из табл. 2.23.

Контактное напряжение в зацеплении сравнивают с допускаемым:

$$\sigma_H = 340\sqrt{\frac{F_{t2}K}{d_1 d_2}} \le [\sigma]_H, \qquad (2.138)$$

где K – коэффициент нагрузки (принимается в зависимости от окружной скорости колеса (формула (2.139)): при $v_2 \le 3$ м /с $K = 1$; при $v_2 > 3$ м /с $K = 1,1…1,3$.

$$v_2 = \frac{\omega_2 d_2}{2000}, \text{м/с}. \qquad (2.139)$$

Допускаемая недогрузка передачи составляет 15%, допускаемая перегрузка – 5%.

Напряжение изгиба в зубе колеса сравнивают с допускаемым:

$$\sigma_F = 0,7\frac{Y_{F2}F_{t2}K}{b_2 m} \le [\sigma]_F, \qquad (2.140)$$

где Y_{F2} – коэффициент формы зуба колеса, принимается по табл. 2.25 в зависимости от эквивалентного числа зубьев $z_{v2} = z_2/\cos^3\gamma$.

Таблица 2.25

Коэффициент формы зуба червячного колеса

z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}
20	1,98	30	1,76	40	1,55	80	1,34
24	1,88	32	1,71	45	1,48	100	1,30
26	1,85	35	1,64	50	1,45	150	1,27
28	1,80	37	1,61	60	1,40	300	1,24

Как правило, получается $\sigma_F << [\sigma]_F$, так как нагрузочная способность червячных передач ограничивается не изгибной, а контактной выносливостью.

Выполняют проверку (тепловой расчет) редуктора на нагрев. Цель проверки – определить температуру масла в редукторе, которая не должна превышать допускаемую $[t]_м = 80…95^o$.

Температуру масла в корпусе червячной передачи при непрерывной работе находят по формуле

$$t_м = t_в + \frac{P_1(1-\eta_ф)}{K_t A}, \qquad (2.141)$$

где $t_в$ – температура окружающего воздуха, принимают $t_в = 20\ ^oC$; P_1 – мощность на червяке, Вт; K_t – коэффициент теплопередачи (среднее значение коэффициента K_t = 13 Вт/(м^2·град)); A – площадь теплоотдающей поверхности корпуса (табл. 2.26), м^2.

Таблица 2.26

Площадь теплоотдающей поверхности корпуса червячного редуктора

Межосевое расстояние, мм	80	100	125	140	160	180	200	224
Площадь A	0,19	0,24	0,36	0,43	0,56	0,67	0,8	1

При невыполнении условия $t_м \le [t]_м$ следует увеличить с помощью оребрения площадь поверхности теплоотдачи. Если этой меры недостаточно, то необходимо предусмотреть специальные средства охлаждения (обдув корпуса вентилятором, введение в конструкцию холодильника для масла).

2.6. Планетарные зубчатые передачи

2.6.1. Общие сведения о планетарных передачах

Конструкции планетарных передач весьма многообразны. Простейшая планетарная передача (рис. 2.12) состоит из центрального **солнечного** зубчатого **колеса** 1 с наружными зубьями, центрального **корончатого** зубчатого **колеса** 3 с внутренними зубьями, **сателлитов** 2 с внешними зубьями, которые входят в зацепление одновременно с солнечным и корончатым колесами, и **водила** H, на котором расположены оси сателлитов.

При закрепленном корончатом колесе 3 ($\omega_3 = 0$) вращение солнечного колеса с угловой скоростью ω_1 вызывает вращение сателлитов относительно собственных осей с угловой скоростью ω_2, что вызывает качение сателлитов по корончатому колесу и приводит к их перемещению по круговой орбите радиуса R_H, а следовательно, и водила H с угловой скоростью ω_H.

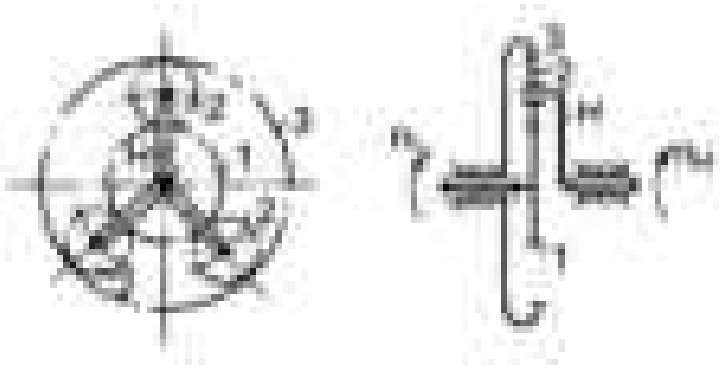


Рис. 2.12. Планетарная передача схемы 2*K*-*H*

Сателлиты вращаются относительно водила со скоростью $\omega_2^H = \omega_2 - \omega_H$ и вместе с водилом совершают переносное движение. Их движения напоминают движения планет, поэтому передачу и называют планетарной.

Основными звеньями планетарной передачи являются те, которые воспринимают внешние моменты. Такими звеньями являются солнечные и корончатые колеса, т.е. два центральных колеса (2*K*) и водило *H*. Сокращенное обозначение такого планетарного механизма «2*K*-*H*».

Планетарный механизм 2*K*-*H* наиболее часто используется в ММ, так как имеет высокий КПД и технологичную конструкцию. Поэтому ниже будет дана методика расчета именно этой схемы.

Подробно и полно планетарные передачи рассмотрены в специальной литературе [7]. Здесь же следует сказать о весьма перспективной конструкции – так называемом эксцентриково-планетарном механизме, вариант которого – **механизм с параллельными кривошипами** – приведен на рис. 2.13.

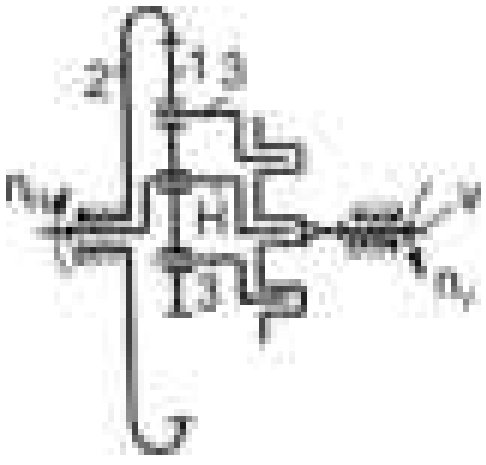


Рис. 2.13. Планетарный механизм с параллельными кривошипами (схема *K*-*H*-*V*)

Планетарный механизм *K*-*H*-*V* имеет три основных звена: центральное колесо 2, водило *H* и вал *V*. Водило представляет собой эксцентрик, на котором

установлен сателлит 1. Сателлит передает вращение на вал *V* кривошипами 3 – эксцентриками, эксцентриситет которых равен эксцентриситету водила.

За один оборот водила сателлит, совершая сложное плоское движение, поворачивается относительно своей оси на угол, соответствующий разности чисел зубьев центрального колеса и сателлита, в направлении, противоположном направлению вращения водила, т. е. передаточное число такого преобразователя движения равно

$$u^{(2)}_{H\text{-}V} = -z_2/(z_2 - z_1). \qquad (2.142)$$

Для предотвращения заклинивания зубьев в зацеплении должно выполняться условие

$$z_2 - z_1 \geq \begin{cases} 8 \text{ при } h_a^* = 1; \\ 7 \text{ при } h_a^* = 0{,}8, \end{cases} \qquad (2.143)$$

где h_a^* – высота головки зуба.

Очевидно, что при достаточно больших числах зубьев звеньев этой пары одна ступень передачи *K-H-V* может по передаточному числу заменить двухступенчатый цилиндрический редуктор.

Дальнейшие исследования в направлении уменьшения размеров и повышения технологичности изготовления передачи привели к появлению так называемого **планетарно-цевочного редуктора** (рис. 2.14), в котором вместо эвольвентного зацепления применяют цевочное.

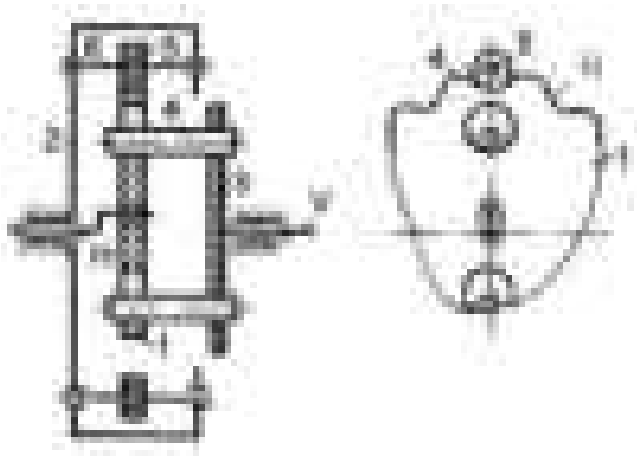


Рис. 2.14. Планетарно-цевочный редуктор схемы *K-H-V*

Сателлит 1 имеет зубья, выполненные по циклоиде (Ц), и смонтирован на водиле *H*. Центральное колесо 2 содержит оси 6 с установленными на них с возможностью вращения цевками 5, взаимодействующими с зубьями сателлита. Выходной вал *V* соединен с диском 3, в отверстия которого с натягом вставлены

пальцы 4, входящие в отверстия сателлита. Пальцы, контактируя со стенками отверстий, выполняют функцию параллельных кривошипов в схеме по рис. 2.13.

Далее будет рассмотрена планетарная передача, показанная на рис. 2.12.

2.6.2. Передаточное число и условия существования планетарного механизма

Передаточное число передачи 2*K*-*H* равно

$$u_{1H}^{(3)} = 1 + \frac{z_3}{z_1}, \tag{2.144}$$

где $u_{1H}^{(3)}$ – передаточное число от солнечного колеса к водилу при неподвижном солнечном колесе.

При проектировании следует учитывать, что передаточное число данного механизма не должно превышать 8, в крайнем случае – 9. При необходимости обеспечения большего передаточного числа преобразователь движения выполняют многоступенчатым, причем каждая ступень представляет собой передачу по рис. 2.12.

Числа зубьев колес выбирают так, чтобы отсутствовали подрезание и заклинивание зубьев. Для этого число зубьев солнечного колеса должно удовлетворять следующим рекомендациям: $z_1 \geq 24$ при выполнении солнечного колеса из стали нормализованной и улучшенной твердостью $HB \leq 350$; $z_1 \geq 21$ – из стали закаленной ТВЧ твердостью $HRC \leq 52$; $z_1 \geq 18$ – из стали цементованной твердостью $HRC \geq 52$. Минимальное число зубьев корончатого колеса

$$z_{2\min} \geq \begin{cases} 85 \text{ при } h_a^* = 1; \\ 58 \text{ при } h_a^* = 0{,}8. \end{cases} \tag{2.145}$$

Для существования планетарного механизма необходимо, чтобы числа зубьев соответствовали условиям сборки, соосности и соседства сателлитов.

Из **условия соосности** следует, что число зубьев сателлита должно быть равно

$$z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2}. \tag{2.146}$$

По **условию сборки** необходимо, чтобы выполнялось равенство

$$\frac{z_3 + z_1}{C} = \gamma, \qquad (2.147)$$

где C – число сателлитов (обычно $C = 3$); γ – целое число.

Условие соседства сателлитов выглядит следующим образом:

$$z_2 + 2 \le (z_1 + z_2) \cdot \sin\frac{\pi}{C}. \qquad (2.148)$$

Следует также иметь в виду, что числа зубьев колес z_1 и z_3 должны быть или оба четные, или оба нечетные.

2.6.3. Материалы планетарных передач

Для изготовления звеньев планетарных передач используют те же марки сталей и методы термообработки, что и для цилиндрических зубчатых передач, с учетом следующих рекомендаций.

Так как зуб солнечного колеса более часто входит в зацепление, чем зуб сателлита, то при твердости зубьев сателлита $HB \le 350$ твердость зубьев солнечного колеса назначают на 50...70 единиц выше, чем сателлита. При твердости зубьев сателлита $HB > 350$ твердости солнечного колеса и сателлита назначают одинаковыми.

Для изготовления водил используют углеродистые стали. Корпуса планетарных передач ММ обычно изготовляют из легких материалов и сплавов.

2.6.4. Методика расчета планетарной передачи

2.6.4.1. Общие положения

Исходные данные для расчета – см. подпункт 2.3.5.2.

Выбор двигателя – см. подпункт 2.3.5.3.

2.6.4.2. Кинематический расчет передачи

Цель кинематического расчета – определение чисел зубьев солнечного и корончатого колес и сателлита, обеспечивающих требуемое передаточное число, а также число сателлитов.

Находят расчетное передаточное число

$$u_{1H\text{р}}^{(3)} = \frac{n_1}{n_H}, \qquad (2.149)$$

где n_H – заданная частота вращения водила.

Определение чисел зубьев колес планетарных передач производят обычно методом подбора, задаваясь числом зубьев солнечного колеса по рекомендациям п. 2.6.2 и обеспечивая при этом правильность зацепления.

Задавшись z_1, предварительно находят z_3 по формуле

$$z_3 = z_1\left(u_{1H\text{р}}^{(3)} - 1\right). \qquad (2.150)$$

Затем из условия соосности вычисляют число зубьев сателлита z_2 и проверяют выполнение условий сборки и соседства сателлитов. При невыполнении какого-либо из условий изменяют числа зубьев колес на ± 1...3 зуба и добиваются выполнения условия.

После определения чисел зубьев находят фактическое передаточное число

$$u_{\text{ф}} = 1 + \frac{z_3}{z_1}. \qquad (2.151)$$

Вычисляют отклонение фактического передаточного числа от расчетного. Допускаемое отклонение передаточного отношения обычно принимают равным 4 %.

При невыполнении этого условия необходимо число z_1 уменьшить, снова найти числа z_2 и z_3, после чего провести проверку механизма по условиям соосности, сборки и соседства сателлитов.

2.6.4.3. Материалы и допускаемые напряжения

Материалы звеньев передачи назначают с учетом рекомендаций, приведенных в п. 2.6.3.

Допускаемые напряжения в парах центральное колесо – сателлит и сателлит – корончатое колесо определяют так же, как в цилиндрических зубчатых передачах.

2.6.4.4. Проектировочный расчет передачи

Межосевое расстояние пары солнечное колесо – сателлит

$$a_w = K_a\left(u + 1\right)\sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} K_{\text{с}}}{[\sigma]_H^2 u^2 C \psi_{ba}}}, \text{мм}, \qquad (2.152)$$

где u – передаточное число пары солнечное колесо – сателлит (отношение чисел зубьев большего колеса к числу зубьев меньшего); T_1 – вращающий момент на солнечном колесе, Нм; $K_{\text{С}}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами (при наличии механизма выравнивания нагрузки $K_{\text{С}}$ = = 1,1...1,2; при отсутствии – $K_{\text{С}}$ = 1,5...2,0); C – число сателлитов; ψ_{ba} – коэффициент ширины зубчатого венца сателлита.

Коэффициент ψ_{ba} равен

$$\psi_{ba} = b_C / a_w, \qquad (2.153)$$

где b_C – ширина венца сателлита.

Значение ψ_{ba} принимают из ряда стандартных значений: 0,100; 0,105; 0,160; 0,200; 0,250; 0,315; 0,400; 0,500; 0,630; 0,800 (желательно принимать ψ_{ba} = 0,400 для материалов колес твердостью НВ ≤ 350; ψ_{ba} = 0,315 при твердости HRC ≤ 50; ψ_{ba} = 0,250 при твердости HRC > 50).

Затем находят делительный диаметр меньшего из колес пары солнечное колесо – сателлит. Пусть меньшее – сателлит, тогда

$$d_C = \frac{2a_w}{u+1}. \qquad (2.154)$$

Определяют модуль зубьев

$$m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{d_C}{z_C}. \qquad (2.155)$$

Полученное значение модуля округляют до стандартного, уточняют значения делительных диаметров солнечного колеса, сателлита, корончатого колеса, а также межосевого расстояния.

Затем по приведенным выше формулам вычисляют диаметры окружностей вершин и впадин зубьев всех колес передачи.

Определяют окружную скорость солнечного колеса и по ее величине назначают степень точности планетарной передачи по аналогии с цилиндрической зубчатой передачей.

Для мехатронных модулей рекомендуют 6 или 7 степени точности планетарных передач.

2.6.4.5. Проверочные расчеты

Проверку зубьев в паре солнечное колесо – сателлит на выносливость по контактным напряжениям производят в соответствии с формулой

$$\sigma_H = 22{,}4 Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{T_1 (u+1)^3 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}}{b_C u C}} \le [\sigma]_H, \qquad (2.156)$$

где коэффициенты Z_M, Z_H, Z_ε определяют так же, как при расчете

цилиндрической зубчатой передачи.

При невыполнении условия (2.157) в расчет следует ввести поправку путем изменения ширины венца сателлита.

Проверку зубьев пары солнечное колесо – сателлит на выносливость по напряжениям изгиба производят для того колеса, чье отношение $\frac{[\sigma]_F}{Y_F}$ меньше, по аналогии с цилиндрическими зубчатыми передачами.

Допустимые отклонения фактических напряжений от допускаемых те же, что и для цилиндрических зубчатых передач.

Проверочный расчет зубьев колес планетарной передачи при перегрузках аналогичен такому же расчету цилиндрической зубчатой передачи.

2.7. Волновые зубчатые передачи

2.7.1. Общие сведения

Конструкция волновой зубчатой передачи поясняется рис. 2.15. По своей сути она представляет собой планетарную передачу, у которой одно из колес выполнено в виде **гибкого венца**.

Волновая зубчатая передача состоит из **гибкого колеса** 1 с наружными зубьями, **жесткого колеса** 2 с внутренними зубьями и **генераторам волн** 3.



а *б*

Рис. 2.15. Схема волновой зубчатой передачи

Наружный диаметр d_{a1} гибкого колеса в недеформированном состоянии меньше внутреннего диаметра d_{a2} жесткого колеса на величину

$$d_{a2} - d_{a1} = 2\omega_0, \qquad (2.157)$$

где ω_0 – размер, показанный на рис. 2.15.

Возможны исполнения передачи с ведомым гибким колесом (рис. 2.15, *а*) и с ведомым жестким колесом (рис. 2.15, *б*).

О конструкции гибкого колеса будет сказано ниже.

Используются генераторы волн двух типов – кулачковый и дисковый.

Кулачковый генератор волн (рис. 2.16) содержит кулачок 1, рабочая поверхность которого спрофилирована по эллипсу, и размещенный на нем гибкий шариковый подшипник 2.

Параметры гибких подшипников указаны в табл. 2.27.

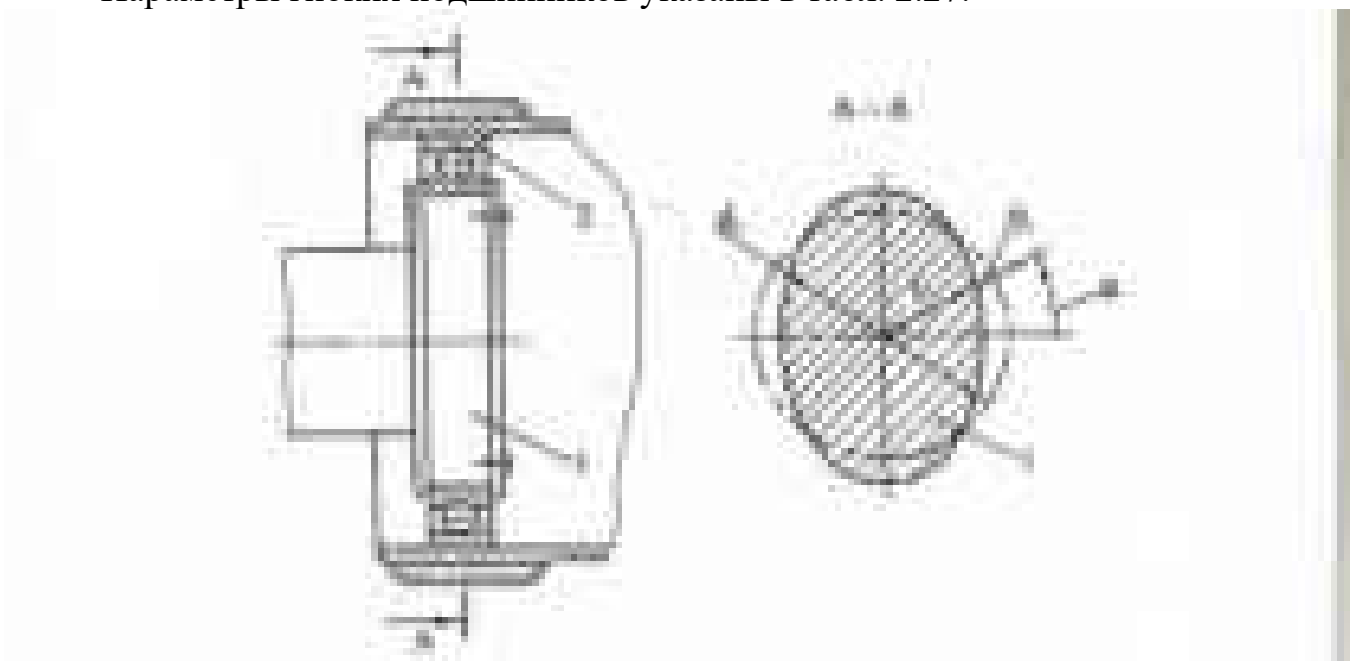


Рис. 2.16. Кулачковый генератор волн

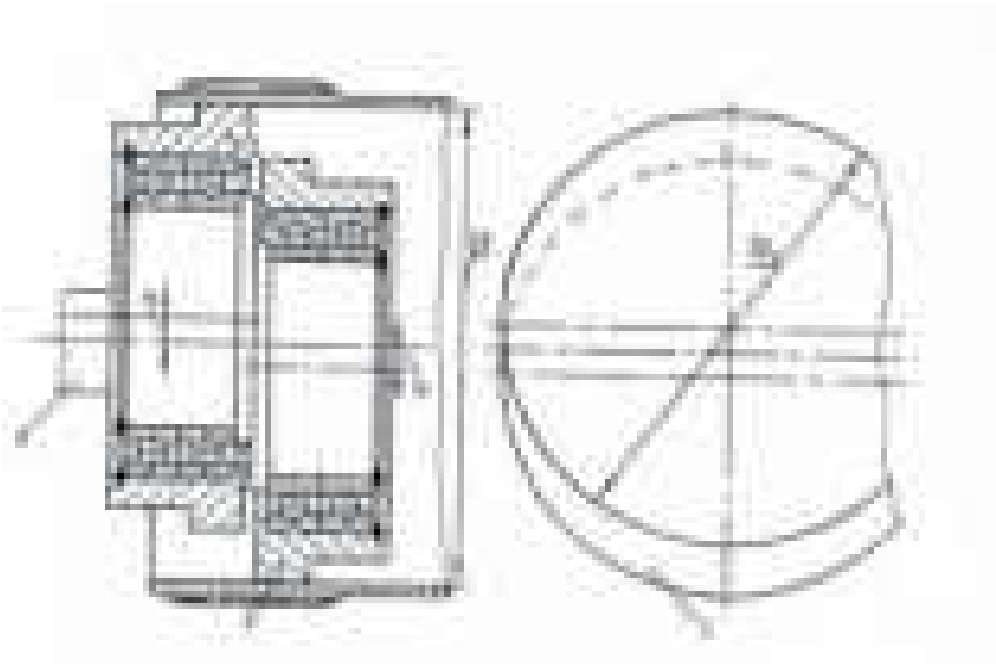


Рис. 2.17. Дисковый генератор волн

Дисковый генератор волн (рис. 2.17) содержит диски 1 и 2, расположенные относительно быстроходного вала 3 с эксцентриситетом e посредством шариковых подшипников.

Диапазон передаточных чисел волновых зубчатых передач: $80 \le u \le 400$.

Вследствие многопарности зацепления для этих передач характерна весьма высокая кинематическая точность. При сравнительно малых габаритах и массе волновые передачи способны создавать на выходном звене вращающие моменты до 150 кНм. На волновом принципе основаны механизмы для передачи вращения в герметично закрытое пространство.

Недостатки волновых передач:

– сложность изготовления;

– пониженный по сравнению с цилиндрическими зубчатыми передачами КПД ($\eta_{вп}$ = 0,8…0,9);

– ограниченность частоты вращения кулачкового генератора волн максимальной частотой вращения гибкого подшипника;

– высокая чувствительность к качеству смазки.

2.7.2. Передаточное число волновой передачи

При неподвижном жестком зубчатом колесе 2 (рис. 2.15, *а*) передаточное число от вала генератора волн 3 к валу гибкого колеса 1 равно

$$u_{31}^{(2)} = -\frac{n_б}{n_т} = -\frac{\omega_3}{\omega_1} = -\frac{z_1}{z_2 - z_1} = -\frac{z_1}{K_z \nu} = -\frac{d_1}{d_2 - d_1}. \qquad (2.158)$$

Знак минус указывает на разные направления вращения ведущего и ведомого звеньев.

Передаточное число от вала генератора волн 3 к валу жесткого колеса 2 при неподвижном гибком колесе 1 (рис. 2.15, *б*) равно

$$u_{32}^{(1)} = \frac{n_б}{n_т} = \frac{\omega_3}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_2 - z_1} = \frac{z_2}{K_z \nu} = \frac{d_2}{d_2 - d_1}. \qquad (2.159)$$

В формулах (2.159), (2.160): ω_1, ω_2, ω_3 – угловая скорость соответственно гибкого колеса, жесткого колеса и генератора волн; z_1, z_2 – числа зубьев гибкого и жесткого колес; d_1, d_2 – диаметры делительных окружностей гибкого и жесткого колес; ν – число волн деформации (ν = 1, 2, 3…, обычно ν = 2, реже 3); K_z – коэффициент кратности (обычно K_z = 1; при $u < 70$ K_z = 2; при $u < 45$ K_z = 3).

2.7.3. Геометрические параметры волновой передачи

Основные геометрические параметры волновой передачи показаны на рис. 2.18 (буквами *а*, *б*, *в* на рис. 2.18 обозначены варианты конструктивного исполнения гибкого колеса).

Таблица 2.27

Подшипники шариковые однорядные для волновых передач (ГОСТ23179-78)

Обозначение подшипника	Размеры, мм					Число шариков $z_Ш$	n_{max}, об/мин
	d	D	B	r	$d_Ш$		
806	30	42	7		3,969	21	3000
808	40	52	8			23	
809	45	62	9		5,953	21	
812	60	80	13		7,144	23	
815	75	100	15	1,0	9,128	21	
818	90	120	18		11,113	23	
822	110	150	24		14,288	21	1500
824	120	160				23	
830	150	200	30		19,050		
836	180	240	35	1,5	22,225		
844	220	300	45	2,5	28,575		
848	240	320	48				1000
860	300	400	60		36,513		
862	310	420	70				
872	360	480	72	3,5	44,450		

d – внутренний диаметр подшипника; D – наружный диаметр подшипника; B – ширина подшипника; r – радиус скругления кромок колец; $d_Ш$ – диаметр шариков.

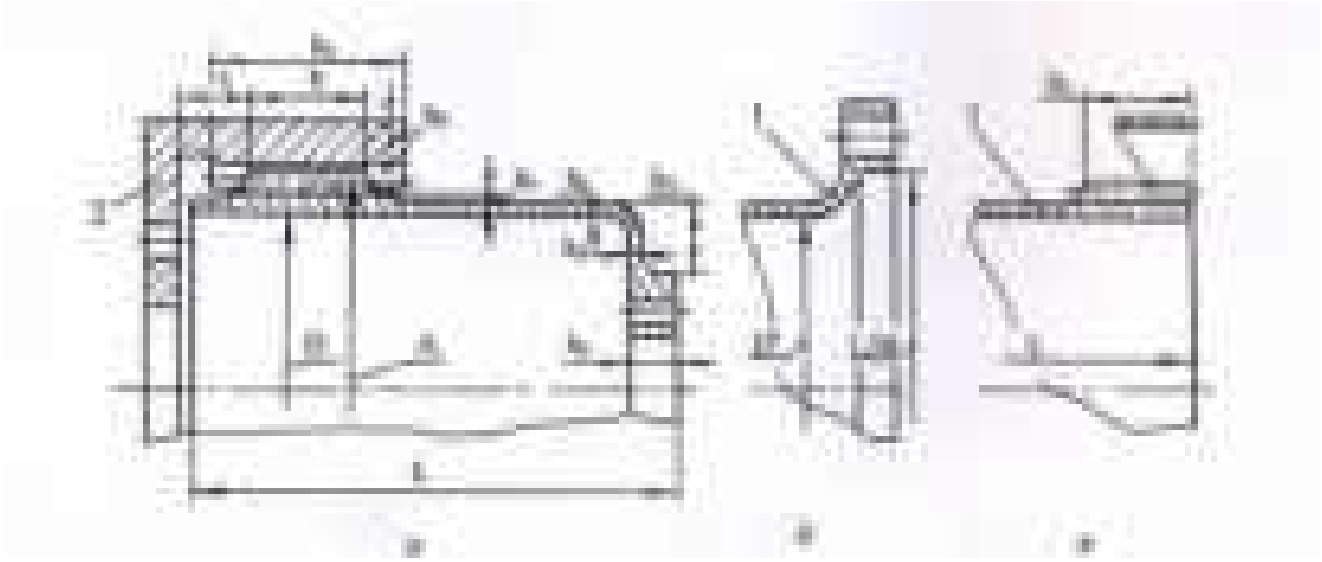


Рис. 2.18. Геометрические параметры волновой передачи

Параметры гибкого колеса:

– внутренний диаметр D;

– делительный диаметр зубчатого венца d_1;

– ширина зубчатого венца гибкого колеса b_1;
– толщина зубчатого венца гибкого колеса h_1;
– толщина оболочки гибкого колеса $h_2 = h_3$;
– длина гибкого колеса L;
– конструктивные размеры – b_3; h_4; h_5.
Параметры жесткого колеса:
– делительный диаметр зубчатого венца d_2;
– ширина зубчатого венца гибкого колеса b_2;
– конструктивные размеры – c; h_6.

Важным геометрическим параметром зацепления является модуль m, величина которого оговаривается стандартным рядом, мм: 0,20; 0,22; 0,28; 0,30; 0,35; 0,40; 0,45. Ряд содержит также значения меньше 0,20 мм, однако их применяют редко из-за сложности нарезания внутренних зубьев жесткого колеса.

2.7.4. Материалы волновых передач

В качестве материалов зубчатых колес, как правило, используют стали, которые после термообработки имеют твердость 220…330 *HB* (табл. 2.28). В отдельных случаях колеса изготовляют из бериллиевой бронзы БрБ2 или пластмассы.

Таблица 2.28

Марки сталей для изготовления зубчатых колес волновых передач

Сталь	Твердость, *HB*	Предел выносливости σ_{-1}, МПа
40Х	280…300	500
40ХНМА	310…330	550
30ХГСА	300…320	530
38ХН3ВА	310…330	550
38ХМЮА	220…240	550
ШХ15	260…280	420
Х18Н10Т	220…240	350

2.7.5. Методика расчета волновой передачи

2.7.5.1. Общие положения

Исходные данные для расчета – см. подпункт 2.3.5.2.
Выбор двигателя – см. подпункт 2.3.5.3.

2.7.5.2. Кинематический расчет передачи

Кинематический расчет волновой передачи заключается в подборе чисел зубьев гибкого и жесткого колес по принятому в соответствии с исходными данными передаточным числом (формулы (2.159), (2.160)).

Число зубьев z_1 гибкого колеса определяют в зависимости от того, какое колесо вращается. При подвижном гибком колесе

$$z_1 = uK_z\nu, \tag{2.160}$$

при подвижном жестком колесе

$$z_1 = (u - 1)K_z\nu. \tag{2.161}$$

2.7.5.3. Материалы и допускаемое напряжение

Материал зубчатых колес принимают в соответствии с п. 2.7.4.

Допускаемые напряжения смятия на боковых поверхностях зубьев определяют в виде:

$$[\sigma]_{см} = 15{,}7K_uK_nK_{d1}, \text{ МПа}, \tag{2.162}$$

где $K_u = \dfrac{u - 20}{u}$ – коэффициент передаточного числа; $K_n = \dfrac{10}{\sqrt[3]{n_б}}$ – коэффициент частоты вращения генератора волн (в понижающей передаче частота вращения генератора волн равна частоте быстроходного вала $n_б$); K_{d1} – коэффициент делительного диаметра гибкого колеса (при $d_1 \le 130$ мм $K_{d1} = 1{,}25$; при $d_1 > 130$ мм $K_{d1} = 1$).

Для стальных зубчатых колес диапазон допускаемых напряжений составляет $[\sigma]_{см} = 10…20$ МПа, для пластмассовых – $[\sigma]_{см} = 3…5$ МПа.

2.7.5.4. Проектировочный расчет волновой передачи

Для выполнения расчета применяют упрощенные экспериментально проверенные зависимости. Они верны только для эвольвентных зубчатых колес, нарезанных стандартным инструментом с исходным контуром, имеющим угол зацепления $\alpha = 20°$, коэффициент высоты зуба $h_a^* = 1$, коэффициент радиального зазора $C^* = 0{,}25$ для модулей более 1 мм и $C^* = 0{,}35$ для модулей до 1мм.

Делительный диаметр гибкого колеса, мм

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{10T_т K}{\psi_{bd}[\sigma]_{см}}}, \tag{2.163}$$

где $T_т$ – в ньютонометрах; K – коэффициент режима работы передачи (при спокойной нагрузке с кратностью перегрузки $T_{max}/T \le 1{,}2$ $K = 1$; при умеренной динамической нагрузке с $T_{max}/T \le 1{,}6$ $K = 1{,}25$; при резко динамической нагрузке с $1{,}6 < T_{max}/T \le 2{,}5$ $K = 1{,}75$); ψ_{bd} – коэффициент ширины зубчатого венца (для силовых ММ ψ_{bd} = 0,15…0,20; для малонагруженных кинематических ММ ψ_{bd} = = 0,06…0,15).

Ширина зубчатого венца гибкого колеса равна

$$b_1 = \psi_{bd} d_1 . \qquad (2.164)$$

где ψ_{bd} – коэффициент ширины зубчатого венца (для силовых передач ψ_{bd} = 0,15…0,20; для малонагруженных кинематических передач ψ_{bd} = 0,06…0,15).

При кулачковом генераторе волн делительный диаметр предварительно принимают равным внутреннему диаметру D гибкого колеса, который считают приблизительно равным наружному диаметру гибкого подшипника (см. табл. 2.27).

Число зубьев z_1:

при подвижном гибком колесе

$$z_1 = uK_z\nu, \qquad (2.165)$$

при подвижном жестком колесе

$$z_1 = (u - 1)K_z\nu. \qquad (2.166)$$

Модуль зубьев равен

$$m = d_1/z_1. \qquad (2.167)$$

После вычисления его по (2.168) необходимо принять ближайшее стандартное значение.

Уточняют делительный диаметр гибкого колеса в передаче **с дисковым генератором волн**:

$$d_1 = m z_1. \qquad (2.168)$$

Находят фактическое передаточное число передачи в зависимости от того, какое колесо вращается:

при подвижном гибком колесе

$$u_ф = z_1/(K_z\nu);$$

при подвижном жестком колесе

$$u_{\text{ф}} = z_1 /(K_z \nu) + 1. \qquad (2.169)$$

Вычисляют отклонение фактического передаточного числа от требуемого и проверяют соответствие отклонения техническим требованиям к ММ. В случае сверхнормативного отклонения необходимо изменить z_1 и скорректировать значение d_1.

Число зубьев жесткого колеса

$$z_2 = z_1 + K_z \nu. \qquad (2.170)$$

Толщина зубчатого венца гибкого колеса

$$h_1 = (70 + 0{,}5u) m z_1 \cdot 10^{-4}, \text{ мм}. \qquad (2.171)$$

Толщина оболочки гибкого колеса

$$h_2 = (0{,}5 \ldots 0{,}8) h_1 . \qquad (2.172)$$

Относительный боковой зазор между зубьями ненагруженной передачи

$$\bar{j}_{max} = \frac{j_{\max}}{m} = \frac{T_{\max} b}{d_1^{\,2} h_2 G m} + 4 \cdot 10^{-4} (u - 60), \qquad (2.173)$$

где j_{max} – необходимый боковой зазор между зубьями ненагруженной передачи, мм; G – модуль упругости второго рода для материала гибкого колеса (для стали $G = 8{,}1 \cdot 10^4$ МПа).

Относительное радиальное упругое деформирование гибкого колеса

$$w_0^* = w_0 / m = 0{,}89 + 8 \cdot 10^{-4} z_1 + 2 j_{max}, \qquad (2.174)$$

где w_0 – радиальное упругое деформирование гибкого колеса, мм.

Коэффициент смещения исходного контура зубьев гибкого колеса

$$x_1 = \frac{1{,}35 - w_0^*}{\frac{0{,}85}{\sqrt[3]{z_1}} - 0{,}04}. \qquad (2.175)$$

Коэффициент смещения исходного контура зубьев жесткого колеса

$$x_2 = x_1 + w_0^* - 1. \qquad (2.176)$$

Относительная глубина захода зубьев

$$h_d^* = h_d/m = 4w_0^* - (4{,}6 - 4\,w_0^*) \cdot 10^{-3} z_1 - 2{,}48, \qquad (2.177)$$

где h_d – глубина захода зубьев, мм.

Диаметр окружности впадин зубьев гибкого колеса

$$d_{f1} = m(z_1 - 2h_d^* - 2c^* + 2x_1). \qquad (2.178)$$

Диаметр окружности вершин зубьев гибкого колеса

$$d_{a1} = d_{f1} + 2(h_d^* + c^*)m. \qquad (2.179)$$

Диаметр окружности вершин зубьев жесткого колеса

$$d_{a2} = d_{a1} - 2(h_d^* - w_0^*)m. \qquad (2.180)$$

Диаметр окружности впадин зубьев жесткого колеса

$$d_{f2} = d_{a1} + 2(0{,}15 + w_0^*)m. \qquad (2.181)$$

Для гибкого колеса передачи **с кулачковым генератором волн** уточняют значение толщины венца по формуле

$$h_1 = 0{,}5(d_{f1} - D). \qquad (2.182)$$

Длина гибкого колеса с дном (см. рис. 2.18, *а*) $L = 0{,}8D$, со шлицами (рис. 2.18, *в*) $L = 0{,}7D$.

Параметры остальных частей гибкого колеса: $h_3 = (0{,}7\ldots1)h_2$; $h_4 = 2h_1$; $h_5 \geq 0{,}16D$; $c = 0{,}2b$.

Ширина зубчатого венца жесткого колеса

$$b_2 = b + 0{,}6\sqrt{b}\,. \qquad (2.183)$$

Длина шлицев (рис. 2.18, *в*) $b_3 = 0{,}5b$.

Определяют основные **геометрические параметры генератора волн**.

Геометрию кулачкового генератора (см. рис. 2.16) определяет радиус-вектор поперечного сечения ρ.

Радиус-вектор кулачка в каждой четверти равен

$$\rho = 0{,}5d_{\text{п}} + WmK_\alpha\,, \qquad (2.185)$$

где $d_п$ – внутренний диаметр гибкого подшипника; W – коэффициент радиальной деформации (табл. 2.29); K_α – коэффициент, зависящий от угла зацепления α ($K_\alpha = 1$ для $\alpha = 20°$; $K_\alpha = 0{,}89$ для $\alpha = 30°$).

Срок службы стандартных гибких подшипников составляет 10 000 ч, при эксплуатации допускаются кратковременные двукратные перегрузки.

Таблица 2.29

Значения коэффициента W

Угол φ	0	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
W	-1,25	-1,13	- 0,91	- 0,56	- 0,15	0,26	0,57	0,76	0,87	0,9

Эксцентриситет дискового генератора волн (см. рис. 2.17) равен

$$e = 3{,}4\, w_0^* m. \qquad (2.185)$$

Диаметр дисков

$$D_д = D + 2w_1 - 2e, \qquad (2.186)$$

где w_1 – максимальная упругая деформация гибкого колеса с учетом податливости генератора волн и жесткого колеса, а также отклонений размеров от номинальных при изготовлении.

Значение w_1 определяют по формуле

$$w_1 = w_0^* m(0{,}97 + 0{,}025\sqrt{\sigma_{см}}), \text{ мм}. \qquad (2.187)$$

2.7.5.5. Проверочные расчеты

Запас усталостной прочности гибкого колеса

$$s = \frac{0{,}286\sigma_{-1}u_ф d_1}{K_d K_\sigma w_0^* E h_1 \sqrt{1 + 0{,}15\left(\frac{d_1}{L} + \frac{T_т u_ф}{w_0^* d_1 E h_1^2}\right)}}, \qquad (2.188)$$

где $E = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости первого рода для стали; σ_{-1} – предел выносливости материала гибкого колеса (см. табл. 2.28); K_d – коэффициент увеличения напряжения от сил в зацеплении (формула (2.191)); K_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений у основания зуба (формула (2.192)).

Условие обеспечения необходимой выносливости гибкого колеса

$$s \geq [s], \qquad (2.189)$$

где $[s] = 1{,}2$ – минимальный допускаемый запас усталостной прочности.

Величину коэффициента K_d определяют по формуле

$$K_d = 1 + \frac{2{,}2T_{\text{т}}}{10^8 d_1 h_1^{\,2}}, \qquad (2.190)$$

а коэффициента K_σ – по формуле

$$K_\sigma = 1 + \frac{0{,}05\sqrt{\dfrac{md_1(h_a^{\,*} + c^*)}{R_{\min} h_1}}(R_{\min} + 0{,}01)}{R_{\min} + 0{,}02}, \qquad (2.191)$$

где $R_{\min}$ – минимальный радиус переходной поверхности, равный

$$R_{\min} = \frac{m(h_a^{\,*} + c^* - x_1 - \rho^*)}{h_a^{\,*} + c^* - x_1 - \rho^* + 0{,}5z_1} + m\rho^*. \qquad (2.192)$$

Значения входящих в (2.193) величин: $c^* = 0{,}25$ и $\rho^* = 0{,}4$ при $m > 1$мм; $c^* = 0{,}35$ и $\rho^* = 0{,}4$ при $m = 1\ldots0{,}5$ мм; $c^* = 0{,}5$ и $\rho^* = 0{,}33$ при $m < 0{,}5$ мм.

Вероятность P неразрушения гибкого зубчатого колеса в зависимости от коэффициента запаса усталостной прочности приведена в табл. 3.20.

Таблица 2.30

Вероятность P неразрушения гибкого зубчатого колеса и коэффициент K_L вероятности неразрушения гибкого подшипника

s	1,80	1,70	1,60	1,55	1,50	1,45	1,40	1,30	1,20
P, %	99,8	99,6	99,0	98,5	97,8	96,7	95,1	90,0	87,0
K_L	0,50	0,60	0,66	0,69	0,73	0,80	0,90	1,00	

Уточняют КПД передачи. Потери в волновой передаче складываются из потерь в зацеплении и потерь при вращении генератора волн. Сопротивлением подшипников быстроходного и тихоходного валов пренебрегают. В этом случае КПД равен

$$\eta = [1 + 1{,}11\nu f_1 / \cos^2\alpha + 0{,}3uf_2 \operatorname{tg}(\alpha + \rho')]^{-1}, \qquad (2.193)$$

где $f_1 = 0{,}03\ldots0{,}05$ – коэффициент, учитывающий трение в зубчатом зацеплении; $f_2 = 0{,}0015\ldots0{,}003$ – условный коэффициент, учитывающий трение во всех элементах генератора волн; $\rho' = \operatorname{arctg} f_1$ – приведенный угол трения.

После уточнения КПД выполняют **тепловой расчет** передачи. Температуру масла в корпусе редуктора определяют по формуле (2.141), причем коэффициент продолжительности работы редуктора находят по формуле

$$K_t = t_р / t_ц, \qquad (2.194)$$

где $t_р$ – время работы редуктора в течение цикла; $t_ц$ – длительность цикла, а поверхность охлаждения редуктора принимают равной $A = (8…10)d_1^2$, м^2. Полученную температуру сравнивают с допускаемой.

3. ПОДШИПНИКИ

3.1. Классификация подшипников по виду трения

Подшипники служат опорами валов, вращающихся осей и других деталей, совершающих вращательное движение. Они воспринимают нагрузки, приложенные к вращающимся деталям, и сохраняют заданное положение осей вращения. От качества подшипников во многом зависит работоспособность и долговечность ММ и роботов. При выборе подшипников следует принимать во внимание, что они относятся к наименее долговечным узлам механизмов. Часто именно необходимость технического обслуживания или замены подшипников является причиной остановки ММ.

По виду трения различают **подшипники скольжения** и **подшипники качения**. Кроме того, подшипники скольжения разделяются на опоры **жидкостного**, **полужидкостного** и **полусухого трения**. При жидкостном трении рабочие поверхности деталей разделены слоем смазки, толщина которого больше суммы высот шероховатости поверхностей. Это условие не соблюдается в опорах полужидкостного и полусухого трения, поэтому вращение деталей в них сопровождается износом поверхностей даже без попадания абразивных частиц извне.

Практически во всех ответственных узлах ММ и роботов используются подшипники качения, что обусловлено следующими их **преимуществами** перед подшипниками скольжения:

– условный коэффициент трения подшипников качения мал, он равен 0,0015…0,0060 и приближается к коэффициенту жидкостного трения (0,001…0,005);

– подшипники качения не требуют большого количества смазки, что позволяет значительно упростить смазочную систему;

– конструкции подшипников качения позволяют производить их в массовых масштабах и обеспечивать их взаимозаменяемость.

К **недостаткам** подшипников качения следует отнести:

– отсутствие конструкций, разъемных в радиальном направлении;

– сравнительно большие радиальные габариты;

– ограниченную быстроходность, связанную с кинематикой и динамикой тел качения;

– низкую работоспособность в агрессивных средах, а также при вибрационных и ударных нагрузках.

Несмотря на сокращение области применения подшипников скольжения, в ряде случаев они остаются незаменимыми, и конструктор обязан это учитывать в процессе разработки ММ.

Далее будут рассмотрены подшипники качения.

3.2. Конструкции и классификация подшипников качения

В общем случае подшипник качения состоит из **колец** с беговыми дорожками, **тел качения** и **сепаратора**. Тела качения расположены между кольцами и перемещаются по беговым дорожкам. Сепаратор представляет собой элемент, охватывающий тела качения и распределяющий их равномерно по окружности.

Кроме того, конструкция подшипника может включать в себя другие детали: уплотнительные и защитные шайбы, конические втулки с круглыми гайками и др. В некоторых преобразователях движения используют, наоборот, упрощенные подшипники (без одного из колец). Со всем многообразием подшипников качения можно ознакомиться с помощью специальной технической литературы [5, 8].

По виду тел качения различают **шариковые** и **роликовые** подшипники. Роликовые делятся на подшипники **с короткими цилиндрическими роликами**, **с длинными цилиндрическими роликами**, **игольчатые**, **с коническими роликами** и **с бочкообразными роликами**.

По направлению воспринимаемой нагрузки подшипники подразделяются на **радиальные**, **упорные**, **радиально-упорные** и **упорно-радиальные**.

Радиальные шариковые подшипники – наиболее простые и дешевые. Они допускают небольшие перекосы вала (до 0,25º) и могут воспринимать не только радиальные, но и значительные осевые нагрузки. Благодаря своим достоинствам эти подшипники широко распространены в преобразователях движения ММ.

Радиальные роликовые подшипники с короткими цилиндрическими роликами способны воспринимать значительно бóльшие радиальные нагрузки, чем шариковые, но не допускают радиальных нагрузок и перекосов вала.

Радиально-упорные шариковые подшипники имеют особую форму наружного кольца, вследствие чего равнодействующая сил давления шарика на кольцо образует с диаметральной плоскостью угол α, называемый **углом контакта**.

В радиально-упорных и упорно-радиальных роликовых подшипниках используются конические ролики. Сравнение этих подшипников с радиально-упорными шариковыми показывает, что роликовые обладают существенно бóльшей нагрузочной способностью, но гораздо хуже воспринимают перекосы вала.

Шариковые и роликовые упорные подшипники при малых размерах обладают весьма высокой нагрузочной способностью, но воспринимают только осевые нагрузки и не допускают перекоса вала.

Особую группу образуют шариковые и роликовые **радиальные сферические подшипники**. Наружное кольцо такого подшипника имеет сферическую рабочую поверхность, с которой контактируют шарики или бочкообразные ролики. Сферические подшипники способны работать при перекосах вала до 2…3º и обеспечивать его вращение в случае установки опор в раздельных корпусах.

По габаритам подшипники разделяют на семь серий диаметров и ширин: **сверхлегкую**, **особо легкую**, **легкую широкую**, **среднюю**, **среднюю широкую**, **тяжелую**. Однотипные подшипники с одинаковыми диаметрами внутреннего кольца, но относящиеся к разным сериям, имеют различные размеры тел качения, и, как следствие, различную нагрузочную способность.

По классам точности различают подшипники: класса 0 (**нормальной точности**); 6 (**повышенной**); 5 (**высокой**); 4 (**особо высокой**); 2 (**сверхвысокой**). От точности существенно зависит работоспособность подшипника, но одновременно с повышением точности возрастает и стоимость. Так, с переходом от класса 0 к классу 2 относительная стоимость подшипника повышается примерно в 10 раз. Поэтому использовать высокоточные подшипники в преобразователях движения ММ и роботов рекомендуется **в обоснованных случаях**.

3.3. Методика расчета подшипников качения

3.3.1. Исходные данные для расчета

В результате расчета передач и конструирования валов (см. раздел 4) редуктора определены следующие данные, использующиеся как исходные при расчете подшипников:

– расчетные схемы валов с внешними нагрузками и реакциями опор;

– диаметры опорных поверхностей валов;

– частоты вращения валов;

– срок службы ММ $T_{\text{сл}}$, лет;

– нагрузочная диаграмма (циклограмма);

– максимальные допустимые значения кинематической погрешности $F'_{io\max}$ и мертвого хода $J_{t\max}$,мкм.

Кроме указанных, из технического задания на редуктор могут следовать дополнительные требования, например, максимальные допустимые габаритные размеры ММ, наличие и кратность динамических нагрузок и т.д.

3.3.2. Предварительный выбор подшипников

Подшипники предварительно назначают по **виду передачи**, **функции вала** в редукторе и **диаметру опорных поверхностей** $d_{\text{п}}$.

Валы цилиндрических зубчатых передач, как правило, устанавливают на шариковых радиальных подшипниках. Для конических и червячных передач необходимы радиально-упорные подшипники; в большинстве случаев в преобразователях движения ММ применяют роликовые радиально-упорные конические подшипники. В кулачковых генераторах волновых передач используют гибкие шариковые подшипники. В тех случаях, когда на вал действуют значительные осевые силы, в подшипниковые узлы включают упорные подшипники.

Для установки быстроходного и промежуточного валов трехосного цилиндрического редуктора могут быть рекомендованы подшипники средней

серии, тихоходного вала – легкой. В соосном цилиндрическом редукторе, как правило, опоры всех валов требуют подшипников средней или тяжелой серий. Обычно в обеих опорах вала располагают одинаковые подшипники.

Для валов червяков и шестерен конических передач целесообразно предварительно назначить роликовые радиально-упорные конические подшипники средней серии. Следует иметь в виду, что в передачах с постоянным направлением осевой силы менее нагруженный подшипник часто принимают более легкой серии. Опоры валов червячных колес в большинстве случаев ставят на подшипники легкой серии.

По приведенным выше рекомендациям и значению диаметра $d_{\text{п}}$ выбирают подшипники и выписывают из соответствующего стандарта их основные характеристики.

Предварительно принятые подшипники требуют проверки. Поскольку в подавляющем большинстве преобразователей движения ММ валы вращаются с частотами более 1 об/мин, то далее рассматривается проверка **по динамической грузоподъемности**.

3.3.3. Проверочный расчет подшипников по динамической грузоподъемности

3.3.3.1. Шариковые радиальные подшипники

Вал установлен в двух опорах – A и B, радиальные реакции опор – соответственно R_A и R_B, осевая реакция опоры A – R_{Aa}.

Определяют отношения

$$\frac{R_{Aa}}{VR_A}; \tag{3.1}$$

$$\frac{R_{Aa}}{C_{0r}}, \tag{3.2}$$

где V – коэффициент вращения (V = 1 – при вращающемся внутреннем кольце; V = 1,2 – при вращающемся наружном кольце подшипника); C_{0r} – табличная статическая грузоподъемность подшипника, Н.

По значению (3.2) и табл. 3.1 устанавливают коэффициент влияния осевого нагружения e.

Таблица 3.1

Коэффициенты e и Y для шариковых радиальных однорядных подшипников

$R_{Aa}/C_{0\text{r}}$	0,014	0,028	0,056	0,084	0,110	0,170	0,280	0,420	0,560
e	0,19	0,22	0,26	0,28	0,30	0,34	0,38	0,42	0,44
Y	2,30	1,99	1,71	1,55	1,45	1,31	1,15	1,04	1,00

Сравнение величин (3.1) и e показывает **значимость осевой силы**. Если $\frac{R_{Aa}}{VR_A} \le e,$ то в дальнейшем осевую составляющую реакции опоры A не учитывают и считают подшипник нагруженным только радиально.

Следующим шагом определяют **эквивалентные нагрузки** на подшипники.

Простейшим случаем нагружения преобразователя движения является **постоянный режим**, при котором величины реакций опор не изменяются со временем. Пусть в опоре A учет осевой реакции необходим. Тогда эквивалентные нагрузки на подшипники равны

$$\begin{aligned} P_{эA} &= (VXR_A + YR_{Aa})K_б K_T; \\ P_{эB} &= VR_B K_б K_T, \end{aligned} \tag{3.3}$$

где X = 0,56 – коэффициент радиальной нагрузки; Y – коэффициент осевой нагрузки (см. табл. 3.1); $K_б$ – коэффициент безопасности (табл. 3.2); K_T – температурный коэффициент (при рабочей температуре подшипника до 125 °C K_T = 1).

Если же осевую реакцию учитывать не нужно, то эквивалентную нагрузку на подшипник A определяют из выражения

$$P_{эA} = VR_A K_б K_T. \tag{3.4}$$

Преобразователи движения ММ и роботов часто предназначены для выполнения вполне определенных операций, характеризующихся переменными нагрузками, скоростями движения рабочего органа и продолжительностью. В таких случаях для минимизации массы и размеров ММ необходимо учитывать **переменный характер режима нагружения**.

Учет режима нагружения производится при вычислении **приведенной эквивалентной нагрузки** на подшипник за цикл $P_{эЦ}$.

Пусть в течение цикла длительностью $t_Ц$ эквивалентная нагрузка на подшипник изменяется линейно от $P_{эmin}$ до $P_{эmax}$, а частота вращения вала n = const. Тогда приведенная эквивалентная нагрузка равна

$$P_{эЦ} = (P_{эmin} + 2P_{эmax})/3. \tag{3.5}$$

В более сложном случае, когда цикл состоит из k участков с различной нагрузкой на подшипник, приведенная эквивалентная нагрузка равна

$$P_{эЦ} = \sqrt[3]{\frac{\sum\limits_{i=1}^{k}\left(P_{эi}^3 t_i n\right)}{t_Ц}}, \tag{3.6}$$

где $P_{эi}$ – эквивалентная нагрузка на i-ом участке; t_i – длительность i-ого участка.

В самом общем случае, когда в зависимости от участка циклограммы изменяется не только нагрузка, но и частота вращения вала, приведенная эквивалентная нагрузка равна

$$P_{эЦ} = \sqrt[3]{\frac{\sum_{i=1}^{k}\left(P_{эi}^{3} t_i n_i\right)}{\sum_{i=1}^{k}(t_i n_i)}}, \tag{3.7}$$

где n_i – частота вращения вала на i-ом участке циклограммы.

Затем находят **требуемую динамическую грузоподъемность** подшипников по формулам:
для постоянного режима нагружения

$$\begin{aligned} C_{r\text{тр}A} &= P_{эA}\sqrt[3]{L\cdot 10^{-6}}; \\ C_{r\text{тр}B} &= P_{эB}\sqrt[3]{L\cdot 10^{-6}}; \end{aligned} \tag{3.8}$$

для переменного режима нагружения

$$\begin{aligned} C_{r\text{тр}A} &= P_{эЦA}\sqrt[3]{L\cdot 10^{-6}}; \\ C_{r\text{тр}B} &= P_{эЦB}\sqrt[3]{L\cdot 10^{-6}}, \end{aligned} \tag{3.9}$$

где L – число оборотов вала за срок службы ММ.

Вид выражения для вычисления L зависит от того, как в техническом задании указан срок службы ММ. Если оговорен календарный срок $T_{сл}$, лет, то число оборотов вала за $T_{сл}$ вычисляют следующим образом: для первого и второго из рассмотренных случаев

$$L = 60 T_{сл}\, n_{рд}\, n_{см}\, t_{см}\, n; \tag{3.10}$$

для третьего случая

$$L = 60 T_{сл}\, n_{рд}\, n_{см}\, t_{см} \sum_{i=1}^{k}(t_i\, n_i / t_Ц), \tag{3.11}$$

где $n_{рд}$ – число рабочих дней в году; $n_{см}$ – число рабочих смен в сутки; $t_{см}$ – число рабочих часов в смену.

В (3.10) и (3.11) $t_Ц$ и t_i – в минутах.

Если же задан фонд рабочего времени $T_{раб}$, то (3.10) и (3.11) соответственно преобразуются в формулы

$$L = 60T_{\text{раб}}n; \tag{3.12}$$

$$L = 60T_{\text{раб}}\sum_{i=1}^{k}(t_i n_i / t_{\text{Ц}}). \tag{3.13}$$

Затем сравнивают бóльшую из требуемых динамических грузоподъемностей подшипников с табличной динамической грузоподъемностью $C_{r\text{табл}}$ предварительно принятого подшипника. Подшипник проработает заданный срок, если $C_{r\text{тр}} \le C_{r\text{табл}}$.

Особо следует рассмотреть проверку подшипников генераторов волн волновой передачи.

В процессе расчета передачи (см. п. 2.7.5) в соответствии с величиной делительного диаметра d_1 гибкого колеса был принят гибкий подшипник кулачкового генератора или подшипники шариковые радиальные дискового генератора. Требуемая динамическая грузоподъемность подшипника равна

$$C_{r\text{тр}} = 0{,}01P_{\text{эЦ}}\frac{\sqrt[3]{60T_{\text{раб}}n_{\text{п}}}}{K_L}, \tag{3.14}$$

где $P_{\text{эЦ}}$ – определяют по формуле (3.7) с подстановкой в нее $P_{\text{э}i}$, найденных по (3.15); $n_{\text{п}}$ – эквивалентная частота вращения подшипника генератора волн (формула (3.16)); K_L – коэффициент, принимаемый по табл. 2.30.

Величину эквивалентной нагрузки на i-ом участке находят по выражению

$$P_{\text{э}i} = 0{,}6T_{\text{т}i}\,d_1^{-1}VK_{\text{б}}K_{\text{т}}, \tag{3.15}$$

где $T_{\text{т}i}$ – крутящий момент на тихоходном валу на i-ом участке; V = 1,2; $K_{\text{б}}$ – принимают в зависимости от вида генератора волн ($K_{\text{б}}$ = 1,1 – для кулачкового генератора; $K_{\text{б}}$ = 1,3 – для дискового генератора); $K_{\text{т}}$ – принимают в зависимости от температуры подшипника ($K_{\text{т}}$ = 1 – до 100 °C включительно; $K_{\text{т}}$ = 1…1,05 – от 100 °C до 125 °C; $K_{\text{т}}$ = 1,05…1,4 – от 125 °C до 250 °C).

Эквивалентная частота вращения подшипника равна

$$n_{\text{п}} = \sum_{i=1}^{k}(t_i n_{\text{п}i} / t_{\text{Ц}}), \tag{3.1}$$

а $n_{\text{п}i}$ определяют следующим образом: для кулачкового генератора (рис. 2.16) $n_{\text{п}i} = n_{1i}$; для дискового генератора (рис. 2.17) с подвижным гибким зубчатым колесом

$$n_{\text{пі}} = d_1(n_{3i} - n_{1i})/D_{\text{д}}; \quad (3.17)$$

для дискового генератора с подвижным жестким зубчатым колесом

$$n_{\text{пі}} = d_1(n_{3i} - n_{2i})/D_{\text{д}}. \quad (3.18)$$

Полученное значение требуемой динамической грузоподъемности не должно превышать расчетную грузоподъемность, которую для гибкого подшипника находят по формулам:

при диаметре шарика $d_{\text{Ш}} \le 25{,}4$ мм

$$C = f_c(j\cos\gamma)^{0,7} z_{\text{Ш}}^{0,67} d_{\text{Ш}}^{1,8}; \quad (3.19)$$

при диаметре шарика $d_{\text{Ш}} > 25{,}4$ мм

$$C = 3{,}647 f_c(j\cos\gamma)^{0,7} z_{\text{Ш}}^{0,67} d_{\text{Ш}}^{1,4}, \quad (3.20)$$

где $f_c = 5\ldots5{,}2$ – коэффициент динамической грузоподъемности; j – число рядов шариков в подшипнике (обычно $j = 1$); γ – угол контакта тел качения с кольцами; $z_{\text{Ш}}$ – количество шариков в ряду.

Стандартные $z_{\text{Ш}}$ и $d_{\text{Ш}}$ см. в табл. 2.27.

Осевая нагрузка на гибкий подшипник равна 0,1 радиальной, поэтому

$$\gamma = \text{arctg}0{,}1 = 5{,}71^\circ = 5^\circ 43', \quad (3.21)$$

и формулы (3.19) и (3.20) для $j = 1$ принимают вид

$$C = 0{,}996 f_c z_{\text{Ш}}^{0,67} d_{\text{Ш}}^{1,8} \approx f_c z_{\text{Ш}}^{0,67} d_{\text{Ш}}^{1,8}; \quad (3.22)$$

$$C = 3{,}63 f_c z_{\text{Ш}}^{0,67} d_{\text{Ш}}^{1,4}. \quad (3.23)$$

Расчетные динамические грузоподъемности шариковых радиальных подшипников дисковых генераторов волн указаны в стандарте на подшипники.

При выполнении условия $C_{\text{тр}} \le C$ принятый подшипник будет обладать заданной долговечностью $T_{\text{раб}}$.

Может быть также использован другой способ оценки долговечности гибкого подшипника.

Определяют эквивалентный крутящий момент на тихоходном валу за рабочий цикл

$$T_э = \sum_{i=1}^{k} (T_{тi} t_i n_{пi} / t_Ц), \tag{3.24}$$

после чего находят расчетную долговечность подшипника по формуле

$$L_h = 10^4 (n_{max} / n_п)(T_{max} / T_э), \text{ ч}, \tag{3.25}$$

где n_{max} – предельная частота вращения для подшипника по табл. 2.27; T_{max} – допустимый крутящий момент на тихоходном валу (табл. 3.2).

3.3.3.2. Радиально-упорные подшипники

В радиально-упорных подшипниках контактные линии наклонены к оси вала на угол α, что при радиальном нагружении приводит к появлению **внутренних осевых сил** S (рис. 3.1).

Значения S определяют так:

для шариковых подшипников

$$S = Re; \tag{3.26}$$

для роликовых подшипников

$$S = 0{,}83Re, \tag{3.27}$$

где e – параметр осевой нагрузки (по каталогу).

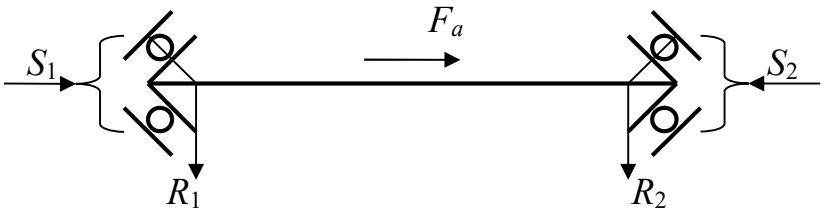


Рис. 3.1. Схема вала на радиально-упорных подшипниках
(F_a – внешняя осевая сила)

Осевые нагрузки на подшипники вычисляют по формулам, приведенным в табл. 3.3.

Таблица 3.2

Допустимый крутящий момент на тихоходном валу волновой передачи T_{max}, Нм

Диаметр наружного кольца D, мм	Передаточное число u	Допустимый крутящий момент T_{max}
100	80	180
	100	200
	125	224
	160	250
	200 и более	280
120	80	355
	100	400
	125	450
	160	500
	200 и более	560
160	80	710
	100	800
	125	900
	160 и более	1000
200	80	1400
	100	1600
	125	1800
	160 и более	2000
240	80	2800
	100	3150
	125 и более	3550
320	80	5600
	100 и более	6300

Таблица 3.3

Расчет осевых нагрузок на подшипники вала по рис. 3.1

Условия нагружения	Осевые нагрузки
$S_1 > S_2$; $F_a > 0$	$F_{a1} = S_1$; $F_{a2} = S_1 + F_a$
$S_1 < S_2$; $F_a > S_2 - S_1$	
$S_1 < S_2$; $F_a < S_2 - S_1$	$F_{a1} = S_2 - F_a$; $F_{a2} = S_2$

Эквивалентную динамическую нагрузку на роликовый подшипник следует определять по формулам:

$$C_{r\text{тр}} = P_{\text{э}}\sqrt[3,33]{L \cdot 10^{-6}};$$
$$C_{r\text{тр}} = P_{\text{эЦ}}\sqrt[3,33]{L \cdot 10^{-6}}. \quad (3.28)$$

В остальном методика проверки аналогична приведенной в подпункте 3.3.3.1.

4. ВАЛЫ И ОСИ

4.1. Общие сведения

Валы и оси служат для размещения на них вращающихся деталей: зубчатых колес, шкивов, барабанов и т.п. Отличие вала от оси состоит в том, что он передает крутящий момент от одной детали к другой, а ось не передает. **Вал** всегда **вращается**, а **ось** может быть **как вращающейся**, так и **не вращающейся**.

Различают валы **прямые**, **коленчатые** и **гибкие**. В преобразователях движения ММ и роботов, как правило, применяются прямые валы. Коленчатые и гибкие валы относятся к специальным деталям и далее рассматриваться не будут.

По наличию ступеней валы делятся на **гладкие** и **ступенчатые**. Наличие ступеней связано с установкой на валу деталей и самого вала в опорах. В некоторых случаях выполнение вала или оси ступенчатой формы позволяет существенно уменьшить их массу.

Валы изготовляют **сплошными** или **полыми**. Полость либо уменьшает массу вала, либо позволяет пропустить через вал другую деталь, подвести масло к контактирующим поверхностям и т.п.

Для изготовления валов и осей применяют преимущественно **углеродистые** и **легированные стали**, предусматривающие все возможные виды упрочнения.

Далее приводится методика расчета вала преобразователя движения ММ.

4.2. Методика расчета валов

4.2.1. Исходные данные

Размеры устанавливаемых на вал элементов (зубчатых и червячных колес, посадочные диаметры подшипников и т.п.).

Значения нагрузок на эти элементы. Передаваемый валом крутящий момент.

Частота вращения вала.

Циклограмма нагружения и срок службы ММ.

Дополнительные требования (ориентировочные габаритные размеры, тип подшипников и пр.).

4.2.2. Проектировочный расчет

Определяют **характерный диаметр** вала

$$d = 10\sqrt[3]{\frac{T}{0{,}2[\tau]}}, \qquad (4.1)$$

где T – передаваемый валом крутящий момент, Нм; [τ] = 20 МПа – уменьшенное допускаемое касательное напряжение.

Для быстроходных и тихоходных валов d – диаметр выходного конца, его значение следует принять ближайшее по ГОСТ 12080 или ГОСТ 12081 к полученному по (4.1).

Для промежуточных валов d – диаметр ступеньки под зубчатым (или червячным) колесом, его значение следует принять ближайшее по ряду *Ra*40 к полученному по (4.1).

Диаметры остальных ступенек вала назначают с учетом величины характерного диаметра конструктивно, принимая во внимание требования технологии изготовления и сборки, ряд номинальных размеров, вероятные размеры подшипников и известные размеры сопряженных с валом деталей.

4.2.3. Разработка расчетной схемы

Расчетная схема представляет собой схематичное изображение вала в виде двухопорной балки. Нагрузки показывают в виде сосредоточенных сил и моментов. При необходимости балку снабжают пометками с указанием диаметров ступенек.

Быстроходный вал преобразователя движения ММ соединяют с валом двигателя без компенсирующей муфты, поэтому консольная нагрузка на его выходной конец отсутствует. Часто шестерню быстроходной ступени редуктора насаживают прямо на вал двигателя, в результате чего необходимость в быстроходном вале отпадает.

На выходной конец тихоходного вала преобразователя движения ММ общего назначения может действовать **консольная нагрузка**, которую учитывают в виде силы, определяемой по следующим формулам:
для одноступенчатого цилиндрического редуктора

$$F_{\text{к}} = 125\sqrt{T_{\text{т}}}, \text{Н}; \tag{4.2}$$

для двухступенчатого цилиндрического редуктора и для червячного редуктора

$$F_{\text{к}} = 250\sqrt{T_{\text{т}}}, \text{Н}, \tag{4.3}$$

где $T_{\text{т}}$ – в ньютонометрах.

Длины ступенек при разработке расчетной схемы назначают с учетом размеров деталей, ряда номинальных размеров, а также соотношений, принятых в практике конструирования.

4.2.4. Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов в сечениях вала

Данный пункт расчета подробно рассматривается в сопротивлении материалов.

4.2.5. Проверка вала на усталостную прочность

Методика проверки достаточно полно изложена в [7]. Здесь же остановимся на нижеследующем отличии проверки вала преобразователя движения ММ от проверки вала редуктора общего назначения.

Разрабатывая преобразователь движения ММ, техническое задание на который содержит требование **обеспечения минимальной массы**, конструктор обязан решить вопрос о возможности и целесообразности корректировки диаметров ступенек вала по результатам проверки.

Пусть в опасном сечении вала диаметром $d_{\text{ос}}$ запас усталостной прочности больше допускаемого, т.е. $s > [s]$. Тогда скорректированное значение диаметра достаточно точно может быть определено по формуле

$$d'_{\text{ос}} \approx d_{\text{ос}} \sqrt[3]{\frac{[s]}{s}}. \qquad (4.4)$$

Допускаемый запас прочности, рекомендуемый в [7], $[s] = 1{,}6\ldots2{,}1$, но при повышенных требованиях к жесткости следует принимать $[s] = 2{,}5\ldots3$ [8]. В случае, когда к ММ предъявляются высокие требования в части точности, желательно обеспечить $[s] = 2{,}5$. В силу различных причин (минимизация массогабаритных показателей, определенная компоновка преобразователя движения и пр.) $[s]$ может быть понижен до $[s] = 1{,}6$, но тогда появляется опасность возникновения слишком большой погрешности в передаче из-за деформации вала.

Изменение диаметра одного участка при сохранении принятого соотношения диаметров повлечет за собой соответствующее уменьшение диаметров остальных участков, в том числе – под подшипниками. На предыдущем этапе (п. 3.3) принятые предварительно подшипники были проверены по динамической грузоподъемности, их серия, а, возможно, и тип были подобраны таким образом, чтобы максимально приблизить $C_{r\text{тр}}$ к C_r. Корректировка же диаметров вала делает эти подшипники непригодными, поэтому следует заново назначить подшипники и выполнить их проверку.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Иванов М.П., Финогенов В.А. Детали машин. – М.: Высш. шк., 2003.

2. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т3. – М.: Машиностроение, 1992.

3. Таугер В.М. Конструирование преобразователей движения мехатронных модулей: Учеб. пособие. – Екатеринбург: УрГУПС, 2006.

4. Таугер В.М., Ахлюстина Н.В. Расчет и курсовое проектирование деталей машин: В 2-х ч. Ч.1. – Екатеринбург: УрГУПС, 2004.

5. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т2. – М.: Машиностроение, 1992.

6. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т1. – М.: Машиностроение, 1992.

7. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование. – М.: Машиностроение, 2004.

8. Проектирование механических передач: Учеб.-справ. пособие для втузов/С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцов и др. – М.: Машиностроение, 1984.

9. Красковский Е.Я., Дружинин Ю.А., Филатова Е.М. Расчет и конструирование механизмов приборов и вычислительных систем: Учеб. пособие для студентов вузов. – М.: Высш. шк., 1983.

10. Егоров О.Д. Точность манипуляционных механизмов роботов. – М.: Изд-во МПИ, 1989.

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по учебно-методическому комплексу
_____ С.А. Упоров

Методические указания к выполнению лабораторных работ

Б1.В.09.03 МЕХАТРОННЫЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ

Специальность -
21.05.04 Горное дело
Специализация -
Мехатроника и робототехника промышленных комплексов

Одобрена на заседании кафедры	Рассмотрена методической комиссией факультета
Технической механики	Горно-механического
(название кафедры)	*(название факультета)*
Зав. кафедрой _____	Председатель _____
(подпись)	*(подпись)*
Волков Е.Б.	Осипов П.А.
(Фамилия И.О.)	*(Фамилия И.О.)*
Протокол № 1 от 15.09.2023	Протокол № 2 от 20.10.2023
(Дата)	*(Дата)*

Екатеринбург

Методические указания
к выполнению лабораторных работ

Базаров С.Э., Нестеров А.С., Хусаинов И.М. Методические указания к комплекту учебного оборудования «Старт в мехатронике», исполнение стендовое с ноутбуком, СМ-СН – Челябинск: ООО НПП «Учтех-Профи», 2019.

Методические указания предназначены для студентов электротехнических и технологических специальностей ВУЗов, изучающих курсы «Датчики технологических процессов», «Автоматизация технологических процессов и комплексов», «Мехатронные системы управления» в качестве пособия по выполнению лабораторных работ.

СОДЕРЖАНИЕ

1. ОПИСАНИЕ ЛАБОРАТОРНОГО СТЕНДА 4

1.1 Назначение 4

1.2 Состав 5

1.3 Технические характеристики стенда 6

2. ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ 7

2.1 Работа №1. Изучение программируемого логического реле. 7

2.2 Работа №2. Синтез и анализ алгоритмов управления модуля ленточного конвейера. Изучение дискретной системы управления двигателем постоянного тока совместно с датчиками технологической информации на основе программируемого логического реле 42

2.3 Работа №3. Синтез и анализ алгоритмов управления модуля стекового накопителя 49

2.4 Работа №4. Синтез и анализ алгоритмов управления модуля пневматического манипулятора. 57

2.5 Работа №5. Синтез и анализ алгоритмов управления модуля маятникового перекладчика. 66

2.6 Работа №6. Синтез и анализ алгоритмов управления автоматическими транспортными линиями, состоящих из двух различных мехатронных модулей 72

2.7 Работа №7. Синтез и анализ алгоритмов управления автоматической транспортной линией, состоящей из четырех мехатронных модулей. 75

ПРИЛОЖЕНИЕ А – Пример программы работы маятникового перекладчика

1. ОПИСАНИЕ ЛАБОРАТОРНОГО СТЕНДА

1.1 Назначение

Комплект учебного оборудования «Старт в мехатронике» (далее «стенд») предназначен для изучения базовых узлов и принципов построения мехатронных систем и автоматических транспортных линий. В состав стенда входит набор из нескольких мехатронных модулей, которые представляют собой действующие модели промышленных механизмов, оснащенные пневматическими и электрическими приводами. Каждый модуль может работать как самостоятельно, так и совместно с другими модулями, образуя различные вариации автоматических транспортных производственных линий.

Стенд обеспечивает изучение принципов программирования интеллектуальных реле с целью автоматизации управления физическими объектами промышленного назначения и получения практического опыта автоматизации объектов, являющихся макетами реальных объектов. Также лабораторный стенд позволяет изучить основы построения систем цикловой автоматики и систем позиционного управления.

Внешний вид комплекта учебного оборудования представлен на рисунке 1.



Рисунок 1 – Внешний вид комплекта «Старт в мехатронике»

1.2 Состав

В состав лабораторного стенда входит оборудование и комплектующие, перечень которых представлен в таблице 1.

Таблица 1– Состав лабораторного стенда

№	Наименование	Кол-во
1	Лабораторный модуль «Логический модуль LOGO!»	4 шт.
1.1	Программируемое логическое реле LOGO!	1 шт.
1.2	Источник вторичного электропитания	1 шт.
2	Мехатронный модуль стекового накопителя	1 шт.
2.1	Алюминиевая профильная плита	1 шт.
2.2	Узел выдачи заготовок	1 шт.
2.2.1	Магазинная труба для хранения заготовок	1 шт.
2.2.2	Цилиндр двухстороннего действия CD85N10-50-B	1 шт.
2.2.3	Магнитный концевой выключатель D-A93	1 шт.
2.3	Цилиндр одностороннего действия CD85N10-50S-B	1 шт.
2.4	Пневмораспределитель с электроуправлением SY3120-5LOU-C4-Q	2 шт.
2.5	Пневмораспределитель с электроуправлением SY3220-5LOU-C4-Q	1 шт.
2.6	Распределительная коробка UT-R-02	1 шт.
3	Мехатронный модуль ленточного конвейера	1 шт.
3.1	Алюминиевая профильная плита	1 шт.
3.2	Узел конвейера	1 шт.
3.3	Датчик «световой барьер» BUP-50S-P	1 шт.
3.4	Индуктивный датчик ВБИ-М8	1 шт.
3.5	Электрический стоппер	1 шт.
3.6	Наклонный лоток	1 шт.
3.7	Распределительная коробка UT-R-02	1 шт.
4	Мехатронный модуль пневматического манипулятора	1 шт.
4.1	Алюминиевая профильная плита	1 шт.
4.2	Узел пневматического манипулятора	1 шт.
4.2.1	Цилиндр двухстороннего действия MXH20-60Z	1 шт.
4.2.2	Цилиндр двухстороннего действия CDQMB20-40	1 шт.
4.2.3	Параллельный пневмозахват MHZ2-16DN	1 шт.
4.2.3	Магнитный концевой выключатель D-A93	4 шт.
4.3	Распределительная коробка UT-R-02	1 шт.
5	Мехатронный модуль маятникового перекладчика	1 шт.
5.1	Алюминиевая профильная плита	1 шт.
5.2	Узел маятникового перекладчика	1 шт.
5.2.1	Поворотный пневмопривод двустороннего действия CDRB1BW50-90	1 шт.
5.2.2	Вакуумный захват ZH07B	1 шт.
5.2.3	Магнитный концевой выключатель D-R731	1 шт.
5.3	Распределительная коробка UT-R-02	1 шт.

Продолжение таблицы 1 – Состав лабораторного стенда

№	Наименование	Кол-во
6	Набор заготовок	1 шт.
7	Набор датчиков и приводов	1 шт.
7.1	Диффузионный оптический датчик BF3R	1 шт.
7.2	Магнитные концевые выключатели	2 шт.
7.3	Цилиндр двухстороннего действия	1 шт.
7.4	Пневмораспределитель с электроуправлением SY3120-5LOU-C4-Q	2 шт.
7.5	Пневмораспределитель с электроуправлением SY3220-5LOU-C4-Q	1 шт.
8	Вспомогательные устройства и принадлежности	1 шт.
8.1	Электрическая кнопка	1 шт.
8.2	Электрический переключатель	1 шт.
8.3	Индикаторная лампа	1 шт.
9	Пульт ручного управления модулем	1 шт.
10	Лабораторный и компьютерный столы	1 шт.
11	Ноутбук с предустановленным программным обеспечением	1 шт.
12	Компрессор PACIFIC-24	1 шт.
13	Техническое описание стенда	1 шт.
14	Методические указания	1 шт.

1.3 Технические характеристики стенда

Общие технические характеристики лабораторного стенда представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Технические характеристики стенда

Параметр	Значение
Напряжение электропитания	220 В
Частота питающего напряжения	50 Гц
Потребляемая мощность, не более	1000 В·А
Габаритные размеры (ШхВхГ)	1850х1100х650 мм
Масса	80 кг
Диапазон рабочих температур	+10…+35 ˚С
Относительная влажность воздуха, не более	80%

2. ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ

2.1 Работа №1. Изучение программируемого логического реле.

Цель работы

Ознакомиться с устройством и техническими характеристиками логического модуля LOGO!, приобрести навыки программирования с применением программного обеспечения LOGO! Soft Comfort, изучить основные функции и операции.

Содержание работы

Дома, при подготовке к работе:

– Изучить назначение, технические характеристики логического модуля LOGO!, основные узлы и возможности лабораторного стенда;

– Изучить систему команд и принципы программирования LOGO!;

– Выполнить синтез системы автоматизации согласно выданного варианта задачи;

– Составить программу для ввода в контроллер;

– Ответить на контрольные вопросы.

В лаборатории:

– Закрепить полученные при подготовке к лабораторной работе знания на практике;

– Освоить графическую среду программного обеспечения LOGO!Soft Comfort (при наличии в лаборатории ПК);

– Сконфигурировать необходимое оборудование в LOGO! Soft Comfort;

– Набрать с панели модуля или на компьютере подготовленную программу, откомпилировать ее и ввести логический модуль LOGO! в работу. Убедиться в правильности работы программы.

Общие сведения

При проведении данной лабораторной используется модуль «Логический модуль LOGO!»

Серия LOGO! объединяет в своем составе логические модули, модули ввода-вывода дискретных и аналоговых сигналов, коммуникационные модули, модули

бесшумной коммутации трехфазных цепей переменного тока, блоки питания, аксессуары, а также программное обеспечение.

Области применения логических модулей LOGO!:

• Управление технологическим оборудованием (насосами, вентиляторами, компрессорами, прессами);

• Системы отопления и вентиляции;

• Управление наружным и внутренним освещением, освещением витрин;

• Управление коммутационной аппаратурой (АВР, АПВ и т.д.);

• Конвейерные системы;

• Системы управления дорожным движением;

• Управление подъемниками и т.д.

Стоимостные показатели этих модулей настолько низки, что их применение может оказаться экономически целесообразным даже в случае замены схем, включающих в свой состав 2 многофункциональных реле времени или 2 таймера и 3-4 промежуточных реле.

Программирование модуля LOGO!Basic, используемого в лабораторном стенде, может производиться как со встроенной клавиатуры, так и с помощью программного обеспечения LOGO!Soft Comfort.

В лабораторном стенде используется логический модуль LOGO! 12/24 RCE 0BA7 с дополнительным модулем ввода-вывода дискретных сигналов LOGO! DM8 24R. Внешний вид представлен на рисунке 2. В соответствующих таблицах представлено описание элементов логического модуля и его технические характеристики (таблицы 2 и 3).

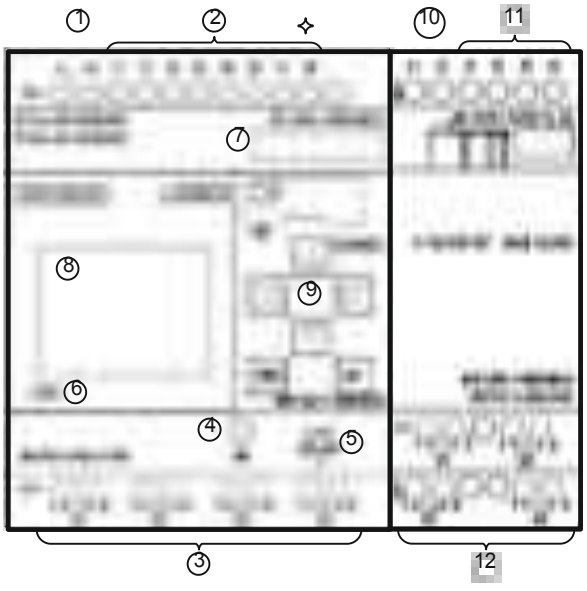


Рисунок 2 – Внешний вид логического модуля *LOGO!12/24 RCE и LOGO!DM8 24R*

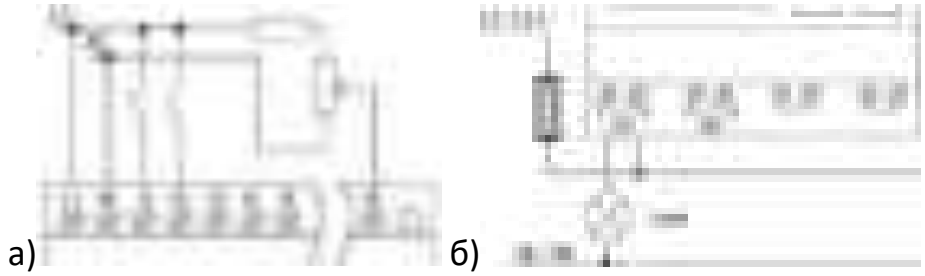
Таблица 3 – Описание элементов логического модуля

№ п/п	Элемент		Функция
1	Клеммы питания		Подключение питания логического модуля
2	Входные клеммы		Подключение входных цепей контроллера
3	Выходные клеммы		Подключение выходных цепей контроллера
4	FE-терминал		Подключение шины защитного заземления
5	Порт Ethernet (RJ45)		Для подключения к сети Ethernet (10/100 Мбит/с)
6	Светодиоды статуса Ethernet	Rx/Tx	Светодиод мигает оранжевым светом. LOGO! получает/передает данные по сети Ethernet.
		LINK	Светодиод постоянно горит зеленым светом LOGO! подключен к сети Ethernet.
7	Слот для SD-карты памяти с крышкой		Установка SD-карты памяти
8	ЖК-дисплей		Отображение различной информации
9	Панель управления		Осуществляется работа с ЖК-дисплеем Клавиша «Вправо» Клавиша «Вверх» Клавиша «Влево» Клавиша «Вниз» Клавиша «OK» Клавиша «ESC»
10	Клеммы питания дополнительного модуля		Подключение питания дополнительного модуля ввода-вывода дискретных сигналов
11	Входные сигналы дополнительного модуля		Подключение входных цепей дополнительного модуля
12	Выходные клеммы дополнительного модуля		Подключение выходных цепей дополнительного модуля

Таблица 4 – технические характеристики логического модуля

Параметр	Значение	Значение
Модель	LOGO!12/24 RCE 0BA8	LOGO! DM8 12/24R
Размеры, ШхВхГ	107x90x53 мм	36x90x53 мм
Рассеиваемая мощность	2,4 Вт	1,1 Вт
Напряжение питания	от 20,4 до 28,8 В постоянного тока	от 20,4 до 28,8 В постоянного тока
Потребляемый ток	75 мА	35 мА
Встроенные цифровые входы/выходы	8 входов (транзисторных) / 4 выходов (релейных)	4 входов (транзисторных) / 4 выходов (релейных)
Встроенные аналоговые входы/выходы	4 входа (I1, I2, I7, I8)	0,1 мс/функция
Скорость выполнения операций	0,1 мс/функция	
Коммуникационные соединения	Ethernet, 10/100 Мбит/с	

Ниже представлены схемы подключения входных (рисунок 3а) и выходных (рисунок 3б) цепей логического модуля *LOGO!12/24 RCE*.



а) б)

Рисунок 3 – Схемы подключения входных (а) и выходных (б) цепей логического модуля *LOGO!12/24 RCE*

Технические характеристики входных и выходных цепей логического модуля *LOGO!* представлены в таблице 5.

Таблица 5 – Технические характеристики входных и выходных цепей

Параметр	Значение	Значение
Цифровые входы		
Количество	8	4
Потенциальная развязка	нет	нет
Количество быстродействующих входов	4(I3-I6)	0
Частота включения входов (обычный / быстродействующий)	4 Гц / 5 кГц	4 Гц
Логическая 1	Минимум 8,5 В постоянного тока при токе не менее 2 мА (I3-I6) и 0,15 мА (I1,I2, I7,I8)	Минимум 8,5 В постоянного тока при токе не менее 2 мА
Логический 0	Максимум 5 В постоянного тока при токе не более 0,85 мА (l3-l6) и 0,05 мА (I1,I2, I7,I8)	Максимум 5 В постоянного тока при токе не более 0,85 мА
Время переключения из 0 в 1 / из 1 в 0	Типовое – 1-1,5 мс (l3-l6)	Типовое – 1-1,5 мс
Аналоговые входы		
Количество	4(I1-AI3, I2-AI4, I7-AI1, I8-AI2)	
Диапазон измерения	0-10 В постоянного тока	
Время цикла преобразования	300 мс	
Предел погрешности	± 1.5% от д апазо а измерения и н	

Продолжение таблицы 5 – Технические характеристики входных и выходных цепей

Параметр		Значение	Значение
Цифровые выходы			
Количество		4	4
Тип		реле	реле
Электрическая изоляция		есть	есть
Длительный ток нагрузки		до 5 А на реле	до 5 А на реле
Импульсный ток		до 30 А	до 30 А
Допустимая нагрузка (25000 циклов переключения)	Лампы накаливания	1000 Вт	1000 Вт
	Люминесцентные лампы с балластным сопротивлением / с компенсацией / без компенсации	10 58 т / 1 58 т / x 1Bx58 Bт B (230/240 В переменного тока)	10x58 Вт / 1x58 Вт / 10x58 Вт (230/240 В переменного тока)
Частота переключения механическая/омическая нагрузка/индуктивная нагрузка		10 / 2 / 0,5 Гц	10 / 2 / 0,5 Гц

В следующих таблицах представлены функциональные возможности для создания управляющей программы для логического модуля и доступные режимы работы логических модулей представлены в таблицах 6 и 7.

Таблица 6 – Функциональные возможности для создания управляющей программы

Параметр	Количество	
Дискретные входы	24 (I1–I24)	
Аналоговые входы	8 (AI1–AI8)	
Дискретные выходы	16 (Q1–Q16)	
Аналоговые выходы	2 (AQ1–AQ2)	
Блоки дискретных флагов	(M1–M27)	M8 – флаг запуска
		M25 – флаг подсветки: Встроенный дисплей LOGO!
		M26 – флаг подсветки: LOGO! TD
		M27 – флаг набора символов текста сообщений
Блоки аналоговых флагов	16 (AM1–AM16)	
Сдвиговый регистр	32 бита (S1.1–S4.8)	
Клавиши управления курсором	4	
Неподключенные выходы	64 (X1–X64)	
Сетевые дискретные входы/выходы	64 входа (NI1–NI64) / 64 выхода (NQ1–NQ64)	
Сетевые аналоговые входы/выходы	32 входа (NAI1–NAI32) / 16 выходов (NAQ1–NAQ16)	

Таблица 7 – Доступные режимы работы логического модуля

STOP	RUN
• На дисплее отображается: «Нет прогр.» • Переключение модуля LOGO! в режим программирования	• Дисплей: экранная маска для контроля I/O и сообщений или для меню ввода параметров • Переключение модуля LOGO! в режим ввода параметров
Действия модуля LOGO!: • Входные данные не считываются. • Коммутационная программа не выполняется. • Релейные контакты постоянно разомкнуты: полупроводниковые выходы отключены.	Действия модуля LOGO!: • Модуль LOGO! считывает состояние входов. • Модуль LOGO! использует коммутационную программу для вычисления состояний выходов. • Модуль LOGO! коммутирует релейные и полупроводниковые выходы.

Конфигурирование и программирование логического модуля LOGO!

Для начала работы с логическим модулем LOGO! необходимо его сконфигурировать, то есть задать основные настройки для обеспечения подключения по сети Ethernet и использования дополнительных функций модуля. Конфигурирование производится в следующей последовательности:

Включить логический модуль LOGO!;

В том случае если LOGO! находится в рабочем режиме RUN, необходимо перевести его в режим программирования Program (рисунок 4). Для этого с помощью кнопок ▼ и ▲ курсора на экране LOGO! выбрать строку Stop, нажать кнопку ОК, выбрать строку Yes и снова нажать кнопку ОК;

С помощью кнопок курсора ▼ и ▲ перейти к строке Network, нажать ОК. На новом экране выбрать строку IP address, нажать ОК;

В открывшемся окне представлен текущий IP-адрес логического модуля. По умолчанию заданы IP-адрес – 192.168.0.132, маска сети – 255.255.255.0. При необходимости можно изменить адрес. Для этого необходимо нажать ОК. Появится мигающий курсор. С помощью кнопок курсора ◄ и ►можно выбрать нужное место для редактирования, а с помощью ▼ и ▲ задать нужное значение. После завершения редактирования IP-адреса необходимо нажать еще раз ОК, мигающий курсор исчезнет. Также можно проверить маску сети, для этого необходимо нажать клавишу ▼. Для выхода необходимо нажать ESC ;

Перейти к строке Set Mode. Зайти в это меню. Установить режим «Normal». Выйти из этого окна.

Перейти в стартовое окно, в котором необходимо выбрать строку BM AI NUM (Задание количества аналоговых входов). Нажать ОК. В появившемся окне выбрать 2AI (два аналоговых входа). Нажать ОК. На этом конфигурирование логического

модуля LOGO! закончено, можно переходить к составлению программы и записи ее в память LOGO!

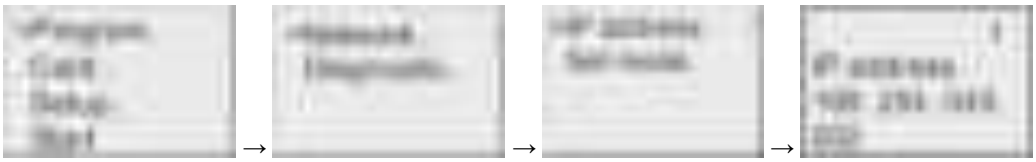


Рисунок 4 – Последовательность задания IP-адреса

Для подготовки программ при проведении лабораторных работ служит программное обеспечение LOGO!Soft Comfort. Для запуска программы необходимо на рабочем столе Windows дважды щелкнуть курсором мыши по соответствующему ярлыку. После чего откроется пустое окно программы, в котором можно создать новый проект или открыть уже созданный проект. Для этого необходимо в выпадающем меню «File» выбрать пункт New. Откроется мастер проекта, в котором в закладке «General» необходимо указать название нового проекта, в закладке «Page Layout» – размер рабочей области и в закладке «Parameter» – отображаемую информацию на экране LOGO! и количество используемых аналоговых входов (рисунок 5). После этого нажать ОК и окно программы примет следующий вид (рисунок 6).

а)  б) 

в) 

Рисунок 5 – Закладки диалогового окна нового проекта

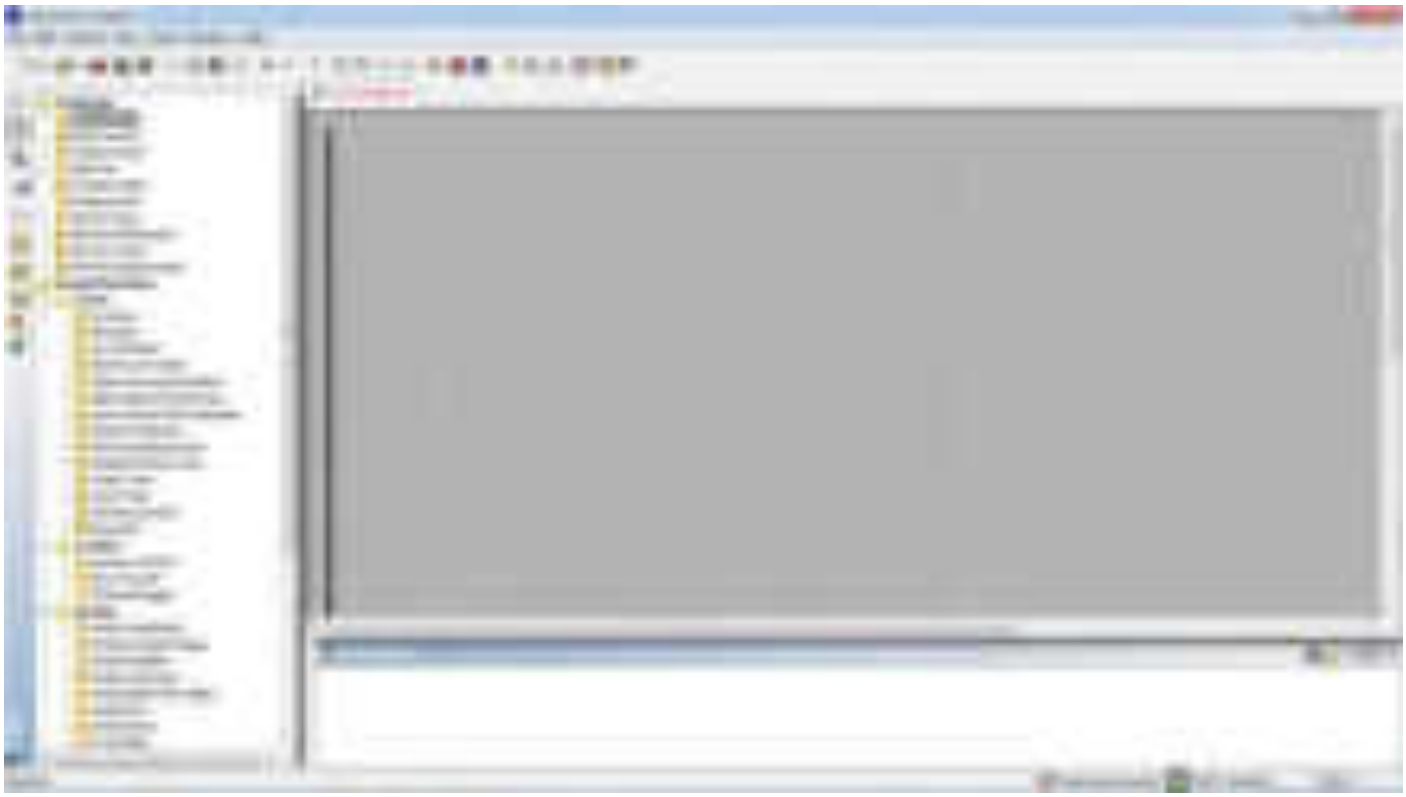


Рисунок 6 – Окно программы LOGO!Soft Comfort

Далее необходимо сконфигурировать сетевые параметры логического модуля. Для этого нужно выбрать в выпадающем меню «Tools» пункт Transfer → Configure Network Address. В открывшемся окне (рисунок 7) необходимо указать IP-адрес и маску сети логического модуля, которые обязательно должен совпадать с тем адресом, который установлен непосредственно в LOGO! После этого необходимо нажать «ОК» и при необходимости еще раз «ОК».



Рисунок 7 – Конфигурация IP-адреса

Всю рабочую область программы можно условно разделить на две части:

Правая – главное окно проекта, в котором ведется программирование и лог загрузки;

Левая – содержащая панель инструментов для программирования и непосредственно всевозможные инструкции, с помощью которых и реализуется программа.

Программирование логического модуля осуществляется на одном из двух языков программирования: LAD и FBD. Язык LAD (язык лестничных диаграмм) удобен для инженеров-электриков, а язык FBD (язык функциональных блоков) ориентирован на инженеров-схемотехников. Переключение между языками происходит следующим путем: в выпадающем меню «File» необходимо выбрать пункт Convert to FBD или Convert to LAD, в зависимости от того, какой язык был выбран первоначально. После этого откроется еще одна закладка, в которой будет находиться проект, преобразованный в нужный язык.

Ниже рассматривается пример программирования на языке LAD.

При программировании лестничными диаграммами (LAD) в виде релейно-контактной схемы программа разделяется на сегменты. Каждый сегмент представляет собой отдельную цепь, по которой может протекать ток. Шина питания находится слева (вертикальная линия).

Рассмотрим ввод программы для реализации простого уравнения:

$$Q1 = \left(I1 \cdot \overline{I3}\right) + I2$$

1. Установить в токовую цепь (сегмент) реле (катушку) (рисунок 8). Для этого нажать на кнопку Relay Coil [Катушка] в окне инструкций и на рабочем поле в желаемом месте кликнуть левой клавишей мыши. Выходу автоматически будет присвоен адрес. В программе один выход может быть использован только один раз.



Рисунок 8 – Вид реле (катушки)

2. В окне инструкций выбрать замыкающий контакт «Make contact». Щёлкнуть по тому месту (непосредственно по линии), куда нужно его установить. Автоматически откроется окно свойств (рисунок 9). в нем необходимо выбрать номер контакта и нажать ОК. Аналогично выполнить установку всех остальных контактов. После чего программа примет вид, представленный на рисунке 10.



Рисунок 9 – Окно свойств создания контакта

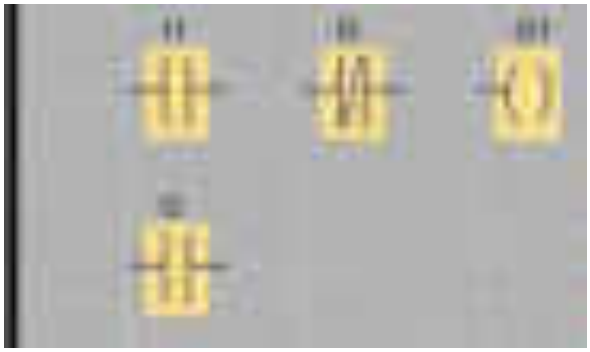


Рисунок 10 – Вид программы

3. Далее в панели инструментов программирования выбрать – Connect [Соединить] и указателем мыши соединить контакты в нужной последовательности (рисунок 11). Программа создана.

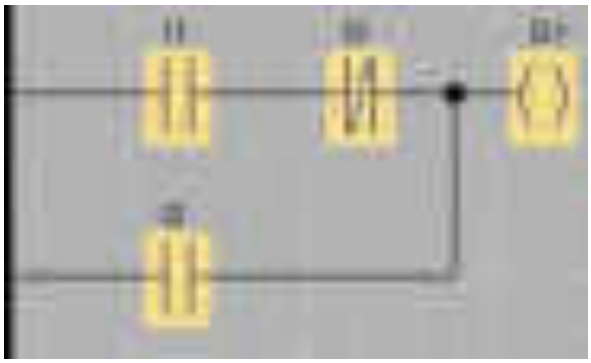


Рисунок 11 – Вид программы после соединения

Для удаления какого-либо элемента программы необходимо его выделить и выбрать: Edit→Delete. Для отмены предыдущего действия необходимо выбрать: Edit→Undo.

Для редактирования какого-либо дискретного элемента программы необходимо дважды щелкнуть по нему левой клавишей мыши и в открывшемся окне произвести требуемые изменения.

Далее рассматривается вставка функции на примере создания следующей программы: если кратковременно включить вход I0, то включится выход Q1, если кратковременно включить вход I1, выход Q1 выключится. Для этого воспользуемся функцией RS триггера:

В панели инструментов программирования выбрать – Special Functions [Специальные функции]. Откроется панель функций (рисунок 12), на которой

необходимо выбрать обозначение RS. После чего поместить инструкцию, на поле, кликнув в нужном месте левой клавишей мыши.

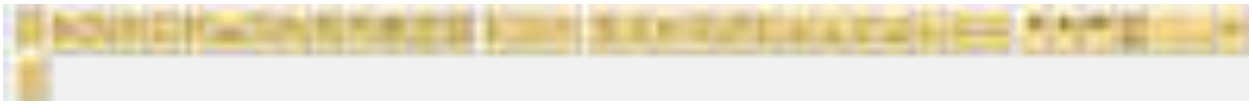


Рисунок 12 – Панель функций

На верхнюю входную линию (вход S) инструкции поставьте нормально открытый контакт I1, а на место нижнего входа (вход R) – I2 (рисунок 13). Для вывода состояния триггера на выходное реле необходимо создать контакт SF001. При этом, так же как и с физическими входами, необходимо выбрать «Make contact», установить в нужном месте программы и в выпадающем меню выбрать требуемый контакт SF001. После этого подключить его на выход Q1.



Рисунок 13 – Использование RS-триггера

В логическом модуле LOGO! реализуется до 14 разновидностей таймеров. В лестничных диаграммах таймерные блоки различаются изображением пиктограммы и количеством входов.

Ниже, на рисунках 14 – 17 приведены для каждого типа таймера варианты программирования и временные диаграммы их работы, из которых без дополнительных комментариев ясны особенности их работы.

Блок таймера имеет следующие входы и выходы: IN – вход запуска, Par– уставка (заданное время), R – вход сброса, Q – выход (состояние таймера).

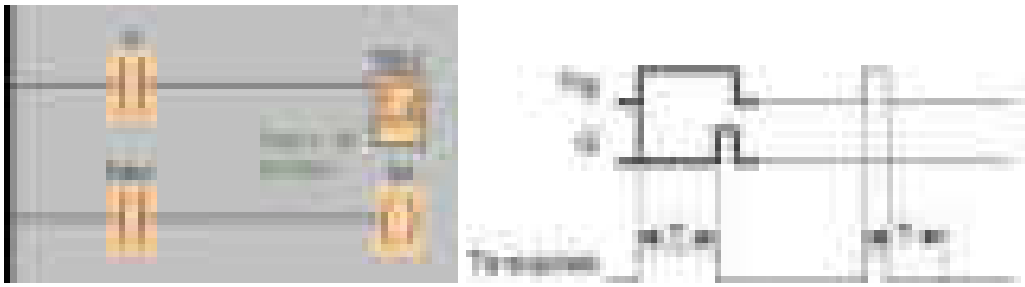


Рисунок 14 – Таймер – формирователь задержки на включение

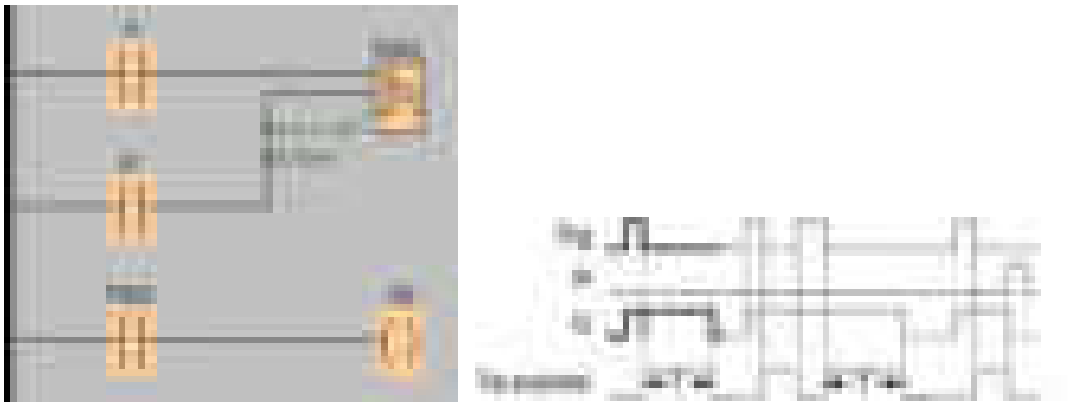


Рисунок 15 – Таймер – формирователь задержки на выключение

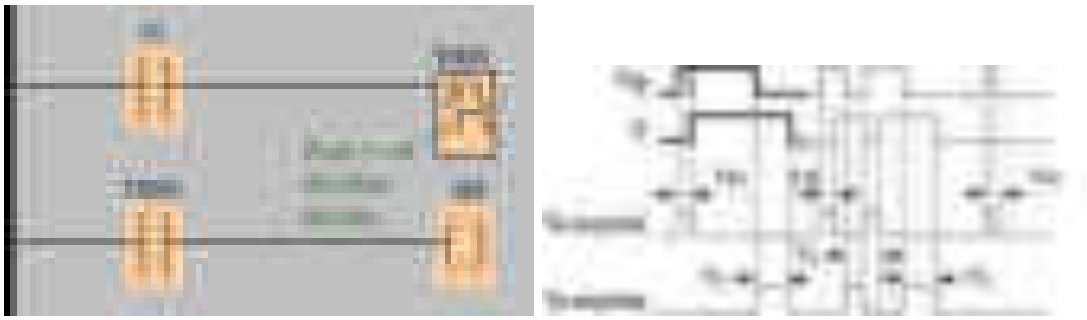


Рисунок 16 – Таймер – формирователь задержек на включение и выключение



Рисунок 17 – Таймер – формирователь импульса

Настройка таймера происходит через диалоговое окно (рисунок 18). В нем можно указать имя таймера и назначить ему уставку времени, которая может быть в трех форматах: h:m (часы:минуты), m:s (минуты:секунды) и s:ms (секунды:миллисекунды).

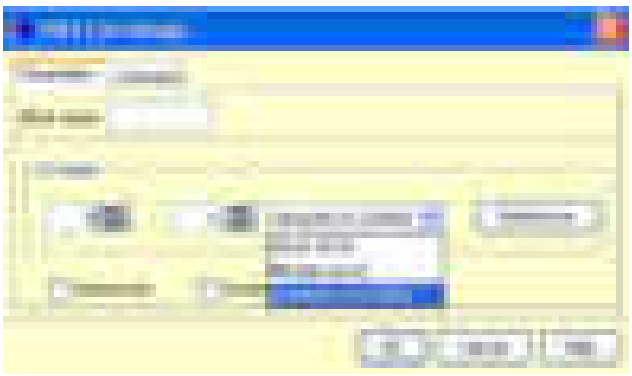


Рисунок 18 – Окно настроек таймера

В логическом модуле LOGO! реализуется 3 разновидности счетчиков. В лестничных диаграммах блоки счетчиков различаются изображением пиктограммы и количеством входов.

В контроллере реализовано 3 вида счетчиков:

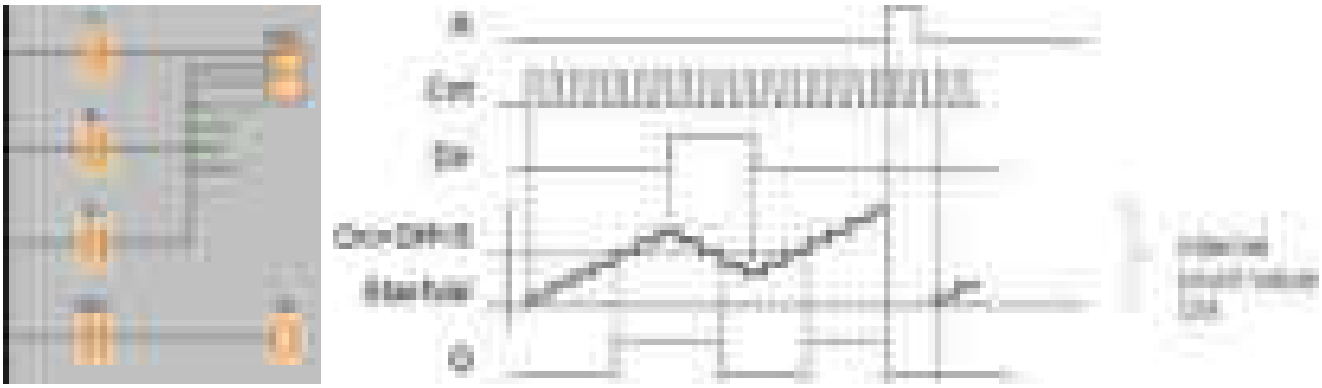
– Реверсивный (прямой/обратный счет);

– Счетчик часов;

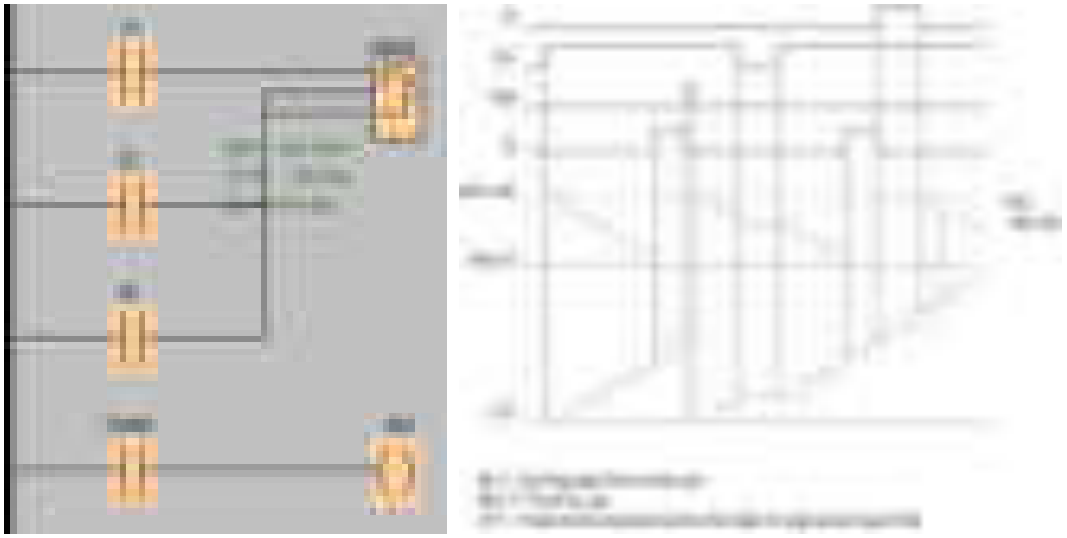
– Высокоскоростной счетчик.

На рисунке 19 представлены блоки и временные диаграммы, описывающие работу всех трех счетчиков.

а)



б)



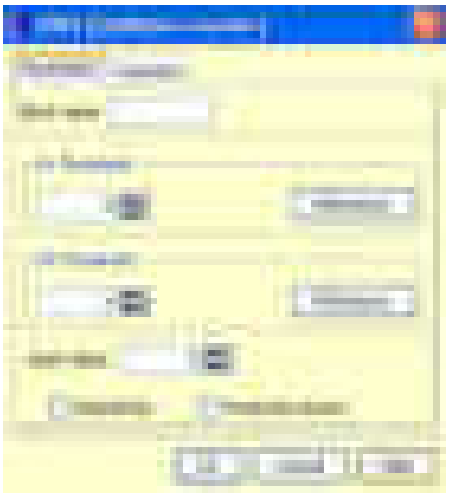
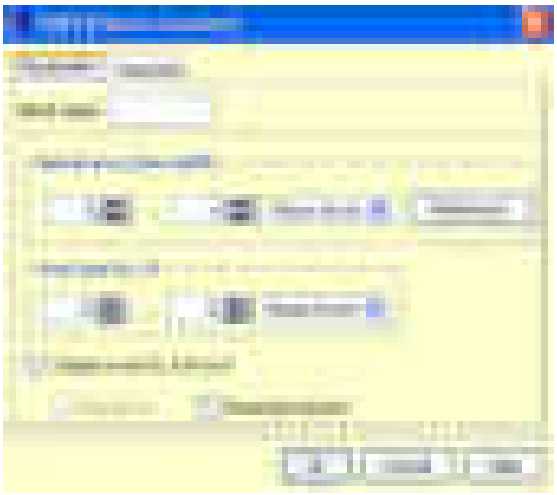
в)



Рисунок 19 – Счетчики: а) реверсивный, б) счетчик часов, в) высокоскоростной

На временных диаграммах (рисунок 19) указаны следующие обозначения: CNt – счетный вход, Dir – направление счета, En – вход на разрешение счета, Fre – импульсный вход, R – вход сброса, Q – выход (состояние) счетчика.

Настройка счетчика происходит через диалоговое окно (рисунок 20). В нем можно указать имя счетчика и в зависимости от типа счетчика назначить уставки.

а)  б) 

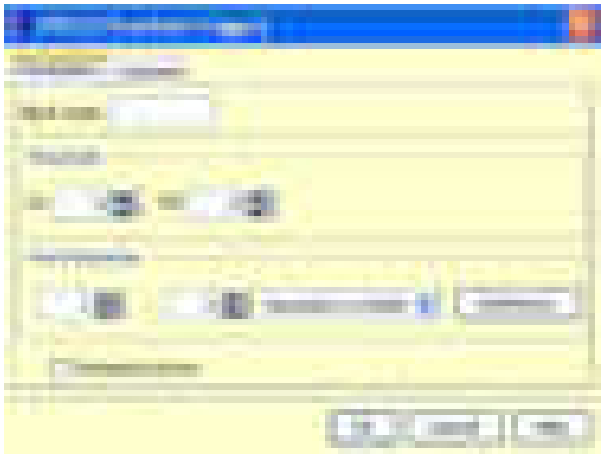
в) 

Рисунок 20 – Окна настроек счетчиков:
а – реверсивного, б – счетчика часов, в - высокоскоростного

Исследуемый логический модуль LOGO! имеет два встроенных аналоговых входа, характеристики которых можно увидеть в соответствующем разделе данного методического пособия.

При выполнении лабораторной работы требуется изучить работу аналогового компаратора, который сравнивает два налоговых сигнала, поступающие с входов логического модуля. Вход AI1 подключен непосредственно к потенциометру, расположенному на лицевой панели модуля. Вход AI2 необходимо подключить к потенциометру, расположенному на лицевой панели модуля ПЛК. В память логического модуля необходимо ввести следующую программу (рисунок 21)

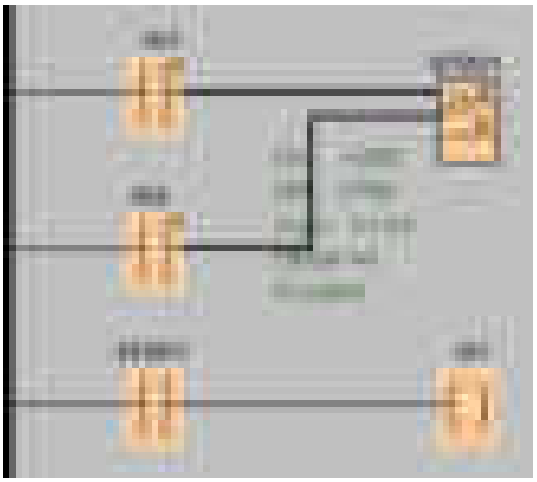


Рисунок 21 – Программа для изучения работы
аналоговых входов и компаратора логического модуля

Для этого в окне инструкций необходимо выбрать «Analog contact»и на рабочем поле установить в требуемое место, задав при этом адреса входов AI1 и AI2 соответственно. Далее в окне инструкций нужно выбрать блок «Analog Comparator», и также установить его в требуемое место. Дважды щелкнуть левой клавишей мыши по блоку. В открывшемся окне свойств компаратора (рисунок 22) в полях «Threshold On» и «Threshold Off» установить пороги включения и отключения соответственно.

Контакты AI1 и AI2 считывают значения на аналоговых входах 1 и 2 соответственно. Инструкция SF001 (аналоговый компаратор) производит сравнение двух значений и по порогам срабатывания производит включение или выключение релейного выхода Q1.



Рисунок 22 – Окно свойств аналогового компаратора

Пример программирования логического модуля LOGO!.

В качестве примера представлена программа управления движением тележки.

Тележка перемещается по прямолинейному пути. Имеется два фиксированных положения П0 и П1. Исходное положение тележки – П0.

При кратковременном нажатии на кнопку «Пуск» тележка движется вперед до положения П1, стоит в положении П1 5 с и возвращается назад в положение П0. В положении П0 немедленно возникает реверс привода тележки. Тележка вновь движется в положение П1, стоит в нем 5 с и возвращается в П0. В положении П0 вновь возникает команда на движение до положения П1и т.д. после 10 циклов перемещения в положение П1 при возвращении тележки в положение П0 возникает сигнал «Конец цикла».

Для управления движением тележки следует предусмотреть счетчик (СЧ) со счетом до 10, задержку времени (таймер) для формирования задержанного сигнала П1↑ и память РП о нажатии на кнопку «Пуск».

$$P_{П} = (Пуск + P_{П}) \cdot КЦ$$

Команда на перемещение тележки вперед (В) возникает в положении П0, если отсутствует сигнал счетчика СЧ, и сохраняется при наличии сигнала памяти пуска РП до достижения положения П1. Этому описанию соответствует логическое уравнение

$$B = (П0 \cdot СЧ + B) \cdot П1 \cdot P_{П}$$

Команда на перемещение тележки назад (Н) возникает через 5 с нахождения в положении П1 и сохраняется при наличии переменной РП до достижения положения П0. Тогда логическое уравнение для команды Н имеет вид

$$H = (П1^{\uparrow} + H) \cdot П0 \cdot P_{П}$$

Сигнал конца цикла (КЦ) возникает в положении П0 при наличии сигнала счетчика СЧ о завершении 10 циклов перемещения в положение П1и сигнала РП. Сигнал КЦ сохраняется до очередного нажатия на кнопку “Пуск”. Тогда логическое уравнение для рассматриваемого сигнала имеет вид

$$КЦ = (П0 \cdot СЧ \cdot P_{П} + КЦ) \cdot Пуск$$

Сброс счетчика производится сигналом конца цикла КЦ.

В таблице 8 представлена адресация команд и сигналов для LOGO!.

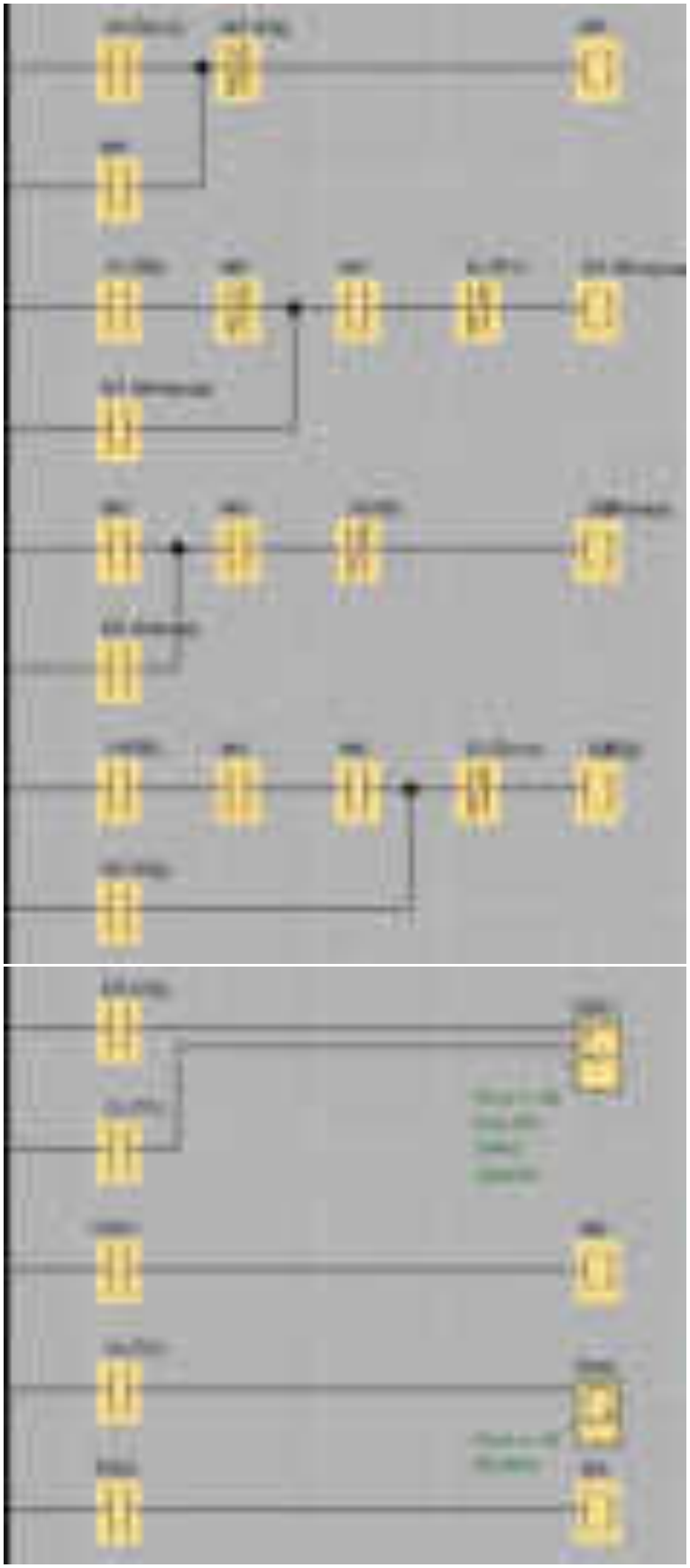


Рисунок 23 – Программа управления движением тележки

Таблица 8 – Адресация команд и сигналов для LOGO!

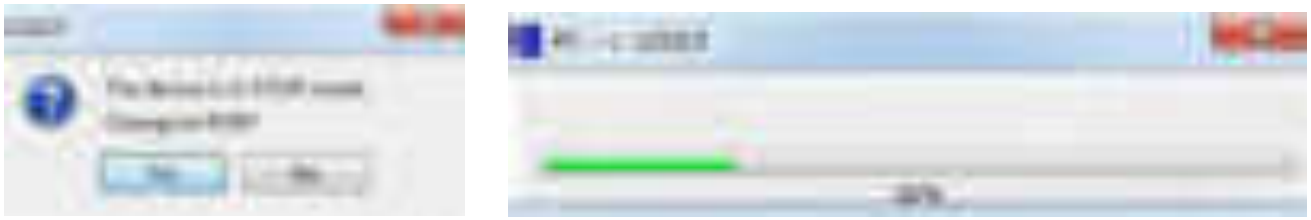
Команда, сигнал	0	1	Пуск	B	H	КЦ	РП	СЧ	П1↑
Адрес	1	2	I3	Q1	Q2	3	M1	M2	M3
Символ	0	1	Пуск	Вперед	Назад	Ц	Память	Ч	Задержка

Загрузка программы в логический модуль LOGO! и запуск программы

Загрузка программы в логический модуль осуществляется в следующей последовательности:

в выпадающем меню «Tools» необходимо выбрать пункт Transfer → «PC→LOGO!». Появится окно задания IP-адреса (рисунок 7), если IP-адрес совпадает с тем, который установлен непосредственно в логическом модуле, нажать «ОК». После этого диалоговое окно предложит переключить LOGO! В режим STOP – выбрать ОК (рисунок 24 а). Далее начнется загрузка программы в память логического модуля. Процесс загрузки отображается с помощью шкалы процесса (рисунок 24 б).

По окончанию загрузки новое диалоговое окно предложит обратно переключить LOGO! в режим RUN, для чего необходимо нажать ОК.



а) б)

Рисунок 24 – Отображение процесса загрузки программы

Во время работы логического модуля доступен режим мониторинга хода выполнения программы. Для этого необходимо в выпадающем меню «Tools» выбрать пункт Online Test. Опять появится окно задания IP-адреса, в котором необходимо нажать ОК. После этого логический модуль перейдет в on-line режим. Для того, чтобы перейти в режим мониторинга, необходимо нажать кнопку , расположенную на функциональной панели. После этого в окне редактирования программы будут отображаться состояния контактов и катушек, а также значения счетчиков, таймеров и других функции в реальном времени (рисунок 25).

Программирование логического модуля LOGO! с кнопочной панели

Для начала работы в ручном режиме необходимо остановить программу (рисунок 25 а) нажав «Stop», если она запущенна. Затем выбрать пункт «Program…» (рисунок 25 б), после этого «Edit» (рисунок 25 в), и наконец «Edit Prg» (рисунок 25 г):



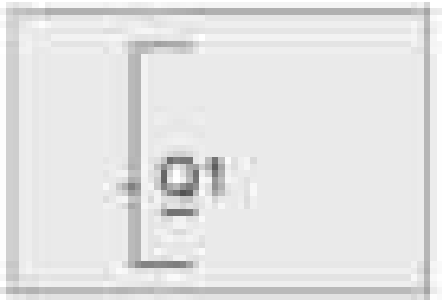
Рисунок 25 – Начало работы в ручном режиме

Рассмотрим ввод программы для реализации простого уравнения:

$$Q1=I1+I2+\overline{I3}$$

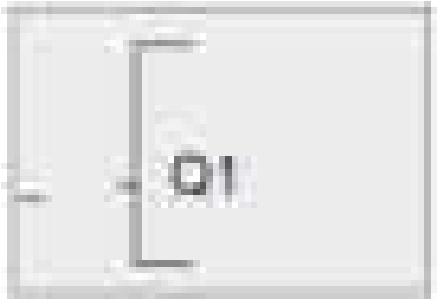
Теперь необходимо ввести коммутационную программу (от выхода к входу).

В начале работы модуль LOGO! отображает выход:



Символ подчеркивания под символом **Q** в обозначении **Q1** представляет собой курсор.

Курсор показывает текущее положение в коммутационной программе. Для перемещения курсора используются клавиши▲►▼◄. Нажмите клавишу ◄ Курсор перемещается влево.

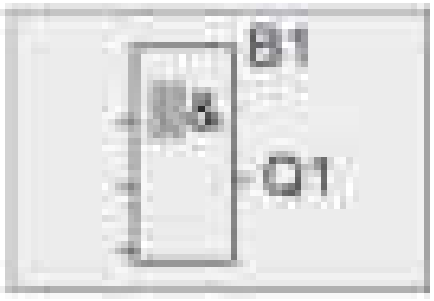


Здесь нужно ввести только первый блок (**OR**). Нажмите **OK**, чтобы перейти в режим редактирования.

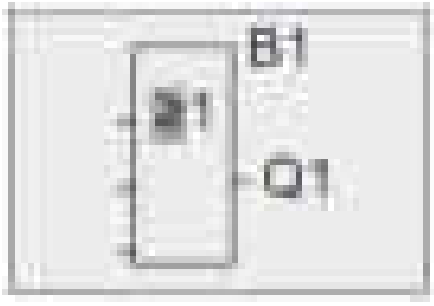


Курсор больше не отображается в виде символа подчеркивания, вместо этого он имеет вид мигающего сплошного прямоугольника. Здесь модуль LOGO! предоставляет различные возможности.

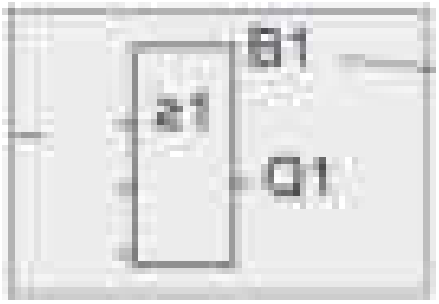
Выберите **GF** (базовые функции), нажимая клавишу ▼ до появления символа «**GF**» и подтвердите выбор нажатием **OK**. Теперь модуль LOGO! отображает первый блок из списка базовых функций:



Теперь нажимайте клавишу ▲ или ▼ до появления на дисплее блока **OR**:

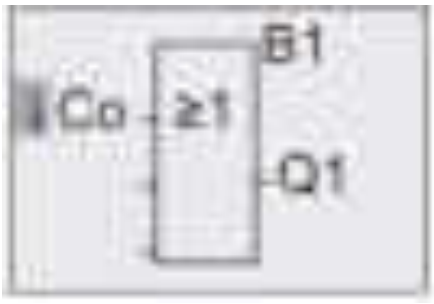


Нажмите **OK**, чтобы подтвердить выбор и завершить диалог.

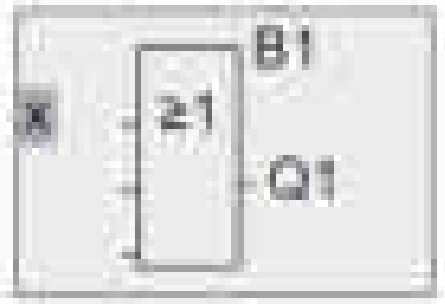


Был выполнен ввод первого блока. Каждому новому блоку автоматически назначается номер блока. Для завершения необходимо только выполнить подключения ко входам блока. Для этого выполните следующие действия:

Нажмите **OK**.



Выберите список **Co**. Нажмите **OK**



Первым элементом в списке **Co** является символ входа 1, т.е. «**I1**».

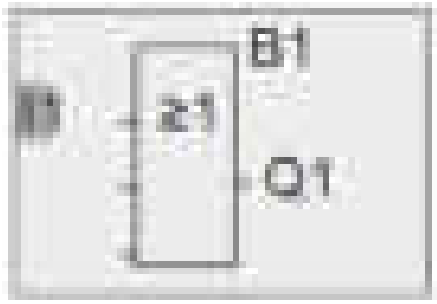
Примечание

Нажмите ▼ для перемещения к началу списка Co: I1, I2 .... lo. Нажмите ▲ для перемещения к концу списка Co: lo, hi , ... I1.

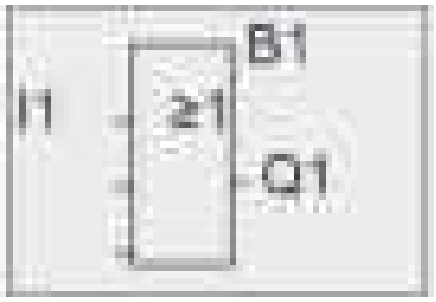
Входы F1, F2, F3 и F4 были добавлены в серии устройств 0BA6. Они соответствуют четырем функциональным клавишам дополнительного модуля LOGO! TD.

В устройствах серии 0BA7 доступно большее число битов регистра сдвига (S1.1 — S4.8), свободных коннекторов (X1 —X64) и аналоговых флагов (AM1 —AM16).

Сетевые дискретные входы (NI1 —NI64), сетевые аналоговые входы (NAI1 — NAI32), сетевые дискретные выходы (NQ1 —NQ64) и сетевые аналоговые выходы (NAQ1 —NAQ16) являются новыми коннекторами устройств серий 0BA7. Они не сконфигурированы в LOGO! 0BA7. Вы может сконфигурировать их для коммутационной программмы из LOGO!Soft Comfort V7.0, и загрузить программу в LOGO! 0BA7, для того чтобы сделать их доступными в устройстве LOGO! 0BA7.



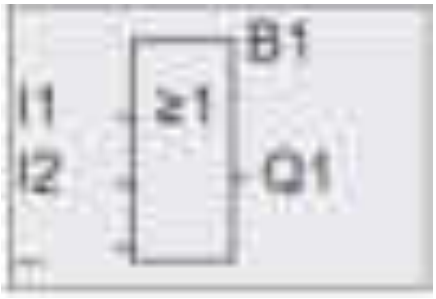
Нажмите **OK**. Теперь вход **I1** подключен к входу блока **OR**. Курсор перемещается к следующему входу блока **OR**.



Теперь необходимо подключить вход **I2** к входу блока **OR**:

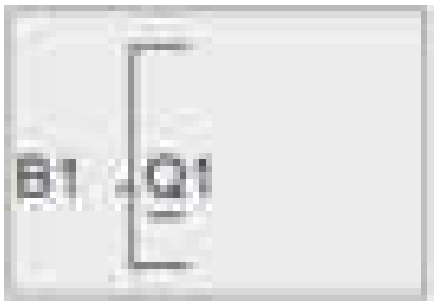
1. Перейдите в режим редактирования: Нажмите **OK**
2. Выберите список **Co**: нажимайте ▲ или ▼
3. Подтвердите список **Co**: Нажмите **OK**
4. Выберите **I2**: нажимайте ▲ или ▼
5. Примените **I2**: Нажмите **OK**

Теперь вход **I2** подключен к входу блока **OR**:



В данной коммутационной программе два последних входа блока **OR** не используются. Неиспользуемые входы можно отметить символом «**x**». Дважды введите символ «**x**»:

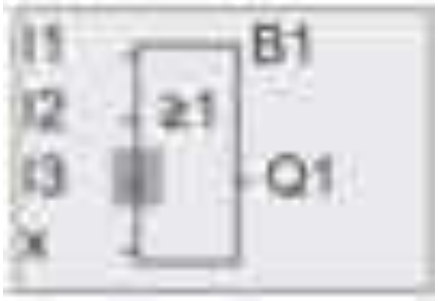
1. Перейдите в режим редактирования: Нажмите **OK**
2. Выберите список **Co**: нажимайте ▲ или ▼
3. Подтвердите список **Co**: Нажмите **OK**
4. Выберите '**x**': нажимайте ▲ или ▼
5. Примените **x**: нажмите **OK**



Примечание

Имеется возможность инвертирования отдельных входов базовых и специальных функций, т. е. если на входе присутствует сигнал логической «1», коммутационная программа будет выдавать значение логического «0». Точно так же сигнал логического «0» будет инвертироваться в сигнал логической «1».

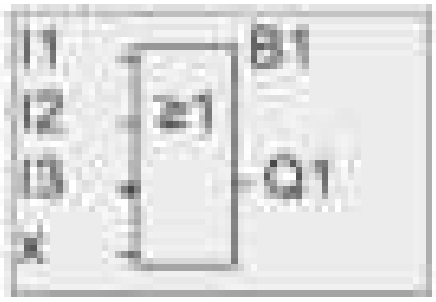
Чтобы инвертировать вход, переместите курсор в соответствующее положение, например, как показано на рисунке ниже:



Подтвердите клавишей **OK**

Теперь нажимайте ▲ или ▼, чтобы инвертировать этот вход.

После этого нажмите **ESC**



Чтобы просмотреть свою первую коммутационную программу, нажимайте клавиши ◄ или ► для перемещения курсора по программе. Теперь выйдем из режима программирования. Вернитесь в меню программирования: нажмите ESC

Программа готова.

Примечание

Модуль LOGO! сохранил коммутационную программу в энергонезависимой памяти. Коммутационная программа остается в памяти модуля LOGO! до тех пор, пока она не будет удалена пользователем. Текущие значения специальных функций могут быть сохранены при исчезновении питания, если эти функции поддерживают сохранение (параметр «Retentive») и доступна необходимая программная память. Параметр «Retentive» отключен при добавлении функции; для использования этого параметра его необходимо включить.

Далее рассмотрим редактирование созданной программы и использование специальных блоков (таймеров, счетчиков).

Переключите модуль LOGO! в режим программирования.

Напомним, как это делается:

1 Переключите модуль LOGO! в режим программирования

(В режиме **RUN**: нажмите **ESC** для перехода в режим ввода параметров. Выберите команду «**Стоп**», подтвердите ввод клавишей **OK**, а затем переместите курсор «**>**» к пункту «**Yes**» и снова подтвердите клавишей **OK**).

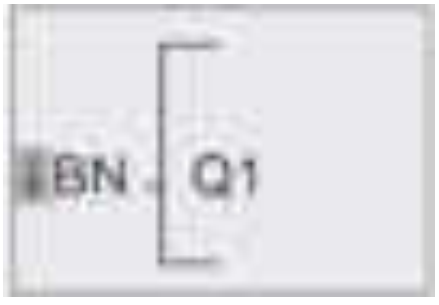
2.В главном меню выберите пункт «**Program**».

3.В меню программирования выберите пункт «**Edit**» и подтвердите клавишей **OK**. Затем выберите пункт «**Edit Prg**» и подтвердите выбор клавишей **OK**. Теперь можно изменять текущую коммутационную программу.

Нажмите ◄, чтобы переместить курсор на **B** в **B1** (**B1** является номером **OR** блока):



Вставьте новый блок в этой позиции. Подтвердите с помощью OK.



Нажмите ▼, чтобы выбрать список **SF**:



Нажмите **OK**.

Будет показан блок первой специальной функции:



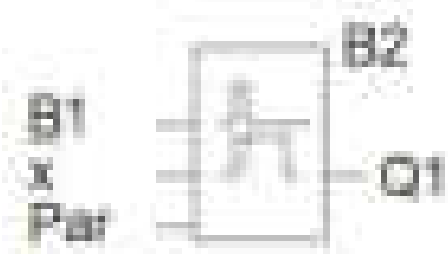
Выберите блок (задержка отключения, см. следующий рисунок) и нажмите **OK**:



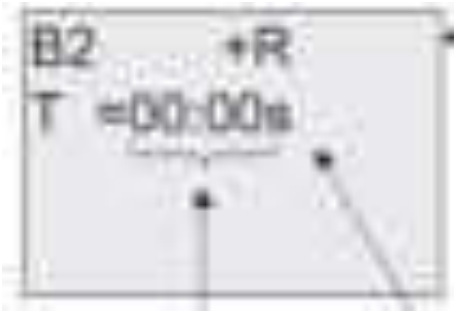
Блок **B1**, ранее подключенный к **Q1**, автоматически подключается к самому верхнему входу нового блока. Обратите внимание на то, что можно соединять дискретные входы только с дискретными выходами, а аналоговые входы — только с аналоговыми. В противном случае «старый» блок будет утрачен. Блок задержки отключения имеет три входа. Наверху расположен триггерный вход (**Trg**), используемый для запуска отсчета времени задержки отключения. В нашем примере для запуска отсчета времени задержки отключения используется блок **OR B1**.

Для сброса времени и состояния выхода нужно подать сигнал на вход сброса. Время задержки отключения задается параметром **T** на входе **Par**. В нашем примере вход сброса функции задержки отключения не используется, и он

будет обозначен коннектором «**x**».



Теперь нужно задать время задержки отключения **T**:
1.Переведите курсоср на **Par**, если курсор еще не находится в этом положении: Нажмите ▲ или ▼
2.Перейдите в режим редактирования: нажмите **OK**.
Модуль LOGO! показывает параметры в окне ввода параметров:



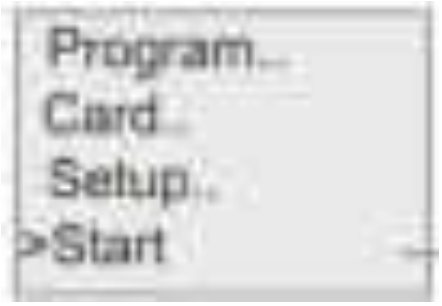
Чтобы изменить значение времени:
● Нажимайте ◄ и ►, чтобы установить курсор в нужную позицию.
● Нажимайте ▼ и ▲, чтобы изменить значение в соответствующей позиции.
● Подтвердите ввод клавишей OK.

Установите время **T**, равное 12:00 мин.:
1.Переместите курсор к первой цифре: нажимайте ◄ и ►
2.Выберите цифру «**1**»: нажимайте ▼ и ▲
3.Переместите курсор ко второй цифре: нажимайте ◄ и ►
4.Выберите цифру «**2**»: нажимайте ▼ и ▲
5.Переместите курсор к единицам измерения: нажимайте ◄ и ►
6.Выберите масштаб времени «m» (минуты): нажимайте ▼ и ▲

Программа готова. Теперь необходимо запустить исполнения цикла.

Запуск программы в ручном режиме

Для запуска модуля LOGO! выберите **START** в главном меню.



1.Вернитесь в главное меню: нажмите **ESC**
2.Переведите курсор '**>**' на "**START**": Нажмите ▼ или ▲

3.Подтвердиет "**START**": Нажмите **OK**

Модуль LOGO! запускает коммутационную программу.

Порядок проведения лабораторной работы

При выполнении лабораторной работы предполагается индивидуализация обучения по принципу «каждому студенту (бригаде студентов) свой вариант задания». Поэтому в лабораторной работе предусмотрены варианты индивидуальных заданий. По своему усмотрению преподаватель может упростить или усложнить задачу варианта в зависимости от подготовки обучаемого.

Выполнение данной лабораторной работы рассчитано на 4 академических часа работы в лаборатории и 3-4 часа самостоятельной работы при домашней подготовке и оформлении отчета по работе.

При подготовке к лабораторной работе студент должен в соответствии с таблицей 9 выбрать свой вариант задания.

Таблица 9 – Таблица вариантов

Номер бригады	1 и 5			2 и 6			3 и 7			4 и 8		
Член бригады	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Номер варианта	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0	1	2

Для заданного варианта необходимо разработать алгоритм ее решения. В соответствии с заданием определиться с адресацией входных и выходных переменных. Затем определиться с адресацией вводимых промежуточных переменных и с адресацией и параметрами используемых таймеров и счетчиков. Составить программу для логического модуля LOGO!

В лаборатории с помощью программного обеспечения LOGO!Soft Comfort набрать подготовленную программу, записать ее в LOGO! При необходимости проверить правильность работы программы на симуляторе. После чего запустить программу в работу и убедиться в правильности ее работы. При наличии ошибок в работе устранить их и продемонстрировать преподавателю работу правильно функционирующей программы.

Варианты заданий

Вариант 1.

Печь сопротивлений содержит три нагревательных элемента (НЭ), каждый из которых питается от собственного тиристорного преобразователя соответственно ТП1…ТП3. Сигнал «1» на входе ТП соответствует максимально- допустимому току НЭ, сигнал «0» – минимально-допустимому току НЭ. Синтезировать схему, обеспечивающую алгоритм работы группы ТП, представленный в таблице 10.

Таблица 10 – алгоритм работы группы ТП

Номер импульса генератора	-	1	2	3	4	5	6	7	8	9	…
Состояние ТП1	0	1	0	0	1	1	0	1	0	0	…
Состояние ТП2	0	0	1	0	0	1	1	0	1	0	
Состояние ТП3	0	0	0	1	1	0	1	0	0	1	

Начало работы осуществляется после нажатия на кнопку «Пуск».

Цикл управления печью сопротивления состоит из 6 тактов. Переход с одного такта на другой осуществляется при поступлении очередного импульса от генератора импульсов. Циклы управления непрерывно следуют друг за другом.

При поступлении команды «Стоп» прекращается подача импульсов и все ТП отключаются. Для возобновления работы необходимо нажать на кнопку «Пуск». Генератор импульсов реализуется программным путем.

Вариант 2.

Манипулятор (рука со схватом) служит для подачи заготовок из накопителя в пресс. Рука манипулятора может перемещаться вперед/назад из крайнего заднего КЗ в крайнее переднее КП положение и назад, а также поворачиваться из крайнего правого положения КПр в крайнее левое положение КЛ и обратно. Схват имеет электромагнитный механизм зажима/разжима заготовок.

Исходное положение манипулятора перед накопителем (в положениях КЗ и КПр, схват под действием пружин зажат). При поступлении запроса со станка и наличии заготовки в накопителе включается электромагнит разжима схвата. Рука идет в крайнее переднее положение КП, через 2с схват зажимает заготовку (электромагнит схвата отключается) и рука возвращается в положение КЗ. Рука поворачивается в положение КЛ и выдвигается вперед до КП. Схват разжимается (электромагнит схвата включается) и через 2с рука идет в положение КЗ, затем поворачивается в положение КПР (исходное положение руки). Если есть запрос со станка, а накопитель пуст, то включается сигнальная лампа «Нет детали» и

кратковременный звуковой сигнал (в течение 5с). Световой сигнал снимается кнопкой «Сброс». Включение системы в работу – нажатием кнопки «Пуск».

Вариант 3.

Автоматизировать процесс безупорной остановки длинномерного металла на рольганге Р1. На рольганг Р1 металл передается с предыдущего рольганга Р0, наличие металла на котором контролируется датчиком Д0. Вдоль рольганга Р1 расположены датчики, контролирующие наличие металла последовательно в положениях П1, П2 и П3.

Нормальное положение рольганга Р1 – неподвижное. При наличии сигнала с датчика Д0 и отсутствии металла на рольганге Р1, рольганг Р1 включается и металл перемещается по рольгангу Р1. При достижении передним концом металла положения П1 происходит снижение скорости Р1 до «ползучей» скорости, а в положении П2 привод рольганга Р1 отключается. Если по каким-либо причинам металл достиг положения П3, то привод рольганга Р1 реверсируется и работает на пониженной скорости, пока металл не уйдет из положения П3. При остановке переднего конца металла между положениями П2 и П3 формируется сигнал разрешения работы механизмов уборки металла с Р1.

Включение системы в работу – при нажатии на кнопку «Пуск».

Вариант 4.

Автоматизировать работу толкателя с кривошипно-шатунным механизмом с нереверсивным электродвигателем. При нажатии кнопки «Пуск» кривошип из положения $\alpha = 0^0$ движется до положения $\alpha = 120^0$. В этом положении происходит переход на пониженную (малую) скорость, кривошип идет до положения $\alpha = 180^0$ и останавливается. Через 3с электродвигатель автоматически вновь включается и на повышенной скорости шатун идет в положение $\alpha = 0^0$. Стоит в нем 3с, включается и движется к положению $\alpha = 120^0$ и на пониженной скорости до $\alpha = 180^0$ и т.д. После 5 толканий толкатель останавливается в исходном положении (кривошип - в положении $\alpha = 0^0$) и формируется сигнал «Конец цикла».

Очередной цикл из пяти толканий – после очередного нажатия на кнопку «Пуск».

При нажатии на кнопку «Стоп» толкатель из любого положения на повышенной скорости движется в положение $\alpha = 0^0$ и останавливается.

Вариант 5.

Тележка движется по кольцевому пути, на котором есть 3 фиксированных положения П0, П1 и П2. Привод тележки – от нереверсивного электродвигателя.

При подаче питания из любого положения тележка должна идти в положение П0. При нажатии на кнопку «Пуск» тележка без задержки движется в положение П1,

стоит там в течение 3с, затем движется в П2, стоит там в течение 4с, движется в положение П0, стоит там в течение 5с, движется в П1, стоит там в течение 3с и т.д. То есть тележка непрерывно движется по кольцевому пути с остановками в фиксированных положениях.

При нажатии на кнопку «Стоп» тележка должна без остановки идти в П0 и там ожидать очередного нажатия кнопки «Пуск».

Вариант 6.

Автоматизировать линию сортировки изделий. По конвейеру движутся низкие изделия, но редко могут встречаться и высокие. По ходу конвейера установлены две фотоголовки на расстоянии друг от друга, равном половине ширины изделия. Первая по ходу конвейера фотоголовка настроена на низкие изделия (нижняя фотоголовка), вторая – на высокие изделия (верхняя фотоголовка).

При прохождении низкой детали перекрывается только нижняя фотоголовка, а при высоких – вначале нижняя, а затем верхняя фотоголовки. На выходе конвейера детали ударяются о сортировочную планку и высокие изделия поступают в правый накопитель (левое положение планки), низкие - в левый (правое положение планки). Планка перебрасывается пневмоприводом. Для переброски планки влево или вправо достаточно хотя бы кратковременно подать команду на ее перемещение влево или вправо. Включение системы в работу – нажатием кнопки «Пуск».

Вариант 7.

Перекладыватель служит для перемещения листов со стола на постоянно вращающийся рольганг. Перекладыватель имеет подъемник листов, установленный на тележке. Подъемник представляет собой поперечину, перемещающуюся по вертикальным стойкам сверху вниз и обратно. Поперечина имеет на конце электромагнит для притягивания листов.

В исходном положении перекладыватель стоит в положении П0 над столом, а его подъемник в крайнем верхнем положении КВ. При поступлении листа на стол подается сигнал наличия листа, подъемник включается для движения вниз. При касании листа подъемник останавливается и включается электромагнит. Через 2с включается подъемник на подъем, достигает положения КВ и останавливается. Включается тележка и перемещается в положение П1 над рольгангом, где останавливается и электромагнит отключается. Лист падает на рольганг. Через 2с тележка движется в положение П0. Цикл повторяется при поступлении очередного сигнала наличия листа. Включение системы в работу – нажатием кнопки «Пуск».

Вариант 8.

В контроллере программным путем необходимо реализовать генератор импульсов. Время наличия импульса 1с, время его отсутствия 2с. При нажатии на кнопку «Пуск» начинается счет импульсов. При прохождении 10 импульсов

загорается лампа Л1, при прохождении следующих 10 импульсов – лампа Л2, аналогично включаются лампы Л3 и Л4. После загорания лампы Л4 (т.е. после прохождения 40 импульсов) счет прекращается и все лампы горят до нажатия на кнопку «Стоп». Генератор импульсов реализовать программным путем.

Вариант 9.

Автоматизировать перемещение пуансона штампованного пресса. Рабочий заправляет металлическую ленту (заготовку) и нажимает кнопку «Пуск». Пуансон из крайнего верхнего положения П0 движется вниз, при своем движении до положения п1 входит в матрицу, выбивая из ленты деталь необходимой формы, и возвращается в положение П0. чисто механическим устройством лента перемещается на один шаг и через 2с пуансон совершает очередное движение. Лента рассчитана на изготовление 10 деталей, поэтому через 10 ходов пуансона формируется сигнал «конец цикла».

При подаче питания на систему автоматизации пуансон из любой точки должен прийти в положение П0.

Вариант 10.

На программируемом контроллере реализовать систему управления толкателем с кривошипно-шатунным механизмом с реверсивным электродвигателем.

Толкатель имеет два фиксированных положения П0 и П1. При подаче питания на систему толкатель из любого положения движется вперед медленно до положения П0. При появлении кратковременного сигнала «Пуск» толкатель из положения П0 медленно движется до положения П1, стоит там в течение 2с, а затем электродвигатель включается для движения назад быстро и возвращается в положение П0, где формируется сигнал «Конец цикла». Цикл повторяется при нажатии кнопки «Пуск».

При нажатии кнопки «Стоп» толкатель из любого положения на быстрой скорости возвращается в положение П0.

Вариант 11.

Автоматизировать управление крышкой котла (типа большой кастрюли). При кратковременном нажатии кнопки «Открыть» крышка поднимается до крайнего верхнего положения, в котором поворачивается, открывая доступ к содержимому котла.

При кратковременном нажатии на кнопку «Закрыть» крышка поворачивается в положение точно над котлом и затем опускается, закрывая котел.

Для исключения ударов предусмотреть переход на пониженную скорость перед касанием крышкой котла при его закрывании.

Вариант 12.

Автоматизировать управление дверью (воротами) въезда/выезда гаража. Нормальное (исходное) положение двери закрытое. При кратковременном нажатии

кнопки «Открыть» включается звонок и через 5с включается привод двери на открывание. При полном открытии двери привод двери отключается сразу, а звонок звенит еще 2с.

Закрывание дверей – аналогично: при кратковременном нажатии кнопки «Закрыть» включается звонок, через 5с включается привод двери на закрывание. При полном закрытии двери привод двери отключается, а звонок звенит еще 2с.

Требования к отчёту

Отчет должен содержать:

1. Цель работы;
2. Условия задачи по варианту, принятые обозначения переменных, логические функции для выходных и промежуточных переменных, при необходимости циклограмму работы оборудования;
3. Логические функции в адресах логического модуля LOGO!;
4. Программу для реализации системы управления на реле LOGO!;
5. Методику экспериментальной проверки функционирования реализованной системы управления и результаты проверки;
6. Выводы по работе.

Контрольные вопросы

1. Как осуществляется конфигурирование логического модуля
2. Сколько таймеров можно реализовать в исследуемом реле?
3. Что означает термины «дискретный флаг» и «аналоговый флаг»?
4. Какие режимы может реализовать таймер?
5. Какую максимальную задержку времени можно выполнить на таймере?
6. Сколько счётчиков можно реализовать в исследуемом реле?
7. Какую максимальную уставку можно задать счётчику?
8. Как осуществляется программирование аналогового компаратора?
9. Каково назначение потенциометра на лицевой панели модуля LOGO!?

2.2 Работа №2. Синтез и анализ алгоритмов управления модуля ленточного конвейера. Изучение дискретной системы управления двигателем постоянного тока совместно с датчиками технологической информации на основе программируемого логического реле.

Цель работы

Ознакомиться с принципом работы дискретной системы управления, изучить назначение и технические характеристики датчиков, приобрести навыки разработки алгоритма управления, а также программирования данной системы с применением специализированного программного обеспечения LOGO! Soft Comfort.

Содержание работы

Дома, при подготовке к работе:

– Изучить назначение, технические характеристики логического модуля LOGO!, основные узлы и возможности лабораторного стенда;

– Изучить систему команд и принципы программирования LOGO!;

– Изучить описание модуля ленточного конвейера, ознакомиться с характеристиками всех его элементов;

– Выполнить синтез системы автоматизации согласно выданному варианту задания;

– Составить программу для ввода в контроллер;

В лаборатории:

– Закрепить полученные при подготовке к лабораторной работе знания на практике;

– Отладить мехатронный модуль в ручном режиме;

– Сконфигурировать необходимое оборудование в LOGO! Soft Comfort;

– Набрать с панели модуля или на компьютере подготовленную программу, откомпилировать ее и ввести логический модуль LOGO! в работу. Убедиться в правильности работы программы.

Общие сведения

Лабораторная работа №2 является примером разработки алгоритма управления и является обязательной к выполнению.

Для проведения данной лабораторной работы необходимо использовать лабораторный модуль «Логический модуль LOGO!» (рисунок 26), мехатронный модуль ленточного конвейера (Рисунок 27), пульт ручного управления модулем (рисунок 28).



Рисунок 26 – Внешний вид лабораторного модуля «Логический модуль LOGO!»



Рисунок 27 – Мехатронный модуль ленточного конвейера



Рисунок 28 – Пульт ручного управления модулем

Рассмотрение технических характеристик лабораторного модуля «Логический модуль LOGO!» подробно проведено в лабораторной работе №1. В текущей работе информация о нем опускается.

Пульт ручного управления модулем предназначен для отладки мехатронного модуля в ручном режиме. Он позволяет отслеживать входные сигналы, поступающие от датчиков системы и подавать управляющие сигналы на исполнительные устройства.

Мехатронный модуль ленточного конвейера (рисунок 27) представляет собой имитационную модель автоматизированного участка сортировки и перемещения изделий. Модель размещена на алюминиевой профильной плите (1). Данный модуль может работать как самостоятельно, так и совместно с другими мехатронными модулями, выступая в роли устройства перемещения и сортировки изделий.

Основным узлом модуля является узел ленточного конвейера (2) с закрепленным на нем электрическим стоппером (3), предназначенный для перемещения изделий и их сортировки по признаку металл-неметалл. Стартом к работе конвейера служит сигнал от щелевого оптического датчика BUP-50S-P (4), закрепленного на перилах узла. За определение металлической заготовки отвечает индуктивный датчик ВБИ-М8 (5), закрепленный на перилах узла конвейера. При срабатывании стоппера, заготовка отклоняется с ленты конвейера в приемный лоток (6).

Также, при совместной работе данного модуля с другими модулями, на перилах конвейера можно закрепить чувствительный элемент диффузионного оптического датчика. Это позволит регистрировать наличие заготовки в определенной зоне конвейера и отличать черные заготовки от нечерных.

Мехатронный модуль также оснащен распределительной коробкой UT-R-02, к которой через разъемы M12 подключаются все датчики и исполнительные устройства (двигатель конвейера и электро-стоппер), а также вспомогательные устройства (кнопка, лампа, переключатель), задействованные в системе автоматизации модуля. В

свою очередь распределительная коробка через разъем X1 специальным кабелем подключается к лабораторному модулю LOGO!.

Подробные характеристики элементов физической модели приведены в техническом описании.

Внимание! При подключении компонентов мехатронного модуля к программируемому логическому реле LOGO! Необходимо помнить следующие правила:

– Все датчики, кнопка и переключатель подключаются к соответствующим разъемам распределительной коробки – Входы (I1-I4).

– Двигатель конвейера, стоппер и лампа подключаются к соответствующим разъемам распределительной коробки – Выходы (Q1-Q4).

Порядок выполнения работы

Подключить питание к модулям, необходимым для выполнения лабораторной работы. После подключения питания следует выполнить отладку мехатронного модуля в ручном режиме, для этого:

– Подключить необходимые вспомогательные устройства к распределительной коробке UT-R-02;

– Соединить пульт ручного управления модулем с мехатронным модулем ленточного конвейера (разъем DB15 распределительной коробки UT-R-02 и разъем DB15 пульта ручного управления);

– Подавая сигналы с тумблеров пульта ручного управления (выходные сигналы) выполнить полный цикл в ручном режиме, убедиться в корректной работе датчиков в процессе работы (входные сигналы пульта ручного управления).

Полный цикл работы представлен в демонстрационном видео (USB накопитель).

При успешном завершении полного цикла составить таблицу подключения устройств к распределительной коробке UT-R-02 (таблица 11).

Таблица 11 – Пример таблицы соответствия входных/выходных сигналов UT-R-02

Адрес	Комментарий
I1	Сигнал от щелевого оптического датчика BUP-50S-P
….	….
Q1	Управляющий сигнал на электрический стоппер
….	….

После проведения отладки мехатронного модуля в ручном режиме можно преступать к разработке алгоритма управления мехатронного модуля. В качестве примера будет рассмотрен процесс создания алгоритма управления ленточным конвеъером (демонстрационное видео на USB накопителе).

Разработка алгоритма управления

Разработка алгоритма управления разделяется на следующие этапы:
– Словесное описание полного цикла работы;
– Разработка функциональной схемы процесса;
– Составление таблицы соответствия адресов;
– Составление логических уравнений;
– Составление программы на одном из языков программирования;
– Отладка и проверка проекта на работоспособность.

Словесное описание полного цикла работы

Конвейер начинает работать при появлении детали в области срабатывания щелевого оптического датчика. В зависимости от материала изделия следует выполнить следующую сортировку – металлические детали поместить в приемный лоток с помощью электрического стоппера, пластмассовые детали – перемещаются до конца конвейера. Определение металлических деталей происходит с помощью, установленного вначале конвейера, индуктивного датчика.

Разработка функциональной схемы процесса

Функциональная схема системы представлена на рисунке 29.

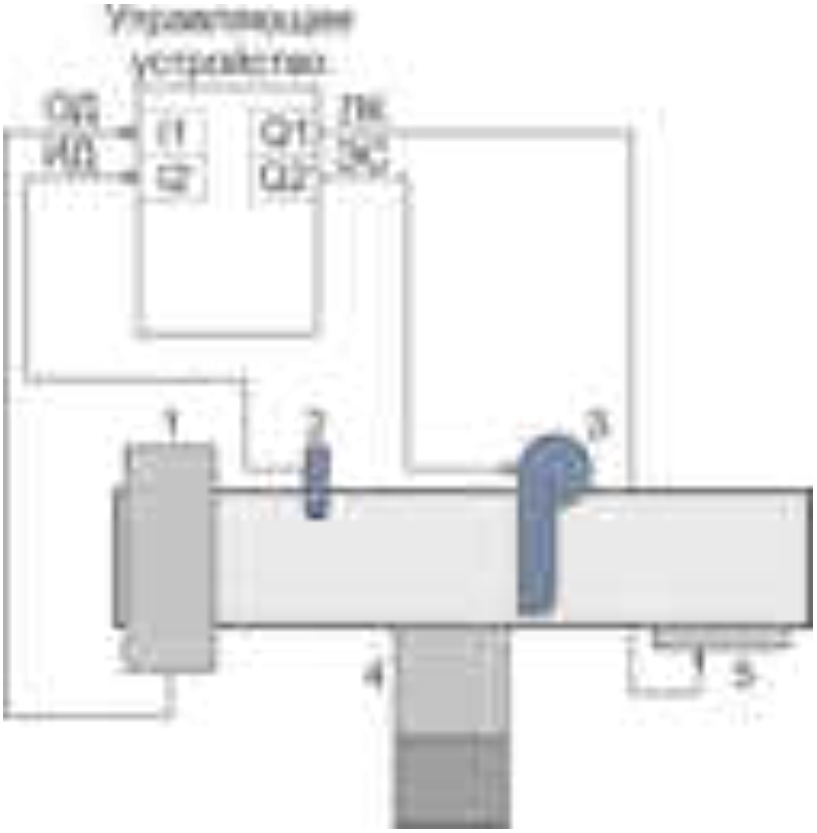


Рисунок 29 – Функциональная схема системы

На функционльной схеме изображается управляющее устройство и его выходные/выходные сигналы. Так же на схеме необходимо отобразить главные узлы технологического процесса, в данном случае: 1 – щелевой оптический датчик, 2 – индуктивный датчик, 3 – электрический стоппер, 4 – приемный лоток, 5 – двигатель ленточного конвейера.

Составление таблицы соответствия адресов

Для структурирования и удобности создания программы управления, необходимо состаить таблицу соответсвия адресов (Таблица 12).

Таблица 12 – Таблица соответствия адресов

Адрес перменной	Имя переменной	Комментарий
I1	ОД	Сигнал с щелевого оптического датчика о наличии заготовки
I2	ИД	Сигнал с индуктивного датчика о наличии металлического объекта на конвейере
Q1	ЛК	Управляющий сигнал на двигатель ленточного конвейера
Q2	ЭС	Управляющий сигнал на электрический стоппер

Составление логических уравнений

Для реализации системы управления технологическим процессом необходимо составить логические уравнения в адресах или в буквенных обозначениях перменных (по усмотрению преподавателя) которые обеспечат корректное выполнение полного цикла работы. В примере будут приведены уравнения в адресах управляющего устройства.

1. При наличии детали в области срабатывания щелевого оптического датчика конвейер начинает свое движение в течении следующих девяти секунд

$$Q1 = (I1 + Q1) \cdot \overline{Q1}$$

↓ – Задержка сигнала по заднему фронту, ↑ – по переднему.

2. При наличии сигнала с индуктивного датчика подается управляющий сигнал на электрчиесский стоппер для помещения металлической детали в накопительный лоток.

$$Q2 = (I2 + Q2) \cdot \overline{Q2}$$

Составление программы на одном из языков программирования

После написания логических уравнений следует создать проект в программной среде LOGO!Soft Comfort. Подробное описание создания проекта в LOGO!Soft Comfort было представлено в лабораторной работе №1. Программа, для загрузки в управляющее устройство имеет следующий вид (Рисунок 30).



Рисунок 30 – Программа на языке FBD для реализации требуемого цикла работы

Отладка и проверка проекта на работоспособность

Последний этап разработки проекта автоматизации – отладка и проверка проекта на работоспособность. Провести тестировку системы в нескольких циклах, убедиться в её корректной работе, при наличии ошибок – провести корректировку проекта.

Задание

Выполнить все этапы разработки алгоритма автоматизации технологического процесса. Написать отчёт о проделанной работе.

2.3 Работа №3. Синтез и анализ алгоритмов управления модуля стекового накопителя.

Цель работы

Ознакомиться с принципом работы дискретной системы управления, изучить назначение и технические характеристики датчиков, приобрести навыки разработки алгоритма управления, а также программирования данной системы с применением специализированного программного обеспечения LOGO! Soft Comfort.

Содержание работы

Дома, при подготовке к работе:

– Изучить назначение, технические характеристики логического модуля LOGO!, основные узлы и возможности лабораторного стенда;

– Изучить систему команд и принципы программирования LOGO!;

– Изучить описание модуля стекового накопителя, ознакомиться с характеристиками всех его элементов;

– Выполнить синтез системы автоматизации согласно выданному варианту задания;

– Составить программу для ввода в контроллер;

В лаборатории:

– Закрепить полученные при подготовке к лабораторной работе знания на практике;

– Отладить мехатронный модуль в ручном режиме;

– Сконфигурировать необходимое оборудование в LOGO! Soft Comfort;

– Набрать с панели модуля или на компьютере подготовленную программу, откомпилировать ее и ввести логический модуль LOGO! в работу. Убедиться в правильности работы программы.

Общие сведения

Для проведения данной лабораторной работы необходимо использовать лабораторный модуль «Логический модуль LOGO!» (рисунок 26), мехатронный модуль стекового накопителя (Рисунок 31), пульт ручного управления модулем (рисунок 28).



Рисунок 31 – Мехатронный модуль стекового накопителя

Описание модуля «Логический модуль LOGO!» приведено в лабораторной работе №1, описание пульта ручного управления приведено в лабораторной работе №2, их описание будет опущено.

Мехатронный модуль стекового накопителя (рисунок 31) представляет собой имитационную модель автоматизированного участка выдачи и сборки изделий. Модель размещена на алюминиевой профильной плите (1). Данный модуль может работать как самостоятельно, так и совместно с другими мехатронными модулями, выступая в роли устройства выдачи заготовок. Основным узлом модуля является узел выдачи (2), предназначенный для хранения и выдачи крышек или корпусов. При самостоятельной работе модуля, узел подает крышку для её дальнейшей запрессовки в корпус. Роль пресса выполняет пневмоцилиндр одностороннего действия, типа – CD85N10-50S-B (3), закрепленный на узле выдачи.

Крышки изначально находятся в гравитационной трубе узла выдачи. Труба с двух сторон имеет прозрачные стенки для визуального контроля количества оставшихся крышек. В узел можно загрузить максимум 6 заготовок.

Выдача заготовок из магазинной трубы производится пневматическим цилиндром двухстороннего действия, типа – CD85N10-50-B, на штоке которого закреплен пластиковый толкатель.

На пневмотических цилиндрах установлены датчики выдвинутого положения (4).

Изменение скорости перемещения поршней цилиндров производится при помощи дросселей с обратным клапаном, установленных на корпусах цилиндров. Для начала регулирования скорости, необходимо отщелкнуть крышку регулировочного винта дросселя.

Определение положения поршня пневмоцилиндра может быть осуществлено с помощью 2-х проводного магнитного концевого выключателя типа – D-A93, закрепленного на корпусе цилиндра хомутом

Управление пневмоцилиндрами осуществляется с помощью пневмораспределителей с электроуправлением, типа – SY3120-5LOU-C4-Q, закрепленных на пневмоплите (Рисунок 30)



Рисунок 32 – Внешний вид пневмораспределителей, установленных на пневмоплите

Подача сжатого воздуха от компрессора к пневмораспределителям осуществляется трубкой 6 мм. через быстросъемное соединение (Рисунок 32 – 1).

Подача сжатого воздуха от пневмораспределителей к цилиндрам осуществляется трубкой диаметром 4 мм. через быстросъемные соединения (Рисунок 32 – 2). При подключении пневмораспределителя к пневмоцилиндру одностороннего действия, второе быстросъемное соединение глушится специальной пробкой.

Сверху на каждом пневмораспределителе расположена синяя кнопка ручной активации. Данная кнопка используется при наладке пневмосистемы модуля для

определения правильности монтажа и регулировки скорости движения штоков пневмоцилиндров.

Мехатронный модуль также оснащен распределительной коробкой UT-R-02 (Рисунок 31 – 5), к которой через разъемы M12 подключаются все датчики и пневмораспределители, а также вспомогательные устройства (кнопка, лампа, переключатель), задействованные в системе автоматизации модуля. В свою очередь распределительная коробка через разъем X1 специальным кабелем подключается к лабораторному модулю LOGO!.

Подробные характеристики элементов физической модели приведены в техническом описании.

Внимание! При подключении компонентов мехатронного модуля к программируемому логическому реле LOGO! Необходимо помнить следующие правила:

– Все датчики, кнопка и переключатель подключаются к соответствующим разъемам распределительной коробки – Входы (I1-I4).

– Двигатель конвейера, стоппер и лампа подключаются к соответствующим разъемам распределительной коробки – Выходы (Q1-Q4).

Порядок выполнения работы

Подключить питание к модулям, необходимым для выполнения лабораторной работы. После подключения питания следует выполнить отладку мехатронного модуля в ручном режиме, для этого:

– Подключить необходимые вспомогательные устройства к распределительной коробке UT-R-02;

– Соединить пульт ручного управления модулем с мехатронным модулем стекового накопителя (разъем DB15 распределительной коробки UT-R-02 и разъем DB15 пульта ручного управления);

– Подавая сигналы с тумблеров пульта ручного управления (выходные сигналы) выполнить полный цикл в ручном режиме, убедиться в корректной работе датчиков в процессе работы (входные сигналы пульта ручного управления).

Полный цикл работы представлен в демонстрационном видео (USB накопитель).

При успешном завершении полного цикла составить таблицу подключения устройств к распределительной коробке UT-R-02 (таблица 13).

Таблица 13 – Пример таблицы соответствия входных/выходных сигналов UT-R-02

Адрес	Комментарий
I1	Сигнал с кнопки «Пуск»
….	….
Q1	Управляющий сигнал на пневматический цилиндр
….	….

После проведения отладки мехатронного модуля в ручном режиме можно преступать к разработке алгоритма управления мехатронного модуля. В качестве примера будет рассмотрен процесс создания алгоритма управления стековым накопителем (демонстрационное видео на USB накопителе).

Разработка алгоритма управления

Разработка алгоритма управления разделяется на следующие этапы:
– Словесное описание полного цикла работы;
– Разработка функциональной схемы процесса;
– Составление таблицы соответствия адресов;
– Составление логических уравнений;
– Составление программы на одном из языков программирования;
– Отладка и проверка проекта на работоспособность.

Словесное описание полного цикла работы

Поместить заготовку в рабочую зону пневмоцилиндра для прессовки крышек. По нажатию на кнопку «Пуск», пневмоцилиндром выдачи, крышка помещается на заготовку, происходит ее запрессовка. После, рабочая зона пневмоцилиндра прессовки крышек освобождается.

Разработка функциональной схемы процесса

Функциональная схема системы представлена на рисунке 33.

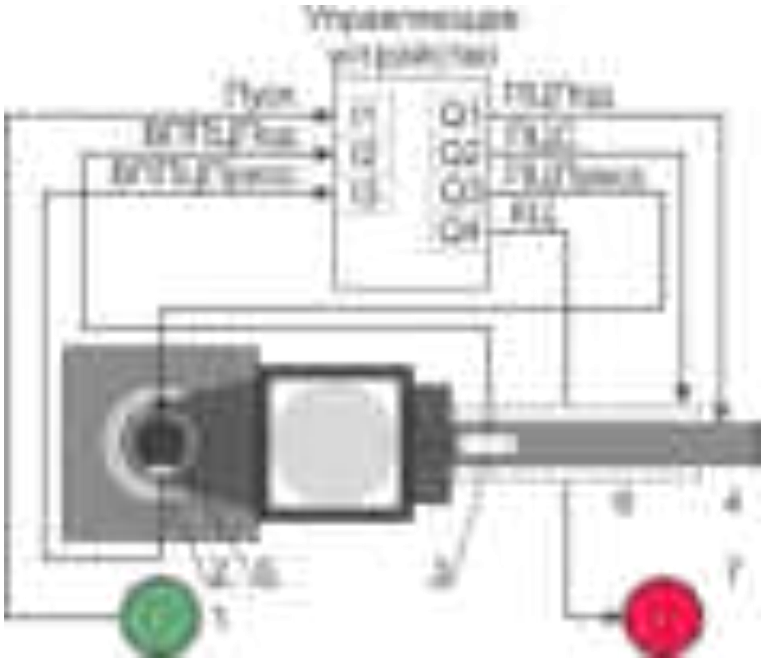


Рисунок 33 – Функциональная схема системы

На функционльной схеме изображается управляющее устройство и его выходные/выходные сигналы. Так же на схеме необходимо отобразить главные узлы технологического процесса, в данном случае: 1 – кнопка «Пуск», 2 – датчик выдвинутого положение пневмоцилиндра пресса, 3 – датчик выдвинутого положение пневмоцилиндра выдачи, 4 – пневмоцилиндр выдачи, 5 – пневмоцилиндра пресса, 6 – пневмоцилиндр сталкивателя, 6 – лампа «Конец цикла».

Составление таблицы соответствия адресов

Для структурирования и удобности создания программы управления, необходимо состаить таблицу соответсвия адресов (Таблица 14)

Таблица 14 – Таблица соответсвия адресов

Адрес перменной	Имя переменной	Комментарий
I1	Пуск	Сигнал с кнопки «Пуск»
I2	ВППЦПод	Сигнал с датчика выдвинутого положение пневмоцилиндра подачи
I3	ВППЦПресс	Сигнал с датчика выдвинутого положение пневмоцилиндра пресса
Q1	ПЦПод	Управляющий сигнал на пневмоцилиндр подачи
Q2	ПЦС	Управляющий сигнал на пневмоцилиндр сталкивателя
Q3	ПЦПресс	Управляющий сигнал на пневмоцилиндр пресса
Q4	КЦ	Сигнал на лампу «Конец цикла»

Составление логических уравнений

Для реализации системы управления технологическим процессом необходимо составить логические уравнения в адресах или в буквенных обозначениях перменных (по усмотрению преподавателя) которые обеспечат корректное выполнение полного цикла работы. В примере будут приведены уравнения в адресах управляющего устройства.

1. По нажатию на кнопку «Пуск» начинается цикл прессовки крышек

Подача крышки – $Q1 = (I1 + Q1) \cdot$ [illegible]

Прессовка крышки – $Q3 = (I2^{\uparrow 2c} + Q3) \cdot$ [illegible]

Сталкивание готовой детали – $Q2 = I3^{\uparrow 2c} \cdot$ [illegible]

Конец цикла – $Q4 = Q2^{\uparrow 6c}$

Составление программы на одном из языков программирования

После написания логических уравнений следует создать проект в программной среде LOGO!Soft Comfort. Подробное описание создания проекта в LOGO!Soft Comfort было представлено в лабораторной работе №1. Программа, для загрузки в управляющее устройство имеет следующий вид (Рисунок 34).

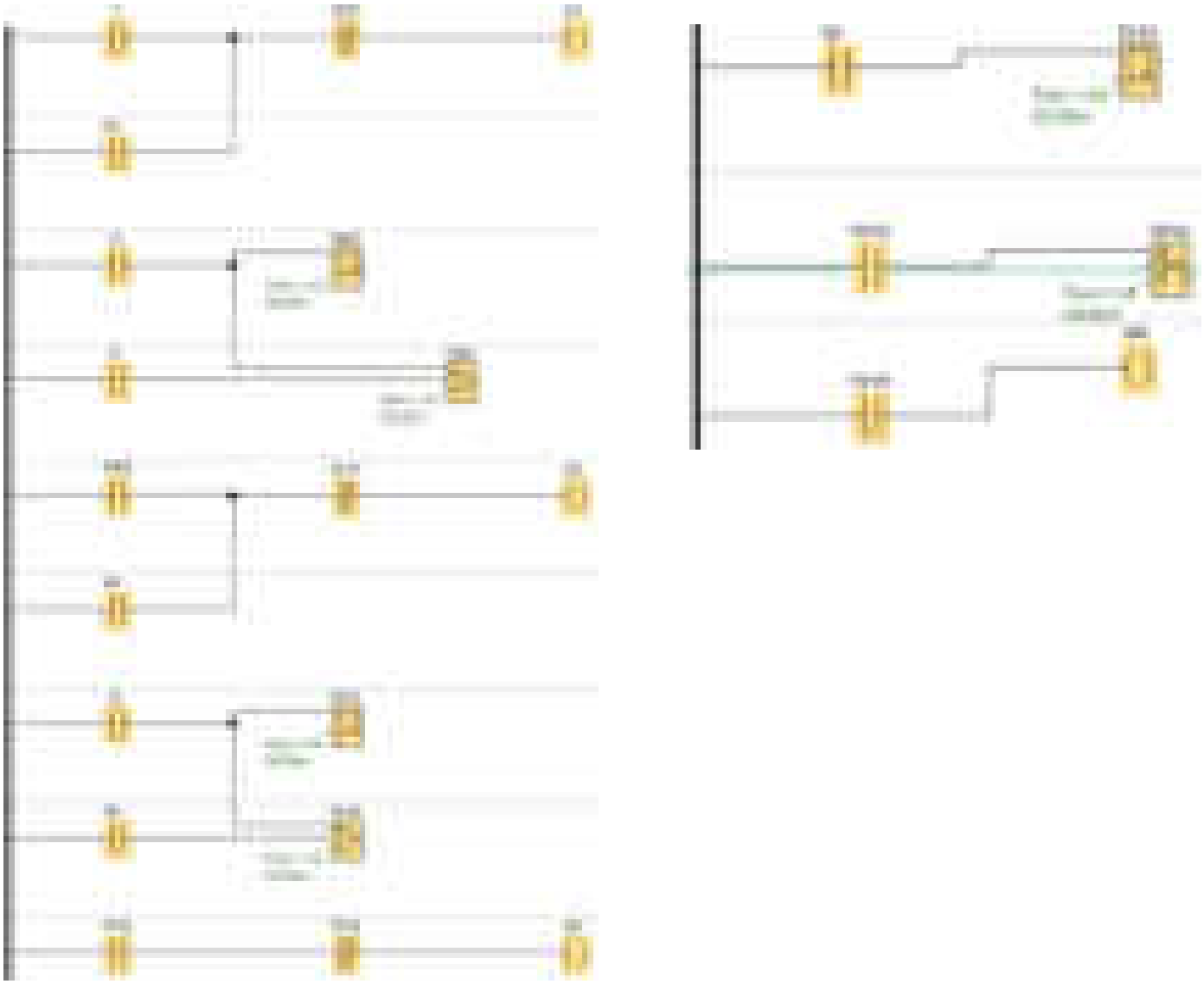


Рисунок 34 – Программа на языке FBD для реализации требуемого цикла работы

Отладка и проверка проекта на работоспособность

Последний этап разработки проекта автоматизации – отладка и проверка проекта на работоспособность. Провести тестировку системы в нескольких циклах, убедиться в её корректной работе, при наличии ошибок – провести корректировку проекта.

Задание

Выполнить все этапы разработки алгоритма автоматизации технологического процесса. Написать отчёт о проделанной работе.

2.4 Работа №4. Синтез и анализ алгоритмов управления модуля пневматического манипулятора.

Цель работы

Ознакомиться с принципом работы дискретной системы управления, изучить назначение и технические характеристики датчиков, приобрести навыки разработки алгоритма управления, а также программирования данной системы с применением специализированного программного обеспечения LOGO! Soft Comfort.

Содержание работы

Дома, при подготовке к работе:

– Изучить назначение, технические характеристики логического модуля LOGO!, основные узлы и возможности лабораторного стенда;

– Изучить систему команд и принципы программирования LOGO!;

– Изучить описание модуля пневматического манипулятора, ознакомиться с характеристиками всех его элементов;

– Выполнить синтез системы автоматизации согласно выданному варианту задания;

– Составить программу для ввода в контроллер;

– Ответить на контрольные вопросы.

В лаборатории:

– Закрепить полученные при подготовке к лабораторной работе знания на практике;

– Отладить мехатронный модуль в ручном режиме;

– Сконфигурировать необходимое оборудование в LOGO! Soft Comfort;

– Набрать с панели модуля или на компьютере подготовленную программу, откомпилировать ее и ввести логический модуль LOGO! в работу. Убедиться в правильности работы программы.

Общие сведения

Для проведения данной лабораторной работы необходимо использовать лабораторный модуль «Логический модуль LOGO!» (рисунок 26), мехатронный модуль пневматического манипулятора (Рисунок 35), пульт ручного управления модулем (рисунок 28).



Рисунок 35 – Мехатронный модуль пневматического манипулятора

Описание модуля «Логический модуль LOGO!» приведено в лабораторной работе №1, описание пульта ручного управления приведено в лабораторной работе №2, их описание будет опущено.

Мехатронный модуль пневматического манипулятора представляет собой имитационную модель автоматизированного участка перекладки изделий. Модель размещена на алюминиевой профильной плите (1). Данный модуль может работать как самостоятельно, так и совместно с другими мехатронными модулями, выступая в роли устройства перемещения изделий.

Основным узлом модуля является узел манипулятора (2), предназначенный для перемещения изделий. При самостоятельной работе модуля, узел пневмозахватом

захватывает заготовку, расположенную на приемной платформе (3) и перемещает её на платформу складирования (4).

На приемной платформе может быть закреплен чувствительный элемент оптического диффузионного датчика BF3R, который подает стартовый сигнал реле LOGO! при появлении заготовки на площадке платформы. Сам датчик крепится к профильной плите модуля посредством DIN-рейки.

На рисунке 36 показана последовательность подключения световодов чувствительного элемента к датчику.



Рисунок 36 – Последовательность подключения световодов чувствительного элемента к датчику

Захват заготовки с приемной платформы выполняет параллельный пневмозахват – типа MHZ2-16. Для гарантированного захвата перемещаемой заготовки, нужно предварительно произвести регулировку приемной платформы по высоте.

Перемещение заготовки по горизонтали осуществляется с помощью пневматического цилиндра двустороннего действия – типа MXH20-60Z. На штоке данного цилиндра закреплен пневматический цилиндр вертикального перемещения заготовки – типа CDQMB20-40.

Скорость движения штоков цилиндров бесступенчато регулируется при помощи пневмодросселей с обратным клапаном, закрепленных на корпусах пневмоцилиндров.

Определение крайних положений штоков цилиндров осуществляется с помощью 2-проводных магнитных датчиков – типа D-A93. Датчики крепятся в пазах на передней части корпусов пневмоцилиндров. Для настройки срабатывания датчиков на крайние положения штока, необходимо перемещать датчики вдоль паза.

Управление пневматическими устройствами модуля осуществляется с помощью пневмораспределителей с электроуправлением, типа – SY3120-5LOU-C4-Q, закрепленных на пневмоплите (Рисунок 37).



Рисунок 37 – Пневмораспределитель

Подача сжатого воздуха от компрессора к пневмораспределителям осуществляется трубкой 6 мм. через быстросъемное соединение (Рисунок 37 - 1).

Подача сжатого воздуха от пневмораспределителей к исполнительным пневмоустройствам осуществляется трубкой диаметром 4 мм. через быстросъемные соединения (Рисунок 37 - 2). Сверху на каждом пневмораспределителе расположена синяя кнопка ручной активации. Данная кнопка используется при наладке пневмосистемы модуля для определения правильности монтажа и регулировки скорости движения штоков пневмоцилиндров.

Мехатронный модуль также оснащен распределительной коробкой UT-R-02, к которой через разъемы M12 подключаются все датчики и пневмораспределители, а также вспомогательные устройства (кнопка, лампа, переключатель), задействованные в системе автоматизации модуля. В свою очередь распределительная коробка через разъем X1 специальным кабелем подключается к лабораторному модулю LOGO!.

Подробные характеристики элементов физической модели приведены в техническом описании.

Внимание! При подключении компонентов мехатронного модуля к программируемому логическому реле LOGO! Необходимо помнить следующие правила:

– Все датчики, кнопка и переключатель подключаются к соответствующим разъемам распределительной коробки – Входы (I1-I4).

– Двигатель конвейера, стоппер и лампа подключаются к соответствующим разъемам распределительной коробки – Выходы (Q1-Q4).

Порядок выполнения работы

Подключить питание к модулям, необходимым для выполнения лабораторной работы. После подключения питания следует выполнить отладку мехатронного модуля в ручном режиме, для этого:

– Подключить необходимые вспомогательные устройства к распределительной коробке UT-R-02;

– Соединить пульт ручного управления модулем с мехатронным модулем пневматического манипулятора (разъем DB15 распределительной коробки UT-R-02 и разъем DB15 пульта ручного управления);

– Подавая сигналы с тумблеров пульта ручного управления (выходные сигналы) выполнить полный цикл в ручном режиме, убедиться в корректной работе датчиков в процессе работы (входные сигналы пульта ручного управления).

Полный цикл работы представлен в демонстрационном видео (USB накопитель).

При успешном завершении полного цикла составить таблицу подключения устройств к распределительной коробке UT-R-02 (таблица 15).

Таблица 15 – Пример таблицы соответствия входных/выходных сигналов UT-R-02

Адрес	Комментарий
I1	Сигнал с датчика, сигнализирующий о наличии заготовки
….	….
Q1	Команда «Манипулятор влево»
….	….

После проведения отладки мехатронного модуля в ручном режиме можно преступать к разработке алгоритма управления мехатронного модуля.

Разработка алгоритма управления

Разработка алгоритма управления разделяется на следующие этапы:
– Словесное описание полного цикла работы;
– Разработка функциональной схемы процесса;
– Составление таблицы соответствия адресов;
– Составление логических уравнений;
– Составление программы на одном из языков программирования;
– Отладка и проверка проекта на работоспособность.

На основе знаний, полученных в предыдущих лабораторных работах, выполнить следующие пункты разработки алгоритма управления самостоятельно:
– Словесное описание полного цикла работы;
– Разработка функциональной схемы процесса;
– Задание имени переменной;
– Словесное описание логических уравнений;
– Отладка и проверка проекта на работоспособность.

Составление таблицы соответствия адресов

Для структурирования и удобности создания программы управления, необходимо состаить таблицу соответсвия адресов (Таблица 16). Имя перменной выбрать самостоятельно.

Таблица 16 – Таблица соответсвия адресов

Адрес перменной	Имя переменной	Комментарий
I1	….	Сигнал о наличии заготовки
I2	….	Сигнал с датчика, сигнализирующего о нижнем положении захвата
I3	….	Сигнал с датчика, сигнализирующего о верхнем положении захвата
I4	….	Сигнал с датчика, сигнализирующего о нахождении манипулятора в крайнем левом положении
Q1	….	Управляющий сигнал для пермещения манипулятора влево
Q2	….	Управляющий сигнал для опускания захвата
Q3	….	Управляющий сигнал для поднятия

Составление логических уравнений

Для реализации системы управления технологическим процессом необходимо составить логические уравнения в адресах или в буквенных обозначениях перменных (по усмотрению преподавателя) которые обеспечат корректное выполнение полного цикла работы. В примере будут приведены уравнения в адресах управляющего устройства. Описание уравнений выполнить самостоятельно.

Уравнения, для реализации автоматизированной работы системы:

$$M20 = (I1^{\uparrow 2c} \cdot I3 \cdot Q3 + M20) \cdot \overline{I2^{\uparrow 2c}}$$

$$M24 = (I3 \cdot I2^{\uparrow 1c} \cdot Q3 + M24) \cdot \overline{I2}$$

$$M22 = (I2 + M22) \cdot \overline{Q3}$$

$$M32 = I4 \cdot I3 \cdot \overline{Q3}$$

$$M33 = (I2 \cdot I4 + M33) \cdot \overline{I3}$$

$$Q2 = M20 + M24$$

$$Q3 = (I1 \cdot I2^{\uparrow 1c} + Q3) \cdot \overline{M33^{\uparrow 1c}}$$

$$Q1 = (I3^{\uparrow 1c} \cdot M32 + Q1) \cdot \overline{M32}$$

Составление программы на одном из языков программирования

После написания логических уравнений следует создать проект в программной среде LOGO!Soft Comfort. Подробное описание создания проекта в LOGO!Soft Comfort было представлено в лабораторной работе №1. Программа, для загрузки в управляющее устройство имеет следующий вид (Рисунки 38-40).

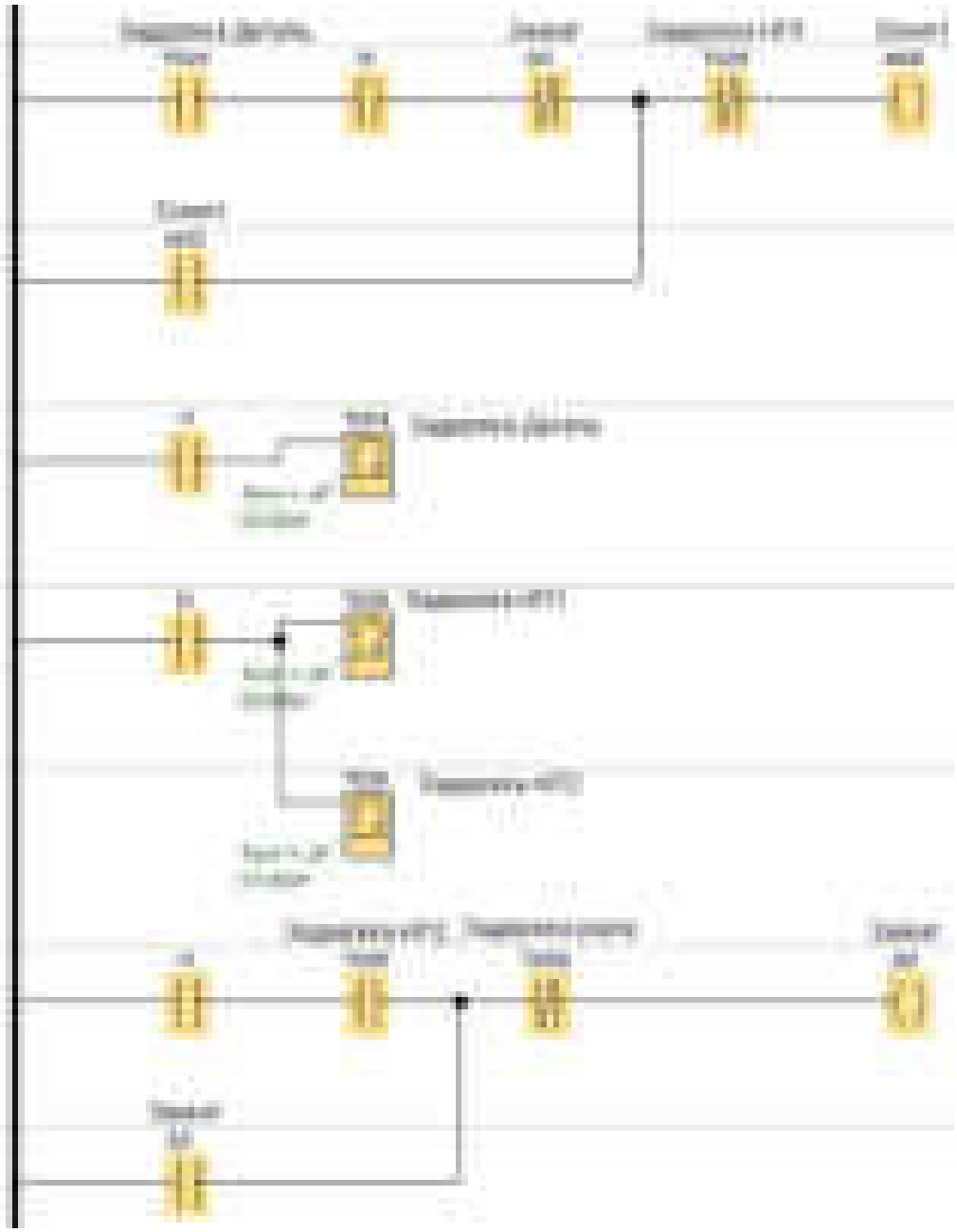


Рисунок 38 – Программа на языке FBD для реализации требуемого цикла работы

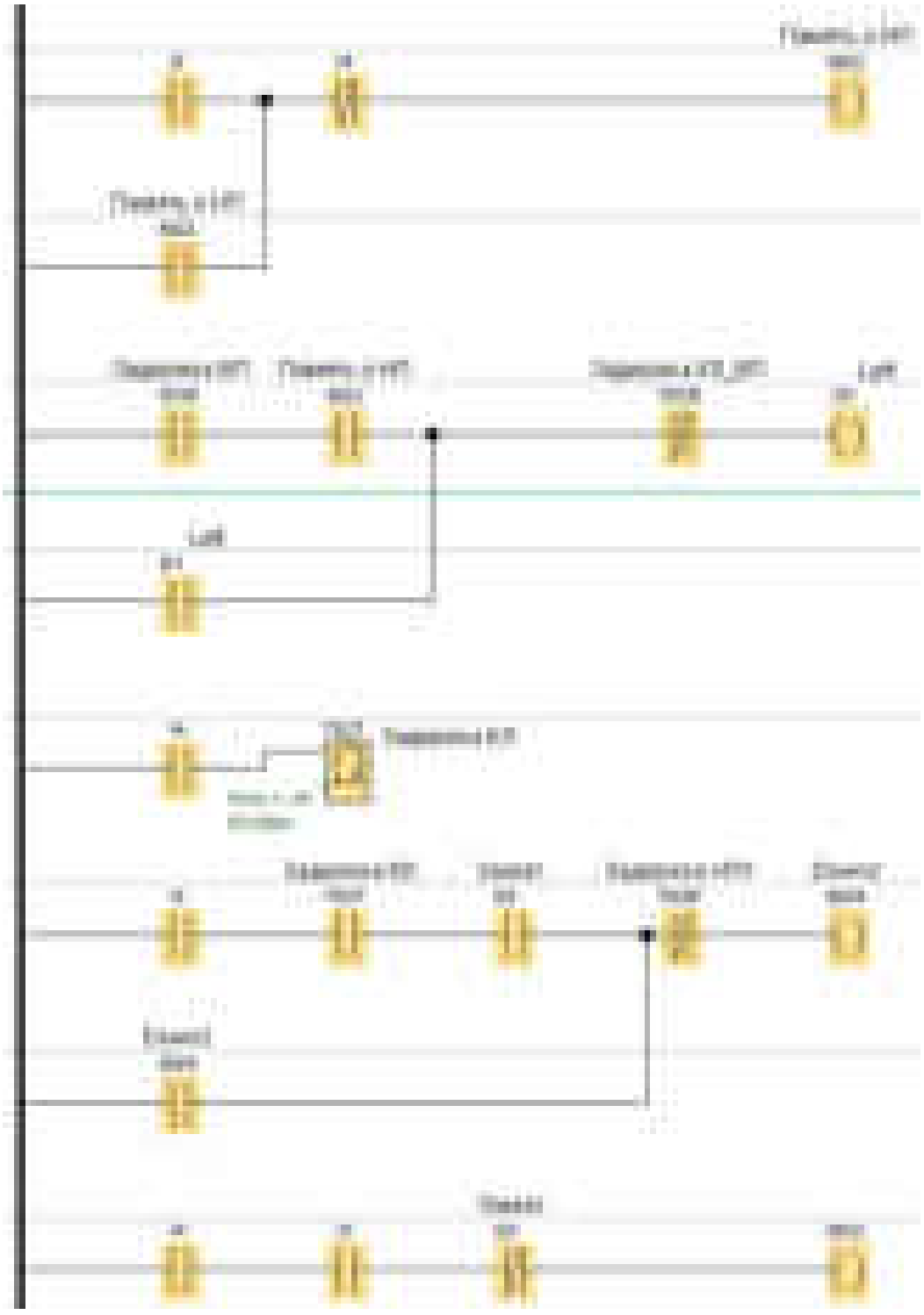


Рисунок 39 – Программа на языке FBD для реализации требуемого цикла работы

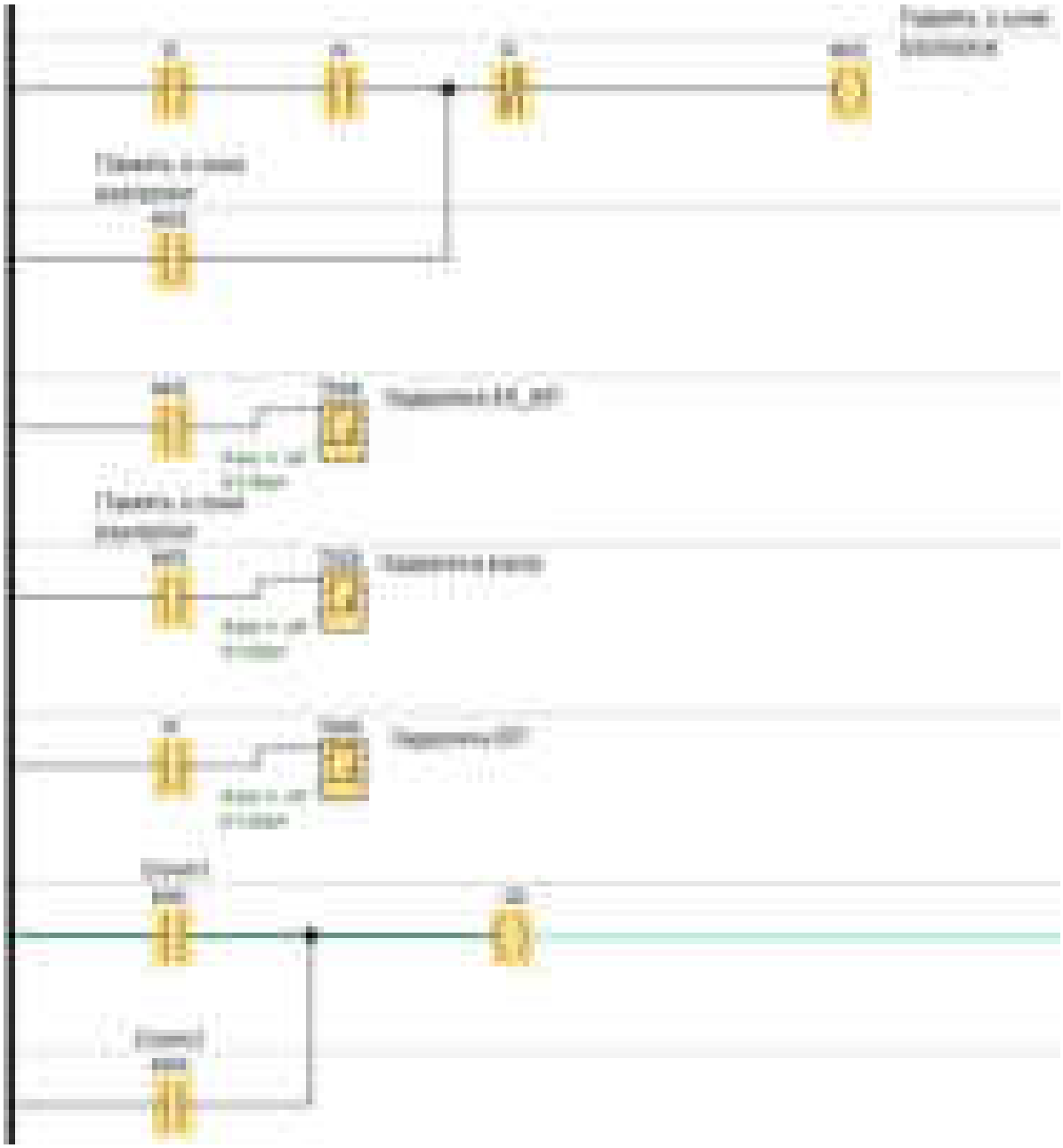


Рисунок 40 – Программа на языке FBD для реализации требуемого цикла работы

Задание

Завершить проект автоматизации, убедиться в правильности работы технологического процесса, продемонстрировать его преподавателю. Написать отчёт о проделанной работе.

2.5 Работа №5. Синтез и анализ алгоритмов управления модуля маятникового перекладчика.

Цель работы

Ознакомиться с принципом работы дискретной системы управления, изучить назначение и технические характеристики датчиков, приобрести навыки разработки алгоритма управления, а также программирования данной системы с применением специализированного программного обеспечения LOGO! Soft Comfort.

Содержание работы

Дома, при подготовке к работе:

– Изучить назначение, технические характеристики логического модуля LOGO!, основные узлы и возможности лабораторного стенда;

– Изучить систему команд и принципы программирования LOGO!;

– Изучить описание модуля маятникового перекладчика, ознакомиться с характеристиками всех его элементов;

– Выполнить синтез системы автоматизации согласно выданному варианту задания;

– Составить программу для ввода в контроллер;

– Ответить на контрольные вопросы.

В лаборатории:

– Закрепить полученные при подготовке к лабораторной работе знания на практике;

– Отладить мехатронный модуль в ручном режиме;

– Сконфигурировать необходимое оборудование в LOGO! Soft Comfort;

– Набрать с панели модуля или на компьютере подготовленную программу, откомпилировать ее и ввести логический модуль LOGO! в работу. Убедиться в правильности работы программы.

Общие сведения

Для проведения данной лабораторной работы необходимо использовать лабораторный модуль «Логический модуль LOGO!» (рисунок 26), мехатронный модуль маятникого перекладчика (Рисунок 41), пульт ручного управления модулем (рисунок 28).



Рисунок 41 – Мехатронный модуль маятникового перекладчика

Описание модуля «Логический модуль LOGO!» приведено в лабораторной работе №1, описание пульта ручного управления приведено в лабораторной работе №2, их описание будет опущено.

Мехатронный модуль маятникого перекладчика (Рисунок 41) представляет собой имитационную модель автоматизированного участка перекладки изделий. Модель размещена на алюминиевой профильной плите (1). Данный модуль может работать как самостоятельно, так и совместно с другими мехатронными модулями, выступая в роли устройства перемещения изделий.

Основным узлом модуля является узел маятникового перекладчика (2), предназначенный для перемещения изделий. При самостоятельной работе модуля, узел захватывает вакуумным присосом заготовку, расположенную на приемной платформе (3) и перемещает её на платформу складирования (4), откуда заготовка под действием струи сжатого воздуха, попадает в накопительный лоток (5).

На приемной платформе может быть закреплен чувствительный элемент оптического диффузионного датчика BF3R, который подает стартовый сигнал реле LOGO! при появлении заготовки на площадке платформы. Сам датчик (6) крепится к профильной плите модуля посредством DIN-рейки.

На рисунке 42 показана последовательность подключения световодов чувствительного элемента к датчику.



Рисунок 42 – Последовательность подключения световодов чувствительного элемента к датчику

Захват заготовки с приемной платформы выполняет вакуумный присос с эжектором – типа ZH07B. Для гарантированного присоса перемещаемой заготовки, нужно предварительно произвести регулировку приемной платформы по высоте.

Перемещение заготовки осуществляется с помощью поворотного пневматического привода двустороннего действия – типа CDRB1BW50-90, на валу которого закреплена ременная система параллельного переноса.

Скорость поворота вала привода бесступенчато регулируется при помощи пневмодросселей с обратным клапаном, закрепленных на верхней части корпуса пневмопривода.

На рисунке 43 показано подключение пневматических трубок к элементам узла:

– Пневмотрубка 6 мм. длиной 40 см. подключается одним концом к поворотному быстросъемному соединению (1), жестко привязанному к системе захвата вакуумной присоской. Второй конец трубки подключается к выходу эжектора (2);

– Пневмотрубка 6 мм. длиной 5 см. подключается одним концом ко входу эжектора (3). Второй конец трубки подключается к переходнику 6/4 мм.;

– Пневмотрубка 4 мм. подключается одним концом к переходнику 6/4 мм. Второй конец трубки подключается к выходу пневмораспределителя управления вакуумным присосом (4).

– Пневмодроссели привода (5 и 6) трубкой 4 мм. подключаются к выходам пневмораспределителя управления стрелой маятника.



Рисунок 43 – Подключения пневматических трубок к элементам узла

Определение крайних положений штока поворотного пневматического привода осуществляется с помощью 2-проводных магнитных датчиков – типа D-R731. Датчики крепятся на задней части корпуса пневмопривода (Рисунок 44). Для настройки срабатывания датчиков на крайние положения вала необходимо поворачивать датчики вокруг оси вала.



Рисунок 44 – Установка магнитного датчика

Управление поворотным пневмоприводом, вакуумным присосом и устройством сдува заготовки в приемный лоток осуществляется с помощью пневмораспределителей с электроуправлением, типа – SY3120-5LOU-C4-Q, закрепленных на пневмоплите (Рисунок 45).



Рисунок 45 – Внешний вид пневмораспределителей,
установленных на пневмоплите

Подача сжатого воздуха от компрессора к пневмораспределителям осуществляется трубкой 6 мм. через быстросъемное соединение (Рисунок 45 – 1).

Подача сжатого воздуха от пневмораспределителей к исполнительным пневмоустройствам осуществляется трубкой диаметром 4 мм. через быстросъемные соединения (Рисунок 45 – 2). При подключении к пневмораспределителю вакуумного присоса, либо к устройства сдува, второе быстросъемное соединение глушится специальной пробкой.

Сверху на каждом пневмораспределителе расположена синяя кнопка ручной активации. Данная кнопка используется при наладке пневмосистемы модуля для определения правильности монтажа и регулировки скорости движения штоков пневмоцилиндров.

Мехатронный модуль также оснащен распределительной коробкой UT-R-02, к которой через разъемы M12 подключаются все датчики и пневмораспределители, а также вспомогательные устройства (кнопка, лампа, переключатель), задействованные в системе автоматизации модуля. В свою очередь распределительная коробка через разъем X1 специальным кабелем подключается к лабораторному модулю LOGO!.

Подробные характеристики элементов физической модели приведены в техническом описании.

Внимание! При подключении компонентов мехатронного модуля к программируемому логическому реле LOGO! Необходимо помнить следующие правила:

– Все датчики, кнопка и переключатель подключаются к соответствующим разъемам распределительной коробки – Входы (I1-I4).

– Двигатель конвейера, стоппер и лампа подключаются к соответствующим разъемам распределительной коробки – Выходы (Q1-Q4).

Порядок выполнения работы

Подключить питание к модулям, необходимым для выполнения лабораторной работы. После подключения питания следует выполнить отладку мехатронного модуля в ручном режиме, для этого:

– Подключить необходимые вспомогательные устройства к распределительной коробке UT-R-02;

– Соединить пульт ручного управления модулем с мехатронным модулем маятникого перекладчика (разъем DB15 распределительной коробки UT-R-02 и разъем DB15 пульта ручного управления);

– Подавая сигналы с тумблеров пульта ручного управления (выходные сигналы) выполнить полный цикл в ручном режиме, убедиться в корректной работе датчиков в процессе работы (входные сигналы пульта ручного управления).

Полный цикл работы представлен в демонстрационном видео (USB накопитель).

При успешном завершении полного цикла составить таблицу подключения устройств к распределительной коробке UT-R-02 (таблица 17).

Таблица 17 – Пример таблицы соответствия входных/выходных сигналов UT-R-02

Адрес	Комментарий
I1	Сигнал с датчика крайнего (начального) положений штока поворотного пневматического привода
….	….
Q1	Управляющая команда на маятниковый перекладчик
….	….

После проведения отладки мехатронного модуля в ручном режиме можно преступать к разработке алгоритма управления мехатронного модуля. В качестве примера будет рассмотрен процесс создания алгоритма управления ленточным конвеъером (демонстрационное видео на USB накопителе).

Разработка алгоритма управления

Разработка алгоритма управления разделяется на следующие этапы:
– Словесное описание полного цикла работы;
– Разработка функциональной схемы процесса;
– Составление таблицы соответствия адресов;
– Составление логических уравнений;
– Составление программы на одном из языков программирования;
– Отладка и проверка проекта на работоспособность.

Задание

На основе знаний, полученных в предыдущих лабораторных работах, выполнить все пункты разработки алгоритма управления самостоятельно и привести их в отчете к лабораторной работе.

2.6 Работа №6. Синтез и анализ алгоритмов управления автоматическими транспортными линиями, состоящих из двух различных мехатронных модулей.

Цель работы

Ознакомиться с принципом работы дискретной системы управления, изучить назначение и технические характеристики датчиков, приобрести навыки разработки алгоритма управления, а также программирования данной системы с применением специализированного программного обеспечения LOGO! Soft Comfort. Выполнить синтез и анализ системы состоящей из двух мехатронных модулей.

Содержание работы

Дома, при подготовке к работе:

– Изучить назначение, технические характеристики логического модуля LOGO!, основные узлы и возможности лабораторного стенда;

– Изучить систему команд и принципы программирования LOGO!;

– Изучить описание модуля ленточного конвейера, ознакомиться с характеристиками всех его элементов;

– Изучить описание модуля стекового накопителя, ознакомиться с характеристиками всех его элементов;

– Изучить описание модуля пневматического манипулятора, ознакомиться с характеристиками всех его элементов;

– Изучить описание модуля маятникового перекладчика, ознакомиться с характеристиками всех его элементов;

– Выполнить синтез системы автоматизации согласно выданному варианту задания;

– Составить программу для ввода в контроллер;

– Ответить на контрольные вопросы.

В лаборатории:

– Закрепить полученные при подготовке к лабораторной работе знания на практике;

– Отладить систему в ручном режиме;

– Сконфигурировать необходимое оборудование в LOGO! Soft Comfort;

– Набрать с панели модуля или на компьютере подготовленную программу, откомпилировать ее и ввести логический модуль LOGO! в работу. Убедиться в правильности работы программы.

Описание работы

В текущей лабораторной работе необходимо выполнить синтез и анализ алгоритма управления автоматической транспортной линией, состоящей из двух мехатронных модулей. Данную лабораторную работу рекомендуется выполнять после успешного выполнения всех предыдущих.

Для реализации согласованной совместной рабоы двух мехатронных модулей необходима передача данных о наличии или отсутствии заготовки в заданной зоне. Для этого при разработке управляющих программ для логических подулей LOGO! в среде LOGO!Soft Comfort необходимо работать в режиме "Network Project" (View - Network Project).

В данном режиме создается требуемое количество новых устройств (Add New Device), соответствующее числу мехатронных модулей, работающих совместно в проекте. Далее им присваиваются соответствующие IP-адреса. Разработка управляющих программ ведется в соответствующих окнах редактора программ (Diagram Editor). Загрузка разработанного проекта осуществляется в каждый логический модуль отдельно.

В зависимости от варианта (выбирается по таблице 18), выполнить синтез системы, который включает в себя: словесное описание полного цикла работы, разработку функциональной схемы процесса, составление таблицы соответствия адресов, составление логических уравнений; составление программы на одном из языков программирования, отладку и проверку проекта на работоспособность.

Таблица 18 – Таблица вариантов

Номер бригады	1			2			3		
Член бригады	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Вариант	1	3	2	2	3	1	2	1	3

Вариант 1

Для выполнения задания текущего варианта необходимы 2 модуля «Логический модуль LOGO!», пульт ручного управления мехатронным модулем, мехатронный модуль ленточного конвейера, мехатронный модуль стекового накопителя (Рисунок 46). Собрать транспортировочную линию, отладить ее в ручном режиме, выполнить синтез и анализ алгоритма управления, убедиться в работоспособности системы. Сделать отчет о проделанной работе.

Вариант 2

Для выполнения задания текущего варианта необходимы 2 модуля «Логический модуль LOGO!», пульт ручного управления мехатронным модулем, мехатронный модуль ленточного конвейера, мехатронный модуль пневматического манипулятора (Рисунок 47). Собрать транспортировочную линию, отладить ее в

ручном режиме, выполнить синтез и анализ алгоритма управления, убедиться в работоспособности системы. Сделать отчет о проделанной работе.



Рисунок 46 – Автоматическая линия «Стековый накопитель – ленточный конвейер»



Рисунок 47 – Автоматическая линия «Пневматический манипулятор – ленточный конвейер»

Вариант 3

Для выполнения задания текущего варианта необходимы 2 модуля «Логический модуль LOGO!», пульта ручного управления мехатронным модулем, мехатронный модуль пневматического манипулятора, мехатронный модуль маятникового перекладчика (Рисунок 48). Собрать транспортировочную линию, отладить ее в ручном режиме, выполнить синтез и анализ алгоритма управления, убедиться в работоспособности системы. Сделать отчет о проделанной работе.

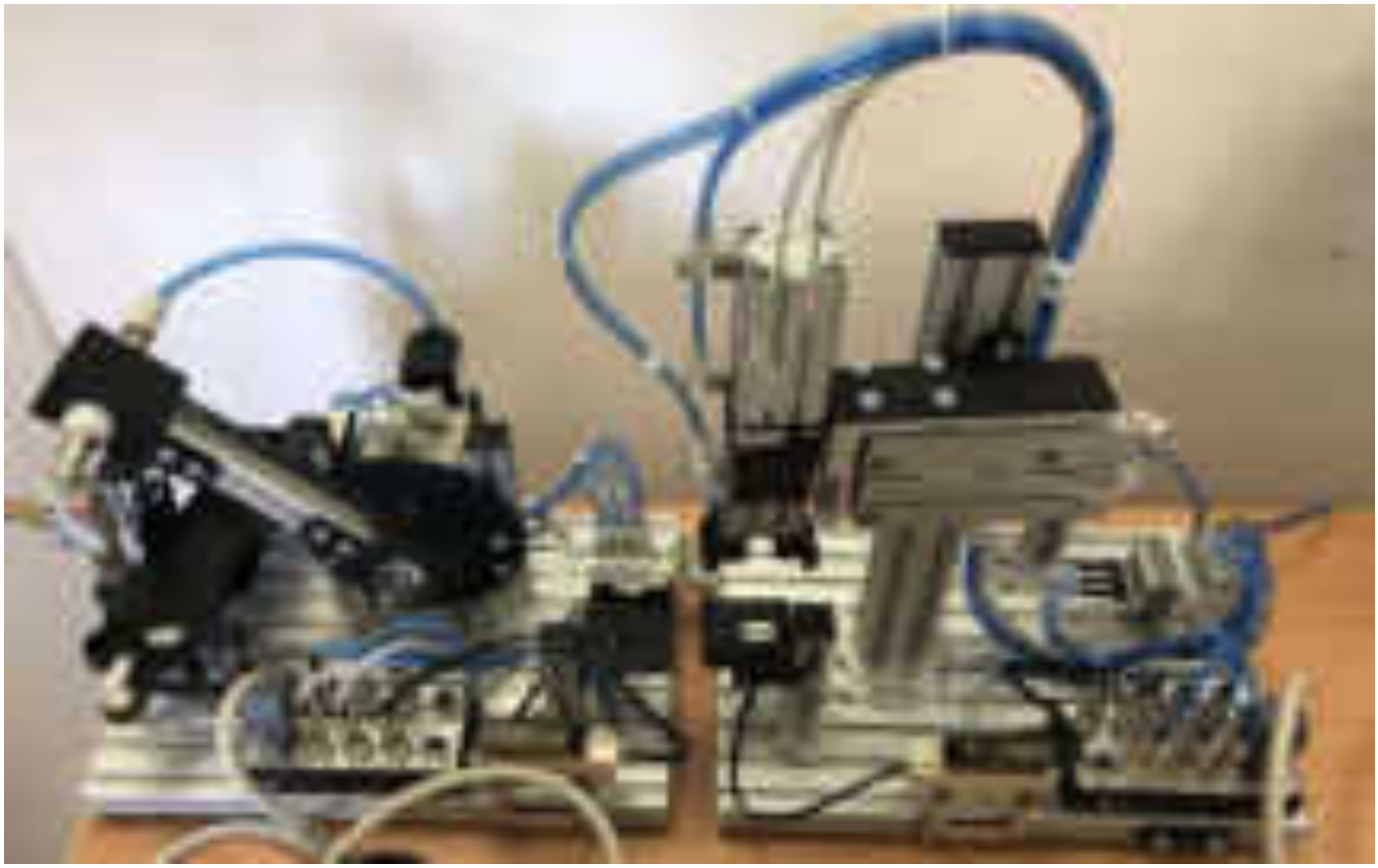


Рисунок 48 – Автоматическая линия «Пневматический манипулятор – ленточный конвейер»

2.7 Работа №7. Синтез и анализ алгоритмов управления автоматической транспортной линией, состоящей из четырех мехатронных модулей.

Цель работы

Ознакомиться с принципом работы дискретной системы управления, изучить назначение и технические характеристики датчиков, приобрести навыки разработки алгоритма управления, а также программирования данной системы с применением специализированного программного обеспечения LOGO! Soft Comfort. Выполнить синтез и анализ автоматической транспортной линии состоящей из четырех мехатронных модулей.

Содержание работы

Дома, при подготовке к работе:

– Изучить назначение, технические характеристики логического модуля LOGO!, основные узлы и возможности лабораторного стенда;

– Изучить систему команд и принципы программирования LOGO!;

– Изучить описание модуля ленточного конвейера, ознакомиться с характеристиками всех его элементов;

– Изучить описание модуля стекового накопителя, ознакомиться с характеристиками всех его элементов;

– Изучить описание модуля пневматического манипулятора, ознакомиться с характеристиками всех его элементов;

– Изучить описание модуля маятникового перекладчика, ознакомиться с характеристиками всех его элементов;

– Выполнить синтез системы автоматизации согласно выданному варианту задания;

– Составить программу для ввода в контроллер;

– Ответить на контрольные вопросы.

В лаборатории:

– Закрепить полученные при подготовке к лабораторной работе знания на практике;

– Отладить систему в ручном режиме;

– Сконфигурировать необходимое оборудование в LOGO! Soft Comfort;

– Набрать с панели модуля или на компьютере подготовленную программу, откомпилировать ее и ввести логический модуль LOGO! в работу. Убедиться в правильности работы программы.

Описание работы

В текущей лабораторной работе необходимо выполнить синтез и анализ алгоритма управления автоматической транспортной линией, состоящей из четырех мехатронных модулей (Рисунок 49). Данную лабораторную работу следует выполнять после успешного выполнения всех предыдущих.

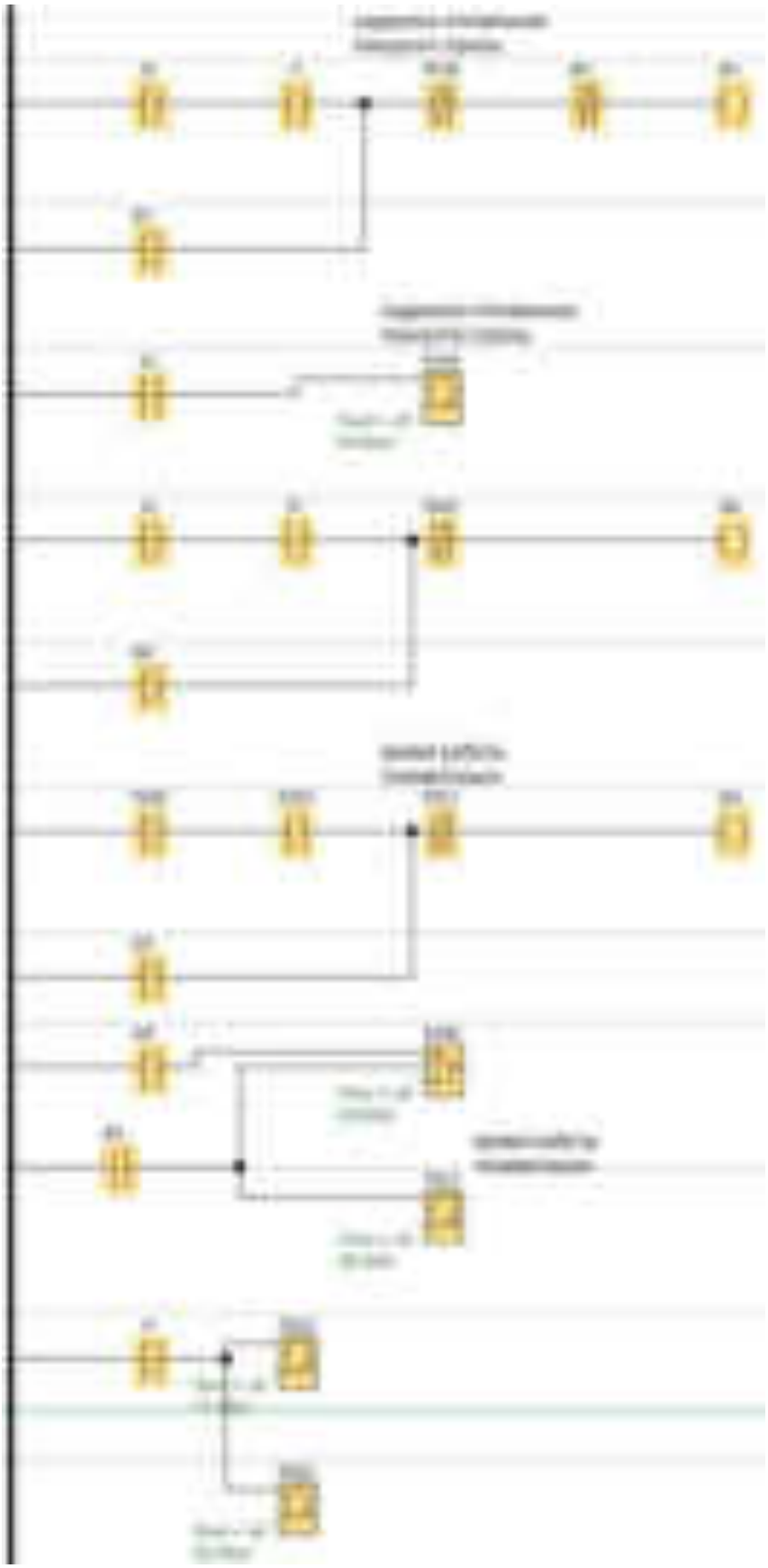


Рисунок 49 – Автоматическая транспортная линия

Задание

1. Выполнить стыковку и отладку мехатронных модулей для совместной работы в ручном режиме.
2. Выполнить синтез системы автоматизации, который включает в себя: словесное описание полного цикла работы, разработку функциональной схемы процесса, составление таблицы соответствия адресов, составление логических уравнений; составление программы на одном из языков программирования, отладку и проверку проекта на работоспособность.
3. Написать отчет о проделанной работе

ПРИЛОЖЕНИЕ А
Пример программы работы маятникового перекладчика



МИНОБРНАУКИ РОССИИ
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по учебно-методическому комплексу
_____ С.А. Упоров

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЕ СТУДЕНТОВ

Б1.В.02 МЕХАТРОННЫЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ

Специальность -
21.05.04 Горное дело
Специализация -
Мехатроника и робототехника промышленных комплексов

Одобрена на заседании кафедры	Рассмотрена методической комиссией факультета
Технической механики	Горно-механического
(название кафедры)	*(название факультета)*
Зав. кафедрой _____	Председатель _____
(подпись)	*(подпись)*
Волков Е.Б.	Осипов П.А.
(Фамилия И.О.)	*(Фамилия И.О.)*
Протокол № 1 от 15.09.2023	Протокол № 2 от 20.10.2023
(Дата)	*(Дата)*

Екатеринбург

Оглавление

Введение 4
Глава 1.
ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЯ МЕХАТРОННЫХ СИСТЕМ 6
1.1. Принципы построения и структура мехатронных систем 6
1.2. Мехатронные принципы проектирования 13
Глава 2.
МЕХАТРОННЫЕ СИСТЕМЫ И МОДУЛИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН 19
2.1. Мехатронные модули с рекуперацией энергии для возвратно-поступательных, возвратно-вращательных и шаговых приводов 25
2.2. Мехатронные модули дозирования жидкостей и сыпучих материалов 33
2.3. Мехатронные мультиголовочные дозаторы 54
Глава 3.
МЕХАТРОННЫЕ СИСТЕМЫ В ПРИБОРОСТРОЕНИИ 69
3.1. Особенности автоматизированного производства в приборостроении 69
3.2. Современные технико-экономические требования в приборостроении 71
3.3. Применение мехатронных систем в нанотехнологиях 74
3.4. Мехатронная система экстракорпоральной литотрипсии 84
3.5. Ультразвуковая диагностика 90
3.6. Мехатронный аппарат искусственного кровообращения 116
Библиографический список 130

Введение

В 1985 г. в Японии издана книга «Мехатроника», в которой введено это понятие как новое направление науки и техники в машиностроении. В 1988 г. издание переведено на русский язык и в предисловии к переводу дано определение мехатроники как комплекса средств и принципов механики, электроники и информатики, синтез существующих технологий, эффективно используемых для достижения конкретной цели [1].

В государственном образовательном стандарте РФ по направлению «Мехатроника и робототехника» [2] приведено следующее определение: мехатроника – это область науки и техники, основанная на синергетическом объединении узлов точной механики с электронными, электротехническими и компьютерными компонентами, обеспечивающими проектирование и производство качественно новых модулей, систем и машин с интеллектуальным управлением их функциональными движениями.

Японские авторы не дали четкого определения мехатроники, считая что синтез электроники и механики позволяет создавать машины нового типа, которые можно назвать мехатронными устройствами. При этом они четко определили их три основные составляющие: исполнительные органы, выполняющие функциональные технологические задачи, измерительно-информационная система, с помощью которой выполняется сбор необходимой информации о ходе технологического процесса, режимах работы приводов и внешней среде (при необходимости). Третья составляющая объединяет элементы обработки информации и базируется на вычислительной технике.

Кроме того, в книге сформулировали следующие положения:

• Развитие микроэлектроники определяет прогресс мехатроники.

• Уменьшение массогабаритных характеристик микропроцессорных систем позволяет легко их встраивать в машины и отдельные механизмы.

• Существует положительное взаимовлияние мехатроники и микроэлектроники на их развитие.

• Современное содержание машин можно разделить на массовое (от понятия «масса»), энергетическое и информационное, и при проектирова-

нии мехатронных устройств в системах уравнений должны учитываться зависимости, существующие между информацией, массой и энергией.

• Нельзя добиться прогресса в мехатронике, делая упор лишь на достижения микроэлектроники. Если не будет прогресса в разработке исполнительных механизмов, усилителей и т. д., то нельзя рассчитывать на раскрытие всех возможностей микроэлектроники.

• Развитие мехатроники требует обеспечения заданной точности времени, актуальное в то время как в механике, так и в электронике.

Несмотря на почти 40-летний этап развития мехатроники, следует согласиться с точкой зрения, приведенной в работе [3], что мехатроника является в значительной степени уделом специалистов-практиков и ее бурный прогресс в первую очередь обусловлен их технологическими знаниями и умениями, подкрепленными инженерной интуицией.

Авторы данного учебного пособия ставят своей целью не только познакомить студентов и других читателей с различными примерами применения мехатронных устройств и систем, но и дать методологические основы их создания. В большинстве примеров отражены научно-технические интересы авторов, что наряду с ограниченным объемом учебного издания, не позволило более широко рассмотреть варианты применения мехатронных систем. Авторы будут благодарны читателям за критические замечания и пожелания.

Глава 1.
ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЯ МЕХАТРОННЫХ СИСТЕМ

1.1. Принципы построения и структура мехатронных систем

Мехатронные системы, как новое направление в развитии технических систем, обладают определенными признаками и свойствами, которые отличают их от технических систем с традиционным построением и структурой.

В принципе для любых сложных систем признаки и свойства являются важнейшими информационными блоками, характеризующими и отличающими данную систему от других. Для понимания различия между признаками и свойствами рассмотрим следующий пример. Допустим, мы имеем некий неизвестный объект и хотим найти отличия от известных объектов или общее у рассматриваемого объекта с другими. При этом случае мы говорим о признаках отличительных или общих с другими известными объектами. В случае, когда нам известен объект и его функции, то мы анализируем его свойства, которые проявляются при функционировании объекта. *Признак* – это описание проявлений сторон неизвестного объекта, по которым можно отличить его от других или объединить с другими объектами. Совокупность признаков позволяет идентифицировать данный объект и определить его место среди других объектов. *Свойство* – это то, что проявляется при функционировании рассматриваемого объекта при его взаимодействии с другими объектами. Свойства технической системы можно количественно описать ее параметрами и характеристиками. *Параметры* – это числовые значения величин, характеризующие свойства объекта или системы. *Технические характеристики* – описание свойств объекта.

Проще всего понятия признака и свойств формируются в медицине. Так, врач по признакам болезненного состояния пациента определяет болезнь. Например, признаками начинающегося гриппа является головная боль, слабость, озноб, повышенная температура, ощущение сухости в носу и т. д. Объективные параметры признаков – температура, повышенная скорость оседания эритроцитов. Важно отметить, что для такой сложной сис-

темы, как человек, эти признаки могут быть в наличии не все одновременно, а присутствовать только некоторые из них. К свойствам гриппа можно отнести заражение и возможные осложнения. Характеристиками протекания болезни являются время выздоровления, изменение состояния или график зависимости температуры пациента от времени.

В сложной технической системе, в том числе и мехатронной, ее функционирование возможно только при наличии материального объекта и информационных потоков. Необходимо отметить, что функционирование осуществляется только при наличии третьего компонента – энергетического. Для технологической системы материальные потоки – это объекты обработки и инструменты (рис. 1.1).

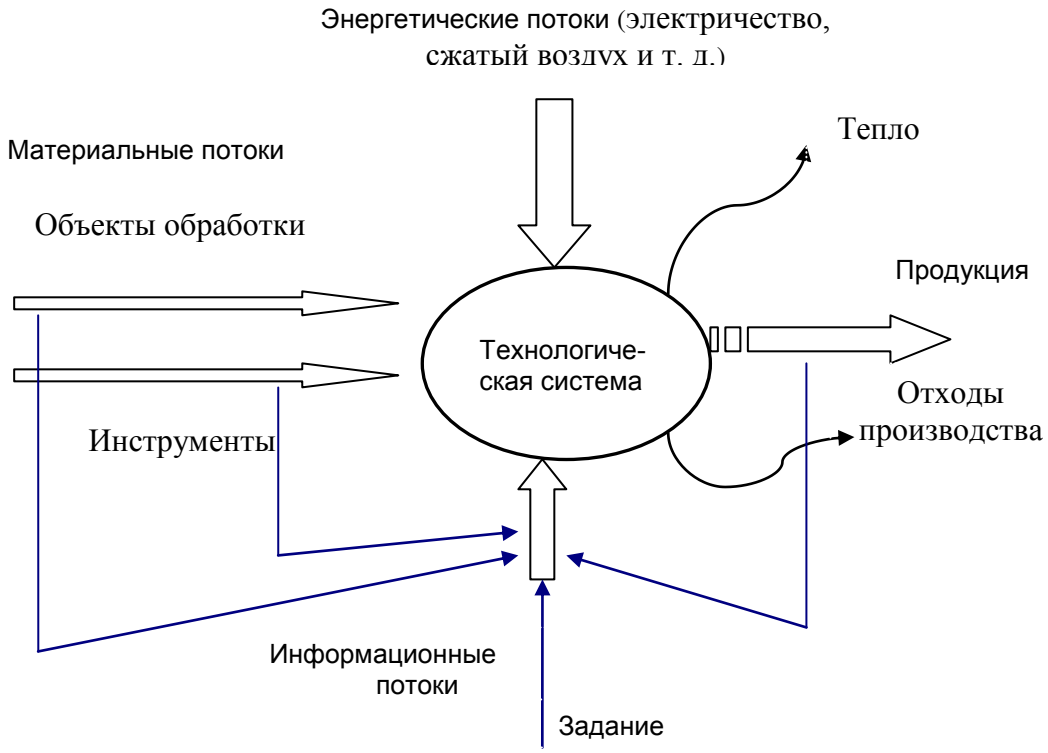


Рис. 1.1. Потоки в технологической системе

Подвод энергии извне позволяет системе функционировать: например, происходит механическое движение или обмен информацией. Включив компьютер, т. е. подав энергию, можно заставить функционировать это устройство. В мехатронной системе функционирование также невозможно

без подвода энергии извне. Функционирование системы – это взаимодействие трех потоков материального, информационного и энергетического.

Взаимодействие материальных, энергетических и информационных потоков осуществляется при помощи технических материальных компонентов автоматических систем (электронных блоков, электромагнитных реле, материальных носителей компьютерных программ и т. д.), в противном случае речь может идти только о виртуальных процессах, о моделировании реальности.

Анализ признаков мехатронной системы лучше всего начинать со структурно-морфологических признаков, т. е. признаков, отличающих структуру и строение элементов мехатронной системы от другой технической системы, построенной по другим принципам.

Структурно-морфологические признаки мехатронной системы.

В качестве структурно-морфологических признаков, которые отличают мехатронную систему от традиционной, можно считать:

1) интеграцию (структурно-функциональную и структурно-компоновочную) подсистем: механической, электромеханической, микропроцессорной и информационно-измерительной при программном обеспечении и управлении всей системы;

2) как правило, наличие большого количества элементов обратных связей в системе управления, т. е. наличие большого числа датчиков, дающих информацию о разнообразных параметрах состояния системы;

3) иерархическую структуру системы управления, т. е. возможность внешнего управления через различные средства электронной связи (в том числе через Интернет),

4) модульность всех элементов системы и высокую степень унификации (в том числе возможность наращивания программных модулей);

5) укороченные кинематические цепи механической и электромеханической подсистемы, а также использование параллельных кинематических цепей;

6) использование высокоточных механических передач в механической подсистеме;

7) применение разнообразных видов преобразователей энергии, основанных на различных физических эффектах;

8) использование новых материалов с повышенными механическими и электромеханическими характеристиками;

9) превышение необходимого числа степеней подвижности в системе, характеризуемое наличием дополнительных приводов;

10) использование электронных миниатюрных компонентов со сверхплотным монтажом;

11) наличие высокоинформативного человеко-машиного интерфейса;

12) возможное использование бионических принципов построения системы.

Структурно-функциональная интеграция это уменьшение структурных блоков, в основном в информационно-управляющей подсистеме. Например, вместо отдельных датчиков скорости (тахогенератор) и датчиков угла поворота (потенциометр) или перемещения в мехатронных системах применяют фотоимпульсные датчики, с помощью которых получают информацию о скорости и перемещении в двоичной кодовой форме. Это решение позволяет убрать из системы АЦП и согласующие электронные устройства (интерфейсы). Следует отметить, что такое решение не всегда оправдано.

Структурно-компоновочная интеграция это группирование в одном конструктивном модуле элементов разной физической сущности. Самые эффективные решения состоят в объединении в единый сенсорный модуль механических узлов (валы, подшипники, направляющие), кодировочных дисков, фотоэлементов и микропроцессоров, от которых сигналы обратной связи идут в контроллер по стандартному протоколу в двоичном коде.

Функциональные свойства мехатронных систем (синергетические эффекты). При работе мехатронной системы проявляются ее функциональные свойства, в которых обнаруживаются синергетические эффекты. Термин *синергетика* заимствовал из биологии и медицины (от греч. synergos – вместе действующий) – совместное и однородное функционирование элементов и систем; при комбинированном действии которых суммарный эффект превышает действие каждого в отдельности. Иными словами, соединение в единую систему указанных выше элементов дает больший эффект, чем использовании всех этих элементов поодиночке. Приведем пример. Что нового дает совмещение в единую

систему автомашины, предназначенной для перевозки тяжелых грузов, и подъемного крана, предназначенного для подъема тяжелых грузов? Автокран имеет новое качество – мобильность производства подъемно-транспортных работ. Аналогично мехатронные системы должны давать новое качество. Это качество мехатронных систем можно сформулировать следующим образом:

1. Повышение доли функций системы, приходящихся на систему управления, и уменьшение доли функций, приходящихся на механическую подсистему (например, коррекция положения резца при его износе).

2. Увеличение количества функций, выполняемых системой за счет программного обеспечения.

3. Автоматизация переналадки системы.

4. Повышение надежности системы в целом за счет сокращения доли механических подсистем, изменения программным путем функций механической и электромеханической подсистем, а также за счет программной автоматической защиты приводов от перегрузок, мониторинга состояния всех элементов системы во время работы.

5. Автоматизация технической диагностики и мониторинг всех подсистем во время работы.

6. Повышение интеллектуальности программного обеспечения, внедрение искусственного интеллекта.

7. Относительно низкая стоимость из-за высокой степени интеграции, унификации и стандартизации всех компонентов мехатронных систем.

8. Высокое качество исполнения сложных и точных движений вследствие применения методов адаптивного и интеллектуального управления.

9. Высокая помехозащищенность за счет модульности подсистем.

10. Компактность мехатронных модулей вследствие миниатюризации и укорочения кинематических цепей.

11. Повышение удельной мощности и улучшение динамических характеристик машин вследствие исключения многоступенчатого преобразования энергии и информации.

12. Возможность быстрого комплектования мехатронных систем функциональными модулями, допускающих простую реконфигурацию в зависимости от технических требований.

Главная методологическая идея мехатроники как науки и техники состоит в системном сочетании ранее обособленных научно-технических областей (механика, микроэлектроника, электротехника, компьютерное управление, сенсорика и информационные технологии, (рис. 1.2).



Рис. 1.2. Составляющие мехатроники как научно-технического направления

Под мехатронными объектами понимают синергетическое объединение исполнительных устройств с электронными, электромеханическими, компьютерными и программными компонентами. Для мехатронных объектов характерно иерархическое построение. Все мехатронные объекты можно разделить на следующие группы (рис. 1.3): мехатронные узлы, мехатронные модули, мехатронные агрегаты, мехатронные системы [5,6].

Мехатронный узел – это неунифицированная сборочная единица, содержащая некоторые компоненты мехатронного объекта (например, шариковинтовая передача с датчиками положения и усилия). *Мехатронный модуль* – основная единица мехатронной системы, унифицированный мехатронный объект, служащий для реализации одной из функций мехатронной системы (например, мехатронный модуль подачи инструмента, мотор-шпиндель). (По определению *модуль* – это унифицированная функциональная часть машины, конструктивно оформленная как самостоятельное изделие.) Мехатронные модули как унифицированные объекты имеют нормализованный ряд типоразмеров, характеризуемый определенными

мощностями, габаритами, типом движения (например, поступательного или вращательного), классом точности и т. д. *Мехатронный агрегат* – это совокупность мехатронных модулей, предназначенная для выполнения группы однотипных функций (например, многокоординатная измерительная машина, а также многокоординатный столик микроскопа, если он состоит из модулей).

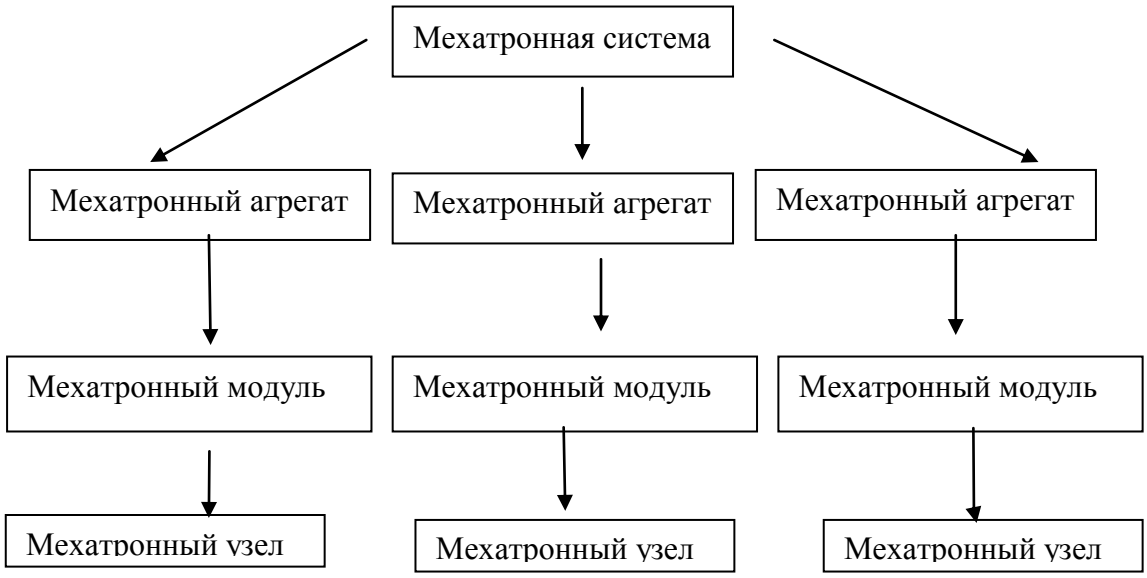


Рис. 1.3. Иерархия мехатронных объектов

Мехатронная система – целевое упорядоченное множество взаимосвязанных мехатронных агрегатов, функционирующих во времени и взаимодействующих с внешней средой. Мехатронные системы могут состоять из мехатронных модулей (минуя мехатронные агрегаты). Примерами мехатронных систем служат гибкие производственные системы (ГПС), системы мониторинга и искусственной вентиляции легких (ИВЛ) в отделении реанимации, а также современные автомобили. Так, «Мерседес SW220» представляет собой мехатронную систему, состоящую из 40 управляющих блоков, она включает в себя несколько мехатронных агрегатов (подсистема управления двигателем, коробкой передач, подвеской, и т. д.), а сами мехатронные агрегаты – мехатронные модули (впрыска, управления замком, дворников и т. д.).

В приборостроении в настоящее время получил распространение термин *мехатронный прибор* – это мехатронный агрегат или мехатронный

модуль, предназначенный для получения и преобразования информации о механических величинах. Термин *мехатронный прибор* означает мехатронный объект, осуществляющий какое-либо измерение или комплекс измерений механических величин.

Мехатронным аппаратом можно назвать мехатронный объект, который осуществляет физическое воздействие на внешнюю среду (например, аппарат искусственного кровообращения, автоматический спектрометр, где нужно предварительно совершить подготовительные операции с образцом, прежде чем определить его состав).

Исходя из положений теории сложных систем, выведем следующее определение мехатроники: *мехатроника – это область науки и техники, посвященная анализу и синтезу мехатронных объектов.*

1.2. Мехатронные принципы проектирования

Для создания новых промышленных изделий или нового технологического оборудования существует два подхода: алгоритмический и интуитивный.

При алгоритмическом проектировании проектировщик или конструктор имеет в своем распоряжении набор известных технических решений и покупных изделий, порядок расчета и принятия решений, алгоритм проектирования, позволяющий в заданный промежуток времени специалисту средней квалификации спроектировать требуемое изделие. Разделение труда, связанное с выпуском широко используемых устройств различного назначения, приводит к уменьшению времени и стоимости проектирования и, соответственно, себестоимости продукции. Алгоритмическое проектирование применяется, как правило, при проектировании единичных изделий. Такое проектирование осуществляется для выполнения одного конкретного заказа с учетом заданных технических требований в заданный промежуток времени.

Когда проектирование имеет целью получить новое изделие, не имеющее аналогов, а создание новых изделий носит коммерческий характер, т. е. изделие предназначено для продажи в больших количествах широкому кругу покупателей, то применяется интуитивный подход к проектированию. При этом минимизируется стоимость изделия в результате по-

иска новых конструктивных и технологических решений с одновременным расширением функциональных возможностей. Тогда время проектирования увеличивается, а большой экономический эффект достигается за счет массового выпуска и продажи нового изделия.

Интуитивный подход требует более высокой квалификации проектировщика, имеющего широкий кругозор и достаточно большое информационное обеспечение.

С точки зрения развития техники движение вперед обеспечивает интуитивное проектирование. Как правило, интуитивное проектирование имеет успех у инженеров, умеющих работать в пограничных областях науки и техники, что в настоящее время соответствует мехатронным принципам проектирования.

В мехатронике наблюдается сочетание классической механики, электроники, микропроцессорных систем управления, технических средств измерения, преобразования и передачи информации. Это позволяет создавать интеллектуальные изделия, обеспечивающие выполнение рабочих функций в сочетании с мониторингом внешнего мира, внутреннего состояния объекта, принятия решений из совокупного анализа текущей ситуации и способные взаимодействовать с системами управления высшего уровня, т. е. способные встраиваться в современные системы автоматизации.

Мехатронные принципы проектирования являются дальнейшим развитием интуитивного проектирования, но могут использоваться и при алгоритмическом проектировании.

Дальнейшее развитие мехатроники позволяет утверждать, что современное технологическое оборудование может считаться мехатронным в том случае, когда оно полностью или частично обладает следующими свойствами:

1. Цифровое задание параметров и режимов работы оборудования, обеспечивающее отсутствие ручных настроек в процессе эксплуатации.

2. Мониторинг технологического процесса и архивирование его результатов.

3. Диагностика основных узлов и элементов, определяющих работоспособность оборудования, позволяющая избежать убытков от незапланированных простоев при внезапных отказах.

4. Модульный принцип построения, позволяющий в наименьший промежуток времени обеспечить их замену.

5. Современный человеко-машинный интерфейс.

6. Телеметрическая связь со службами сервиса.

7. Интерфейс с системами управления верхнего уровня.

8. Более широкое использование сервоприводов.

9. Статистическое управление, обеспечивающее стабильность процессов и режимов работы.

10. Автоматическое согласование режимов работы с предыдущим и последующим оборудованием в автоматизированных поточных линиях.

11. Лучшие массогабаритные характеристики и меньшее энергопотребление по сравнению с аналогичным оборудованием равной производительности.

12. Учет выпускаемой продукции и времени работы оборудования при сдаче его в аренду.

13. Объединение всех элементов оборудования в одном конструктивном блоке.

В некоторых случаях налицо синергетический эффект, определяемый или новыми технологическими процессами, или существенным улучшением отдельных характеристик.

К явным преимуществам мехатронного технологического оборудования следует отнести:

- встраиваемость в автоматизированные технологические линии;
- более высокую фактическую производительность;
- уменьшение негативного влияния человеческого фактора на работу оборудования;
- уменьшение удельной стоимости изделия на единицу продукции;
- гибкость, связанную с расширением и оперативным изменением ассортимента продукции.

На рис. 1.4 представлена схема системы операто – ртехнологическое оборудование – технологический процесс. Рассматривая развитие машиностроения и различных видов технологического оборудования на протяжении многих десятилетий, мы видим, что структура этого комплекса остается без изменений, но существенно поменялись функции отдельных со-

ставляющих и произошло качественное изменение технологических процессов. Прежде всего, в большинстве случаев решена проблема формообразования для деталей и рабочих органов машин с одновременным использованием разнообразных новых материалов и покрытий. Как было показано ранее, компьютерные технологии позволяют по-новому организовывать технологические процессы.

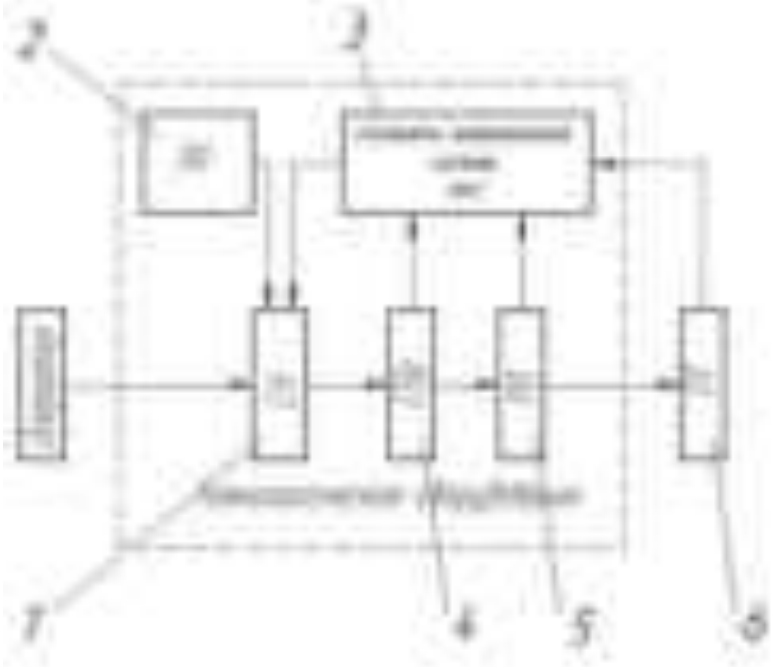


Рис. 1.4. Автоматизированная система оператор – технологическое оборудование – технологический процесс: 1 – система управления; 2 – программное обеспечение; 3 – измерительно-информационная система; 4 – система приводов; 5 – рабочие органы; 6 – технологический процесс

Успех в создании мехатронного технологического оборудования чаще всего предопределен разработкой принципиально новых технологических процессов. Она обеспечивается также успехами измерительной техники. Появление на рынке разнообразных мехатронных модулей позволяет решать задачи мониторинга и диагностики оборудования, ускоряя при этом процесс проектирования.

В настоящее время в российской промышленности и обществе можно выделить три проблемы:

1. Нехватка трудовых ресурсов.

2. Снижение энергопотребления технологическим оборудованием.

3. Невысокая конкурентоспособность российских изделий на мировом рынке и слабая защита от возможного копирования.

Нехватка трудовых ресурсов не может быть решена в течение ближайших десятилетий за счет повышения рождаемости. Единственный путь – повышение производительности технологического оборудования. Речь идет о повышении не только теоретической, но и фактической производительности, что может быть достигнуто в результате разработки рационального человеко-машинного интерфейса, отдаляющего оператора от объекта труда и позволяющего увеличить количество единиц одновременно обслуживаемого оборудования. Диагностика работоспособности узлов оборудования резко снижает вероятность случайных отказов, а модульный принцип построения обеспечивает оперативный ремонт.

Энергосбережение при разработке технологического оборудования осуществляется за счет применения менее энергоемких технологий, анализа режимов работы в целях выявления возможности использования разнообразных рекуперативных приводов, в результате снижения массы подвижных деталей и моментов инерции вращающихся деталей.

Повышенная конкурентоспособность мехатронного оборудования по сравнению с традиционным оборудованием обеспечивается, прежде всего, самой идеологией проектирования, а исключение возможности быстрого копирования – за счет разработки специализированных систем управления, размещенных в едином конструктивном исполнении со всеми остальными составными частями оборудования.

На рис. 1.5 представлена последовательность принятия решений при проектировании мехатронного технологического оборудования. На первом этапе задаются технологические задачи и определяются цели проектирования. На втором этапе разрабатывается технологический процесс. На третьем этапе производится моделирование процесса, определение его численных характеристик и допустимых предельных отклонений, поиск и выбор особых или критических точек. На четвертом этапе разрабатываются требования к системам: измерительно-информационной (ИИС), приводов (СП), управления (СУ) и к программному обеспечению (ПО). Пятый этап связан с разработкой перечисленных выше систем и программного обеспечения. Кроме того, на этом этапе разрабатываются и отдельные специ-

альные модули, в том числе и мехатронные, предназначенные только для данного конкретного оборудования. На последнем этапе производится конструктивное оформление изделия в соответствии со стандартными нормами.

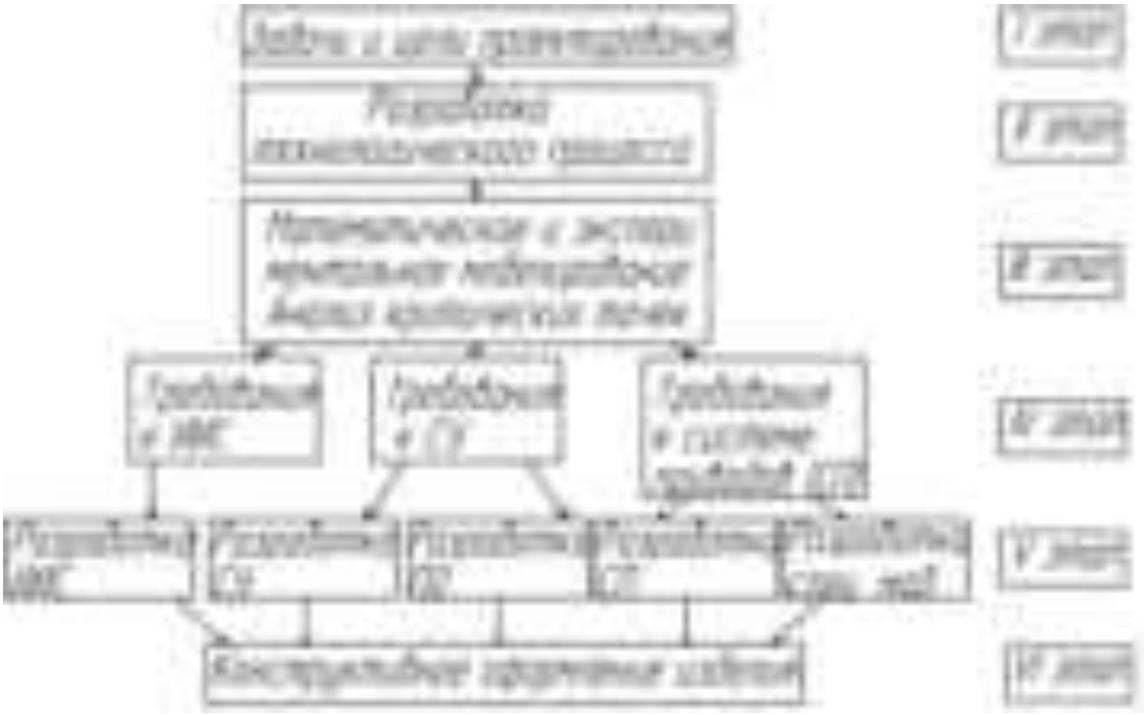


Рис. 1.5. Этапы проектирования мехатронного оборудования

Следует отметить, что возможны и другие точки зрения на принципы проектирования и любые разумные подходы к этому процессу в сочетании с задачами и целями проектирования, опирающиеся на весь арсенал современных научно-технических достижений и позволяющие создать высокоэффективное технологическое оборудование.

Глава 2.
МЕХАТРОННЫЕ СИСТЕМЫ И МОДУЛИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

2.1. Мехатронные модули с рекуперацией энергии для возвратно-поступательных, возвратно-вращательных и шаговых приводов

Наиболее простым механизмом для возвратно-вращательного движения является четырехзвенный механизм с непрерывно вращающимся кривошипом и периодическим качанием коромысла.

Для возвратно-поступательных перемещений может использоваться кривошипно-ползунный механизм. И в первом и во втором случаях невозможно обеспечить выстой в крайних положениях выходного звена.

Применение кулачковых механизмов разнообразного конструктивного исполнения позволяет решить задачу выстоя выходного звена в крайних положениях, однако при этом еще остаются следующие недостатки, свойственные и рычажным механизмам.

1) динамические нагрузки, определяемые переменными первыми передаточными функциями;

2) значительные затраты энергии на разгон и торможение;

3) совпадение энергетического и информационного каналов, что при износе шарниров и рабочих поверхностей кулачков приводит к искажению заданных законов движения.

В цикловых механизмах для шаговых перемещений, при использовании двигателей с непрерывным вращением, чаще всего используется двухэтапное преобразование движений. На первом этапе вращательное движение преобразуется в возвратно-вращательное или возвратно-поступательное движение.

С этой целью могут использоваться рычажно-шарнирные, кулисные, кулачковые и рычажно-ползунные механизмы.

В последнее время в связи с широким использованием гидро- и пневмоприводов применяются цикловые механизмы, построенные с использованием гидравлических и пневматических цилиндров и храповых механизмов.

Для прямолинейного пошагового перемещения конвейерная система выполнена в виде развернутого храпового колеса, а упругие толкатели устанавливаются на выходном штоке пневмо- или гидроцилиндра.

Возможно использование и кулисных механизмов, где пневмо- или гидроцилиндр выполняет функцию кулисы.

В настоящее время немецкая фирма «Фесто» выпускает шаговые поворотные пневмодвигатели. В данном двигателе последовательно соединены неполноповоротный пневматический привод и муфта свободного хода. Минимальный угловой шаг 0,4º, максимальный – 181º.

Цикловые механизмы для возвратно-вращательных и возвратно-поступательных движений, как правило, осуществляют различные перемещения рабочих органов технологического оборудования, непосредственно не связанные с выполнением рабочего процесса. К ним относятся:

а) установочные перемещения инструмента и обрабатываемого изделия относительно некоторых баз;

б) транспортирование заготовки с позиции загрузки на позицию обработки и готовых изделий с позиции обработки на позицию разгрузки;

в) перемещения, связанные со сменой инструмента в многооперационных станках;

г) перемещения элементов, обеспечивающих изменение режимов обработки (скоростей вращения шпинделя, подач и т. д.).

Механизмы, выполняющие вспомогательные перемещения, могут иметь различное конструктивное воплощение, в частности, они могут быть тождественны приводам подач (например, на станках сверлильно-расточной группы), выполнены в виде специальных транспортных устройств, механизмов смены инструмента, промышленных роботов. Устройства последних двух типов, как правило, состоят из нескольких механизмов автономного действия. Основная задача таких механизмов или их отдельных узлов состоит в том, чтобы переместить некоторую массу на заданное расстояние с заданной точностью за минимальное время. При этом

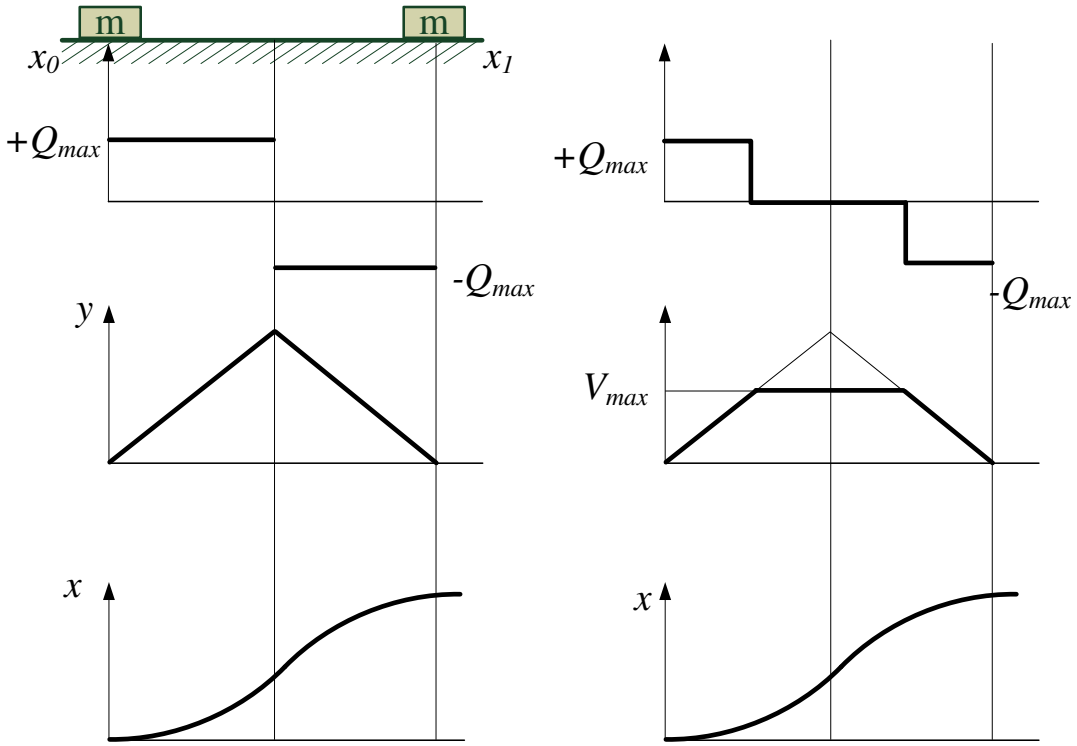
процесс движения механизма должен удовлетворять ряду ограничений: максимальные инерционные силы, возникающие в звеньях механизма (а следовательно, и развиваемые ускорения), не превышают заданных пределов, устанавливаемых по условиям прочности деталей и долговечности механизма или по условиям выполнения механизмом его технологического назначения; максимальная скорость выходного звена механизма ограничивается возможностями источника энергопитания и приводного двигателя; переходные процессы при остановке механизма в заданном положении слабоколебательные (иногда апериодические и даже монотонные), что обусловлено необходимостью подхода к заданному положению с одной стороны.

Расчет позиционного механизма состоит в определении оптимального по быстродействию закона движения и в выборе конструктивных параметров при учете всех указанных ограничений. Если время перемещения выбрано из каких-то соображений, связанных с расчетом общего цикла функционирования машины, то закон движения определяется из условия минимума инерционных сил (ускорений).

Из теории оптимального управления [8] известно решение задачи об оптимальном по быстродействию управлении перемещением массы из начальной точки x_0 в конечную точку x_1. При решении этой классической задачи вводится единственное ограничение по ускорению. Оптимальный по времени цикл позиционирования состоит из двух равных участков разгона и замедления (с максимально допустимым ускорением).

Если время перемещения от x_0 до x_1 задано, то такой закон движения позволяет осуществить это перемещение с минимальными ускорениями. что давно установлено в теории кулачковых механизмов. Идеальный закон не учитывает, однако, всех остальных ограничений и позволяет оценить верхний предел быстродействия, которого можно достичь в механизме с заданной массой и известными силовыми характеристиками приводной установки.

Учет ограничения по максимальной скорости приводит к «деформации» оптимального закона (рис. 2.12).



а) б)

Рис .2.1.2 Оптимальные циклы позиционирования: *а* – треугольный закон изменения скорости; *б* – трапецеидальный закон изменения скорости

При таком симметричном оптимальном цикле позиционирования максимальное ускорение на участках разгона и торможения определяется зависимостью

$$a = \frac{V_{max}^2}{V_{max}T - X} \qquad (2.1)$$

где $V_{\max}$ – максимальная скорость на участке установившегося движения; T – время перемещения; X – длина пути (длина отрезка $[x_0, x_1]$).

Когда $V_{\max} = \frac{aT}{2}$ (рис. 2.12, *а*), из формулы (2.1) получим

$$a = \frac{4X}{T^2} \qquad (2.2)$$

Зависимости (2.1) и (2.2) используются для оценки значения максимальной мощности, которую должен развивать привод позиционного механизма для преодоления инерционной нагрузки:

$$P_{\text{ин.}max.} = mav_{max} = m\frac{v^3{}_{max}}{v_{max}T - X}$$

При $v_{max} = \frac{aT}{2}$

$$P_{\text{ин.}max.} = 8m\frac{X^2}{T^3},$$

где m – приведенная масса подвижных частей механизма.

Помимо затрат энергии на разгон привод преодолевает силы трения в различных опорах, например, при перемещении массы в направляющих с опорами скольжения или качения работа сил трения в направляющих будет такой:

$$A = mgfx\ ,$$

а мощность привода определяется с помощью выражения

$$P = mgfx/t\ .$$

Тогда суммарная минимальная мощность привода будет равна

$$P_{min} = 8m\frac{x^2}{t^3} + mgf\frac{x}{f}\ .$$

Для оптимального цикла позиционирования определим соотношение между заданным перемещением и временем цикла, обеспечивающее равенство мощностей на разгон и преодоление сил трения, которые получим из равенства

$$P_{\text{ин.}} = P_{\text{тр.}}$$

Раскрыв равенство (2.3), найдем

$$X = \frac{gft^2}{8}\ .$$

При

$$x > \frac{fgt^2}{8}\ .$$

мощность привода на разгон системы выше мощности затраченной на преодоление сил трения.

Затраты энергии в условном цикловом приводе без учета сил полезных сопротивлений и диссипативных сил при заданных быстродействии и приведенной массе или приведенном моменте инерции равны максимальной кинетической энергии и определяются соответственно из следующих выражений:

$$A = \frac{m_{\text{пр}}\dot{X}^2}{2}\ ,$$

$$A = \frac{J_{\text{пр}}\dot{q}^2}{2}.$$

Легко показать; что

$$A = \frac{2mX^2}{t^2}$$

$$A = \frac{2Jq^2}{t^2}.$$

Мы видим, что затраты энергии в классических цикловых механизмах существенно возрастают при повышении быстродействия. Задача снижения энергозатрат может быть решена при использовании мехатронных рекуперативных приводов. Одним из первых приводов подобного типа являлась механическая рука [4], запатентованная в Советском Союзе в 1975 г. На рис. 2.13 представлена схема манипулятора с рекуперативным приводом, предназначенная для загрузки технологического оборудования.

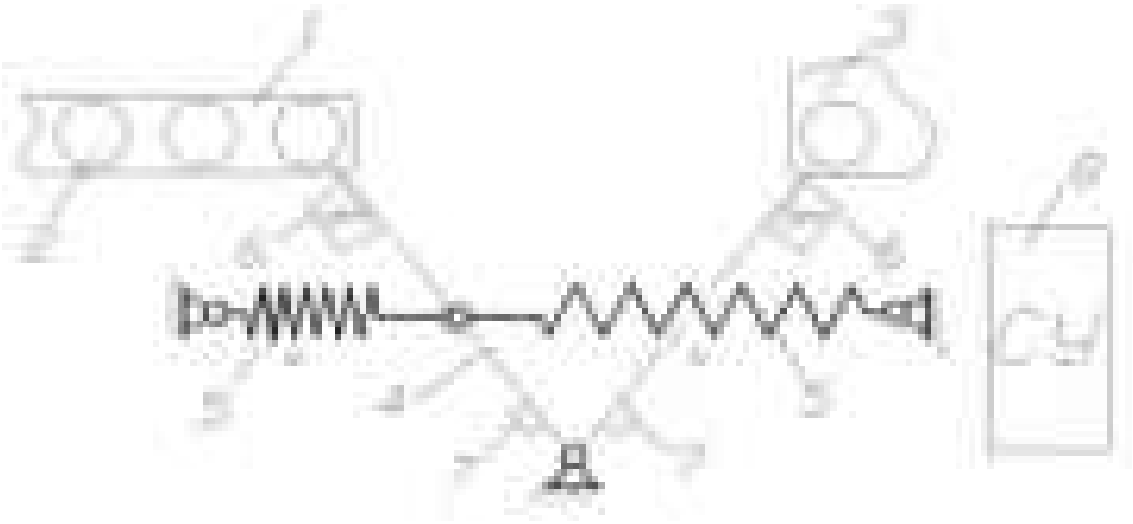


Рис. 2.13. Схема манипулятора для загрузки технологического оборудования: *1* – конвейер подающий; *2* – детали; *3* – оборудование; *4* – рычаг с захватом; *5* – пружины; *6* – электромагниты; *7* – датчики положения; *8* – система управления

Поворотное звено *4* совершает вращательное движение вокруг вертикальной оси и шарнирно соединено с двумя цилиндрическими пружинами *5*, шарнирно закрепленными на основании. На поворотном звене закреплены постоянные магниты, а на основании установлены электромагниты *6*, которые при включении одной полярности обеспечивают притягивание

постоянного магнита, а при включении другой полярности – отталкивание. При таком исполнении сочетание электромагнита с постоянным магнитом создает за время поворота два силовых импульса: один – в начале поворота, а второй – в конце. Если суммарная работа этих силовых импульсов равна работе диссипативных сил, определяемых трением в шарнирах и внутренним трением в цилиндрических пружинах, то остановка в точках позиционирования происходит с нулевой скоростью.

Пружины *5* поочередно выполняют функцию аккумуляторов потенциальной энергии, которая расходуется на разгон поворотного рычага. В среднем положении система имеет максимальную кинетическую энергию, которая затем переходит в потенциальную энергию другой пружины. Фиксация поворотного рычага в крайних положениях обеспечивается тем, что сила притяжения электромагнита больше усилия пружины. Помимо того что затраты энергии снижаются в несколько раз, легко обеспечивается управляемый выстой заданной протяженности или требованиями синхронизации с работой смежного оборудования.

Если работа силовых импульсов больше работы диссипативных сил, то при установке на упор, в нашем случае на электромагнит, скорость соударения определяется с помощью уравнения:

$$A_{\text{сил.имп.}} - A_{\text{д.с.}} = \frac{1}{2} J_{\text{пр}} \dot{q}^2$$

и

$$\dot{q} = \sqrt{2\,(\mathrm{A}_{\text{сил.имп.}} - \mathrm{A}_{\text{д.с.}}) \,/\, \mathrm{J}_{\text{пр}}}\,.$$

Если на поворотном рычаге будут установлены магнитные материалы, то в конце поворота будет только один силовой импульс.

Отличия двух вариантов исполнения заключается только в том, что в первом случае мы имеем два симметричных силовых импульса и время поворота определяется полупериодом колебаний рассматриваемой колебательной системы. Во втором случае увеличится период колебаний и время поворота.

По структуре рекуперативный привод близок к модели часовых механизмов. Основной задачей в теории часов является стабилизация периода в

колебательной системе, в которой спусковой механизм воздействует на последнюю в виде мгновенных ударов или импульсов.

Английский астроном Д. Эри, в результате исследований влияния внешних импульсов, сообщаемых колеблющемуся маятнику, в период колебаний, сформулировал следующую теорему: мгновенный импульс, направленный к положению равновесия, уменьшает период; импульс, направленный от положения равновесия, увеличивает период; импульс в положении равновесия оставляет период без изменений [9].

Отметим также, что в колебательных системах сухое трение стабилизирует период колебаний.

Постоянная сила, действующая в системе на всем полупериоде колебаний, не изменяет период колебаний.

Во всех рекуперативных приводах с пружинными аккумуляторами последние выполняют две основные функции: двигатель во время разгона и рекуператор энергии во время торможения. Для компенсации диссипативных сил используются различные виды двигателей: электрических, пневматических и гидравлических. Мощность этих двигателей в несколько раз меньше мощности, развиваемой пружинным аккумулятором. Закон движения выходного звена определяется силовой или моментной характеристикой пружинных аккумуляторов. В большинстве случаев эти характеристики для пружинных аккумуляторов в возвратно-поступательных и возвратно-вращательных приводах линейные, что требует использования фиксаторов.

В зависимости от решаемых задач возможно использование плоских, спиральных и цилиндрических пружин сжатия или растяжения.

На рис. 2.14 представлен цикловой механизм, в котором звено для переноса изделий выполнено в виде плоской пружины, отсутствуют какие-либо шарниры и только на конце пружины установлены постоянные магниты, взаимодействующие с электромагнитами, расположенными вблизи точек позиционирования, а так же датчики положения [11]. Работа данного механизма аналогична работе рекуперативного привода, представленного на рис. 2.13.

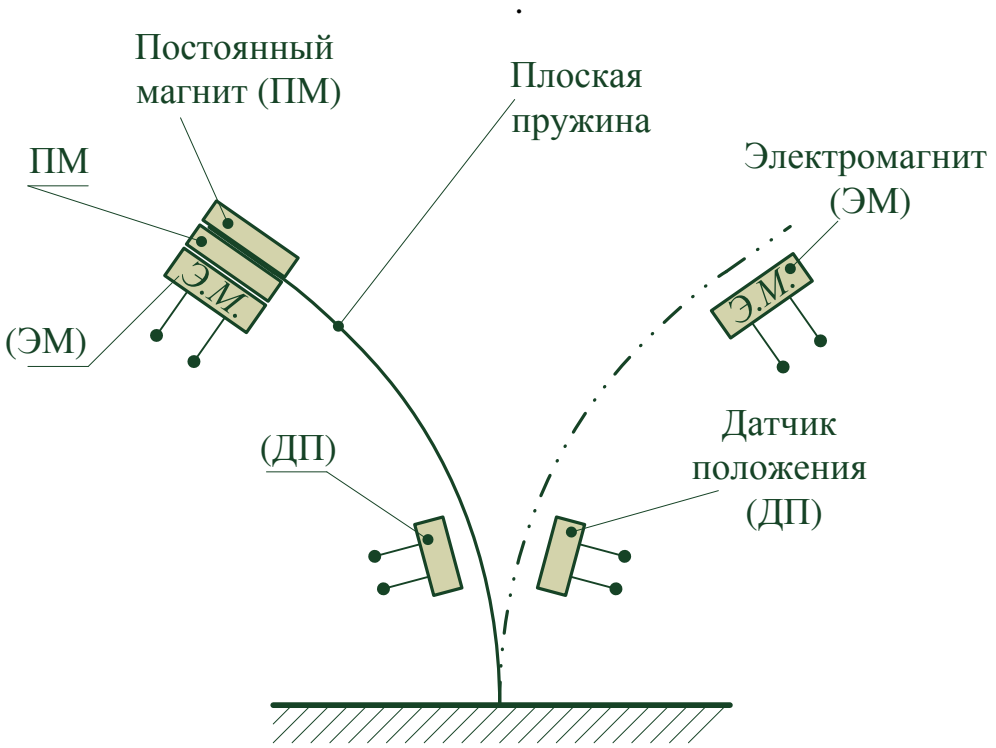


Рис. 2.14. Схема рекуперативного привода с плоской пружиной

В рекуперативных приводах применяются также нелинейные пружинные аккумуляторы.

Простейшим примером нелинейных аккумуляторов является пружинный аккумулятор в виде цилиндрической пружины растяжения, шарнирно соединенной с ведомым звеном, совершающим вращательное движение (рис 2.15).

Зависимость момента от угла поворота для рассматриваемого пружинного аккумулятора имеет вид

$$M = 2ar\left\{\sin\left(1 - \frac{S_{01}}{\sqrt{a^2+r^2+2ar\cos q}}\right)C + P_0\frac{\sin q}{\sqrt{a^2+r^2+2ar\cos q}}\right\} \quad . \qquad (2.4)$$

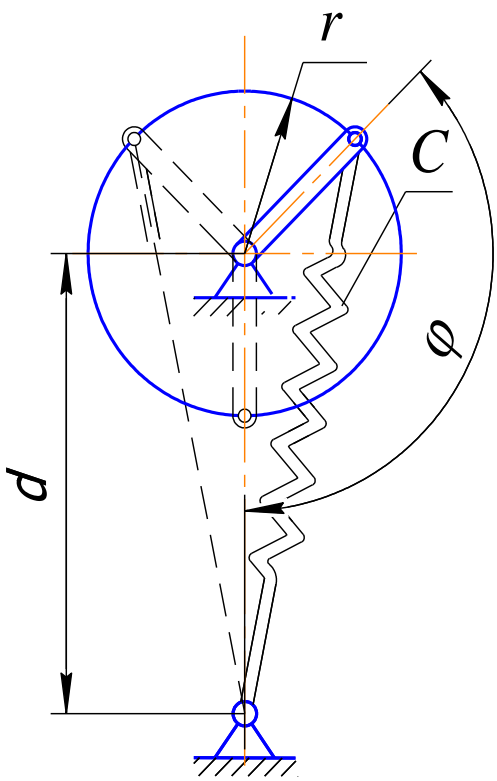


Рис. 2.15. Кинематическая схема нелинейного
пружинного аккумулятора

В отличие от линейных пружинных аккумуляторов, где потери связаны с внутренним трением, в нелинейных пружинных аккумуляторах ПА существенную роль играют потери на преодоление сил трения в шарнирных соединениях.

Для определения приведенного момента трения к оси ведущего звена рекуперативного привода (рис. 2.16) используем уравнение мгновенных мощностей

$$N_{\text{тр.пр.}} = N_{\text{тр}}^{0} + N_{\text{тр}}^{01} + N_{\text{тр}}^{02}, \qquad (2.5)$$

где $N_{\text{тр.пр.}}$ – приведенная мгновенная мощность сил трения в шарнире O; $N_{\text{тр}}^{0}$ – мгновенная мощность сил трения в шарнире O; $N_{\text{тр}}^{01}$ – мгновенная мощность сил трения в шарнире O_1; $N_{\text{тр}}^{02}$ – мгновенная мощность сил трения в шарнире O_2.

Поскольку во вращательных парах момент трения $M_{\text{тр}} = Pf\frac{d}{2}$, где

P – нагрузка на шарнир, f – приведенный коэффициент трения, d – диаметр соответствующей оси, уравнение (2.5) можно записать в виде

$$M_{\text{тр.пр.}}\dot{q} = M^0_{\text{тр}}\dot{q} + M^{01}_{\text{тр}}\dot{q}_1 + M^{02}_{\text{тр}}\dot{q}_2$$

$$\text{или } M_{\text{тр.пр.}}\dot{q} = M^0_{\text{тр}}\dot{q} + P_{\text{пр}} f \frac{d_3}{2}\dot{q}_1 + P_{\text{пр}} f \frac{d_3}{2}\dot{q}_2,$$

$$M_{\text{тр.пр.}} = P_{\text{пр}} \cos q_1 \, f \frac{d}{2} + P_{\text{пр}} f \frac{d_3}{2}\frac{(\dot{q}_1 + \dot{q}_2)}{q}.$$

Легко показать, что в рассматриваемом механизме $\dot{q}_1 + \dot{q}_2 = q$ и уравнение приведенного момента имеет вид

$$M_{\text{тр.пр.}} = \frac{P_{\text{пр}} f}{2}(d\cos q_1 + d_3).$$

Ранее было определено усилие пружины. Тогда закон изменения момента трения определяется из решения следующей системы уравнений:

$$M_{\text{тр.пр.}} = \frac{P_{\text{пр}} f}{2}(d\cos q_1 + d_3) = \frac{P_{\text{пр}} f d}{2}\left(\cos q_1 + \frac{d_3}{d}\right);$$

$$P_{\text{пр}} = (r\cos q_1 + a\cos q_2)C;$$

$$\sin q_1 = \frac{d}{L_{\text{пр}}}\sin q;$$

$$\sin q_1 = \frac{r}{L_{\text{пр}}}\sin q;$$

$$P_{\text{пр}} = P^{max}_{\text{пр}} \frac{\cos q_1 - \left(d/r\right)\cos q_2}{2}$$

$$L_{\text{пр}} = \sqrt{a^2 + r^2 - 2ar\cos q};$$

$$M_{\text{пр.тр.}} = P^{max}_{\text{пр}} f \frac{d}{2}\left(\cos q/2 + \cos q/2 \frac{d_1}{d}\right).$$

Работа сил трения на угле поворота

$$A = 2\int_0^{\pi} M_{\text{пр.тр.}} dq = 2P^{max}_{\text{пр}} f \frac{d}{2}\left(\int_0^{\pi} cos^2 q/2 + \frac{d}{a}\int_0^{\pi} \cos q/2\right).$$

Исходными данными для расчета характеристик пружинного аккумулятора являются приведенный к оси пружинного аккумулятора момент инер-

ции нагрузки $J_{\text{пр}}$ и время поворота, равное времени выполнения рабочего перехода.

Если пренебречь всеми возможными диссипативными силами, то потенциальная энергия пружинного аккумулятора перейдет в кинетическую энергию механизма, и следовательно,

$$V_{\text{пр}}^{max} = T_{max} = \frac{J_{\text{пр}}\dot{q}_{max}^2}{2} = 2cr^2.$$

Для предварительных расчетов целесообразно использовать модель пружинного аккумулятора, с синусной характеристикой.

Зная время поворота ведущего звена пружинного аккумулятора можно определить среднюю скорость

$$\dot{q}_{\text{ср}} = \frac{2\pi}{t}.$$

Для пружинного аккумулятора с синусной моментной характеристикой

$$\dot{q}_{max} = \frac{\pi}{2}\dot{q}_{\text{ср}} = \frac{\pi}{2}\frac{2\pi}{t} = \frac{\pi^2}{t}.$$

Подставив значение $\dot{q}_{max}$, получим

$$V = \frac{J_{\text{пр}}\pi^4}{2t^2}$$

$$\text{или } P_{\text{пр}}r = \frac{J_{\text{пр}}\pi^4}{2t^2}$$

Выбор радиуса закрепления пружины определяется с позиций уменьшения сил трения, при увеличении снижаются диссипативные потери, но увеличиваются массогабаритные характеристики, поэтому здесь необходим поиск рациональных решений.

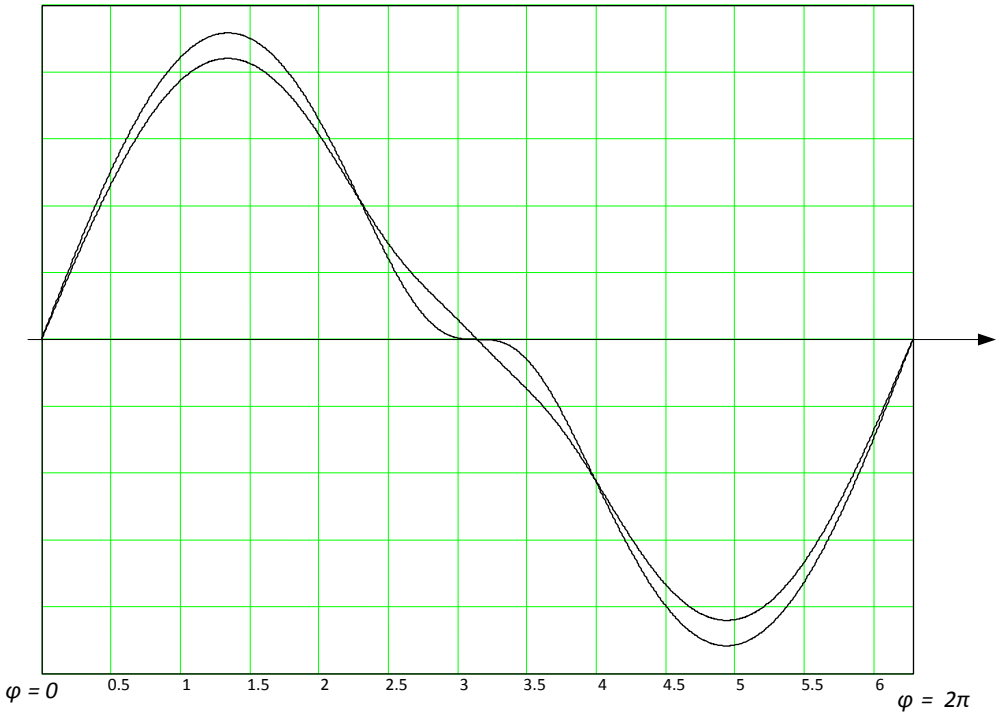


Рис. 2.16. Изменение момента от угла поворота

Выбор параметров пружин для нелинейных аккумуляторов с $a > r$ можно вести по формулам пружинного аккумулятора с синусной моментной характеристикой, единственная погрешность заключается в том, что закон изменения угловой скорости будет отличаться от закона $\dot{q} = \dot{q}_{max} \sin {}^{q}/_{2}$, но, построив математическую модель такого аккумулятора, можно определить время поворота и внести коррективы в выбор или усилия пружины или радиуса r.

Максимальная запасенная потенциальная энергия

$$V = 2cr^2 = P_{\text{пр}}^{max} r,$$

где $2cr = P_{\text{пр}}^{max}$ – максимальное усилие.

Определим закон изменения угловой скорости шагового рекуперативного привода для пружинного аккумулятора с синусной моментной характеристикой.

Уравнения полной механической энергии (без учета сил трения) имеет вид

$$E = \frac{J_{\text{пр}}\dot{q}^2}{2} + 2cr^2 cos^2 \frac{q}{2} = 2cr^2.$$

Решая уравнение (2.6) относительно $\dot{q}$, получим

$$\dot{q} = 2\sqrt{\frac{cr^2}{J_{\text{пр}}}}\sin\frac{q}{2},$$

а максимальная скорость в положении устойчивого равновесия, когда $q = \pi$, будет такой:

$$\dot{q}_{max} = 2\sqrt{\frac{cr^2}{J_{\text{пр}}}}.$$

При этом средняя угловая скорость привода определяется так:

$$\dot{q}_{\text{ср}} = \frac{\int_0^{\pi} 2\sqrt{\frac{cr^2}{J}}\sin\frac{q}{2}}{\pi} = \frac{2\sqrt{\frac{cr^2}{J}}\int_0^{\pi}\sin\frac{q}{2}}{\pi} = \frac{4\sqrt{\frac{cr^2}{J}}}{\pi} = \frac{4}{\pi}\sqrt{\frac{cr^2}{J}}.$$

На рис. 2.17 представлен нереверсивный рекуперативный шаговый привод для поворотного стола с углом поворота, равным 2. Он состоит из пружинного аккумулятора с одной цилиндрической пружиной и пневмоцилиндра, соединенных с выходным звеном. Пневмоцилиндр служит для компенсации диссипативных потерь в шарнирах пружинного аккумулятора и выполняет функцию фиксатора при нахождении выходного звена в начальном положении

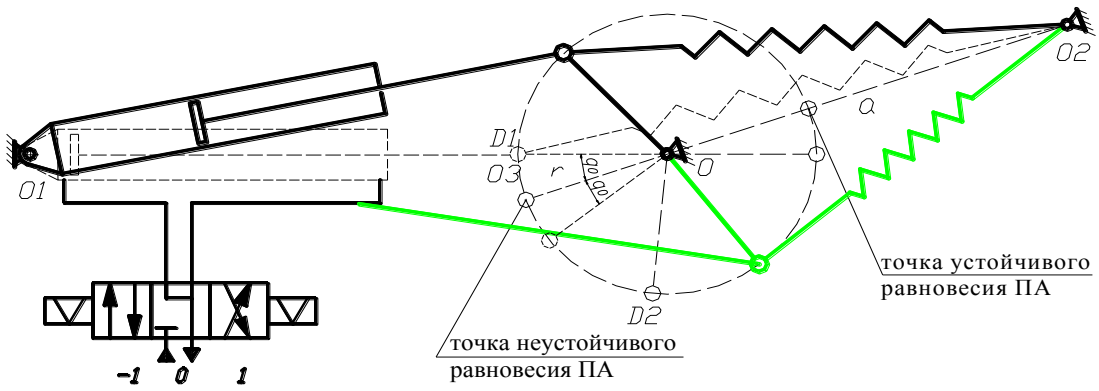


Рис.2.17. Нереверсивный шаговый рекуперативный привод

На рис. 2.18 представлены алгоритм управления и моментные характеристики нереверсивного шагового привода.

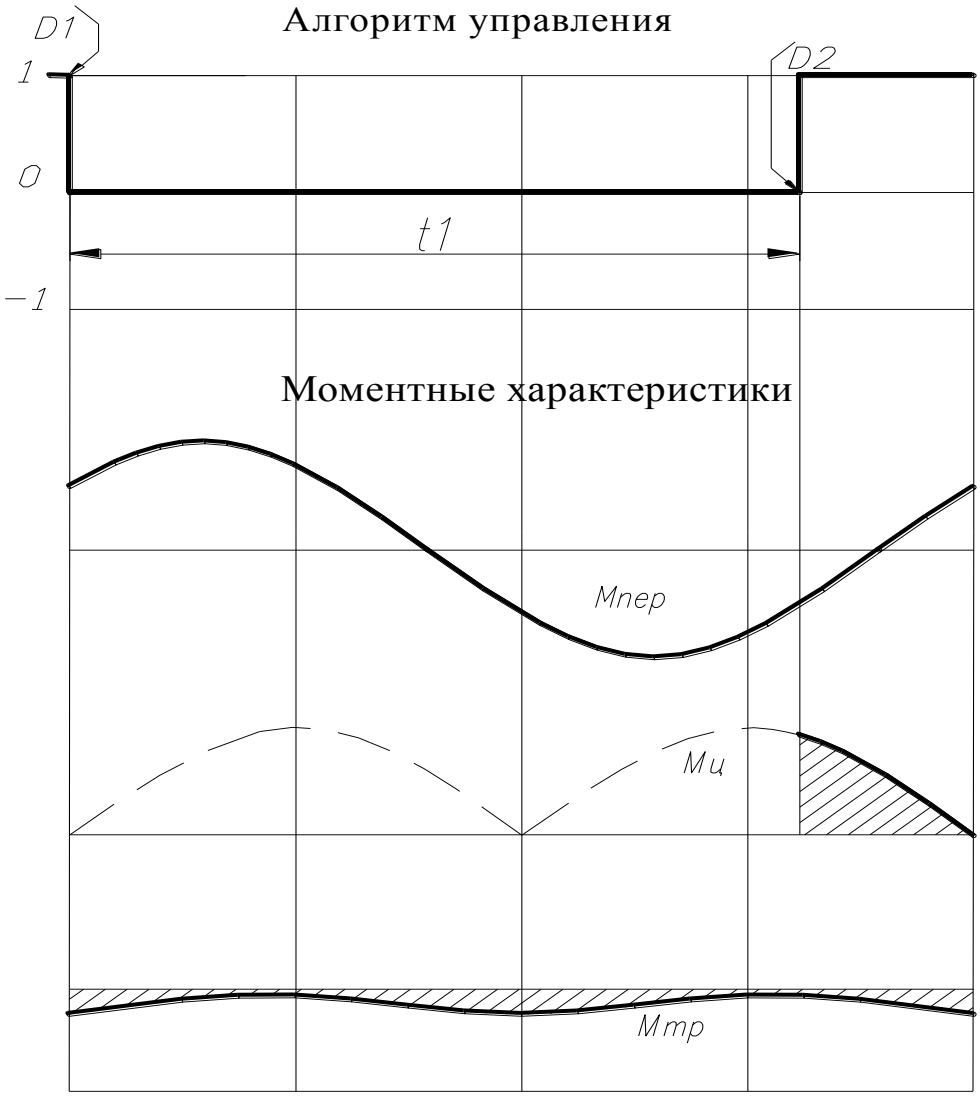


Рис. 2.18. Моментные характеристики нереверсивного шагового привода и алгоритм управления

2.2. Мехатронные модули дозирования жидкостей и сыпучих материалов

В технологических процессах производства продукции можно выделить два вида дозирования:

- технологическое дозирование;

- дозирование продукции в потребительскую тару.

Нормы точности на технологическое дозирование определяются рецептурой и в данном пособии не рассматриваются.

Нормы точности на количество фасованной продукции в потребительской таре определяются ГОСТ 8. 575 – 2001.

Для оценки реально требуемой точности рассмотрим действующие нормативные документы. Приведем пределы допустимых отрицательных отклонений *Т* содержимого нетто-упаковки от ее массы согласно требованиям к количеству фасованных товаров в упаковках любого вида при их производстве, расфасовке, продаже и импорте [10]:

*Таблица 2.1.1.*Пределы допускаемых отрицательных отклонений содержимого нетто от номинального количества (не более 10 кг)

Номинальное количество нетто М, г					Предел допускаемых отрицательных отклонений	
					% от М	г
Св.	5	до	50	включ.	9	-
>>	50	>>	100	>>	-	4,5
>>	100	>>	200	>>	4,5	-
>>	200	>>	300	>>	-	9
>>	300	>>	500	>>	3	-
>>	500	>>	1000	>>	-	15
>>	1000	>>	10000	>>	1,5	-

В соответствии с ГОСТ Р.8.579 – 2001 «Требования к количеству фасованных товаров в упаковках любого вида при их производстве, расфасовке, продаже и импорте», гармонизированного с европейской директивой 76/211/ЕС Совета от 29 марта 1976 г., предприятия-изготовители, фасовщики, сотрудники оптовой и розничной торговли при фасовании продукции в упаковки с одним и тем же значением потребительского товара, указанного на всех упаковках, должны выполнять следующие требования:

- не превышать предел допустимых отрицательных отклонений *Т* содержимого нетто упаковочной единицы (см. с.40);

- партия фасованных товаров в упаковках одинакового номинального количества с обозначением массы, не превышающей 10 кг, должна

иметь среднее содержимое нетто не менее номинального количества, указанного на упаковке;

- количество бракованных единиц в партии не должно превышать 2 % размера партии;

- в бракованных упакованных единицах не должно быть ни одной упаковочной единицы, у которой отрицательное отклонение содержимого нетто от номинального количества превышает двойной предел допустимых отрицательных отклонений;

-для фасованных товаров с массой нетто, превышающей 10 кг, требования к среднему содержимому партии товаров не регламентируются, а количество отрицательных отклонений содержимого нетто не должно превышать количество положительных отклонений.

Упаковка, в которой фактическое значение массы $M_{факт} \geq M - T$, считается годной для выпуска в обращение. Если $M_{факт} < M - T$, то упаковка считается бракованной и в партии товара допускается присутствие не более 2 % бракованных изделий.

С учетом последнего требования партия фасованных товаров, подвергаемая проверке, должна быть кратна 100. При настройке дозаторов прежде всего необходимо определить среднее квадратическое отклонение, которое по требованиям стандарта меньше половины допустимого отрицательного отклонения T. Поскольку среднее арифметическое каждой последующей партии фасованных товаров будет отличаться от предыдущей как в плюс так и в минус, то для обеспечения требований стандарта к упаковкам с массой продукта до 10 кг следует настраивать дозаторы на дозирование в «плюс». Значение этого «плюса», который можно рассматривать как подарок покупателю, должно составлять не менее 0,2 фактического значения средней квадратической погрешности дозатора. При любой случайной выборке 100 единиц фасованной продукции среднее содержимое партии будет больше или равно номинальному значению. Настройка дозаторов должна проводиться с использованием контрольных весов, чувствительность которых меньше $0{,}02T$. Для контрольных проверок в процессе производства рекомендуется использовать весы с чувствительностью не более $0{,}1T$.

Если в единичной упаковке масса продукции меньше 5 г, то в реализацию продукция поступает в групповой потребительской упаковке, содержащей несколько единиц с номинальной массой, как правило намного превышающей 5 г. При этом допуск на погрешность определяется массой суммарного продукта. Например, пакетики с чаем содержат по 2 г продукта и продаются в упаковках по 25, 50 и 100 штук. Если один и тот же дозатор последовательно используется для упаковок с различным количеством единичной продукции, то максимально допустимое погрешность дозатора определяется из соотношения 0,2, где T – допустимое отрицательное отклонение для номинальной массы упакованного продукта в групповой потребительской таре.

На рисунке 2.19 представлен мехатронный объемный дозатор с цифровым заданием объема дозы.

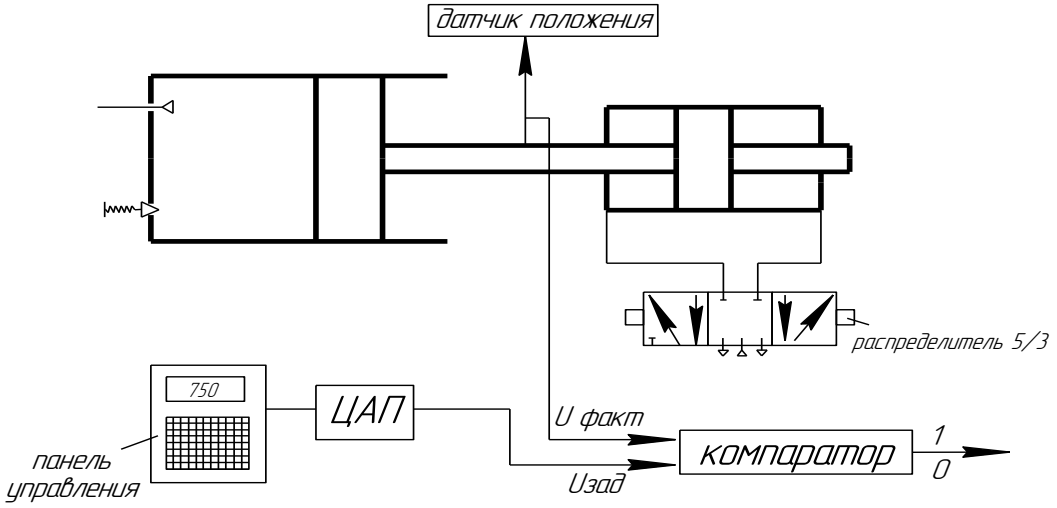


Рис. 2.19. Мехатронный дозатор для розлива тихих жидкостей

Дозатор состоит из мерного цилиндра, поршня, всасывающего и выпускного клапанов. Поршень цилиндра связан со штоком пневмоцилиндра, который через трубопровод соединен с пневмораспределителем 5/3 и двумя управляющими катушками, связанными с системой управления, а шток пневмоцилиндра – также с линейным датчиком, выход которого связан с входом компаратора. Кроме того, дозатор снабжен панелью управления, которая через цифро-аналоговый преобразователь соединена с двухпороговым компаратором.

Если сигналы $U_{зад}$ и $U_{факт}$, поступающие в компаратор, совпадают, то на его выходе появляется сигнал *1*, и распределитель переключается в другое крайнее положение. Если датчик положения определит, что тары нет, то система управления переключит распределитель в нейтральное положение, в котором он будет находиться до тех пор, пока тара не появится на позиции розлива.

Время цикла определяется суммарным временем наполнения и опорожнения мерного сосуда и временем выстоя, определяемым технологическим процессом, принятым в конкретном фасовочном оборудовании (рис 2.20).

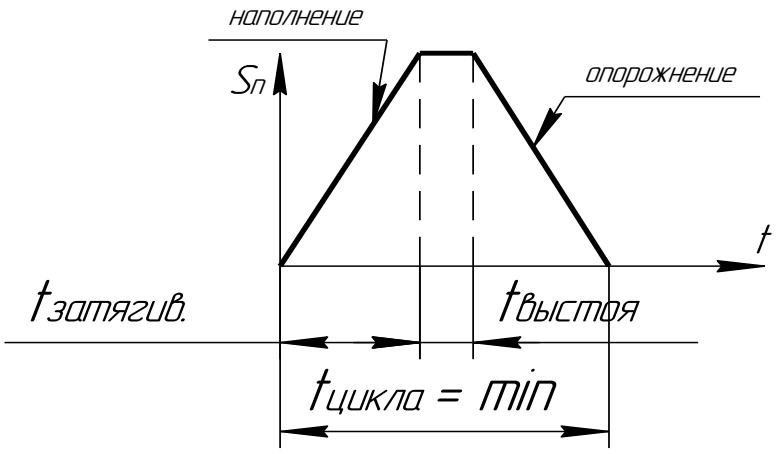


Рис. 2.20. Циклограмма работы объемного дозатора

Наиболее высокая производительность наблюдается в том случае, когда время выстоя равно нулю. Если смена тары под дозатором происходит за время наполнения, то уменьшать время наполнения мерного сосуда в объемном дозаторе нецелесообразно. Высокая производительность фасовочного оборудования может быть достигнуто за счет увеличения количества дозаторов, работающих одновременно. В первом случае применяются карусельные машины, во втором – линейные автоматы, в которых используется порядная установка дозаторов и одновременный групповой розлив в тару, расположенную в кассетах или в транспортной таре (ящиках).

На рис. 2.21 представлена схема устройства для объемного дозирования при групповом розливе. В герметичном корпусе *1* устанавливается заданное количество сифонов, выполненных в виде коленообразных трубок *2*. Тара для розлива поддается или в транспортной таре (ящиках), или в кассетах. В литературе иногда этот способ розлива называют кассетным. Дозатор снабжен двумя емкостными датчиками уровня *3* и *4*, которые определяют суммарный объем доз и установлены на смотровой трубке *5*.

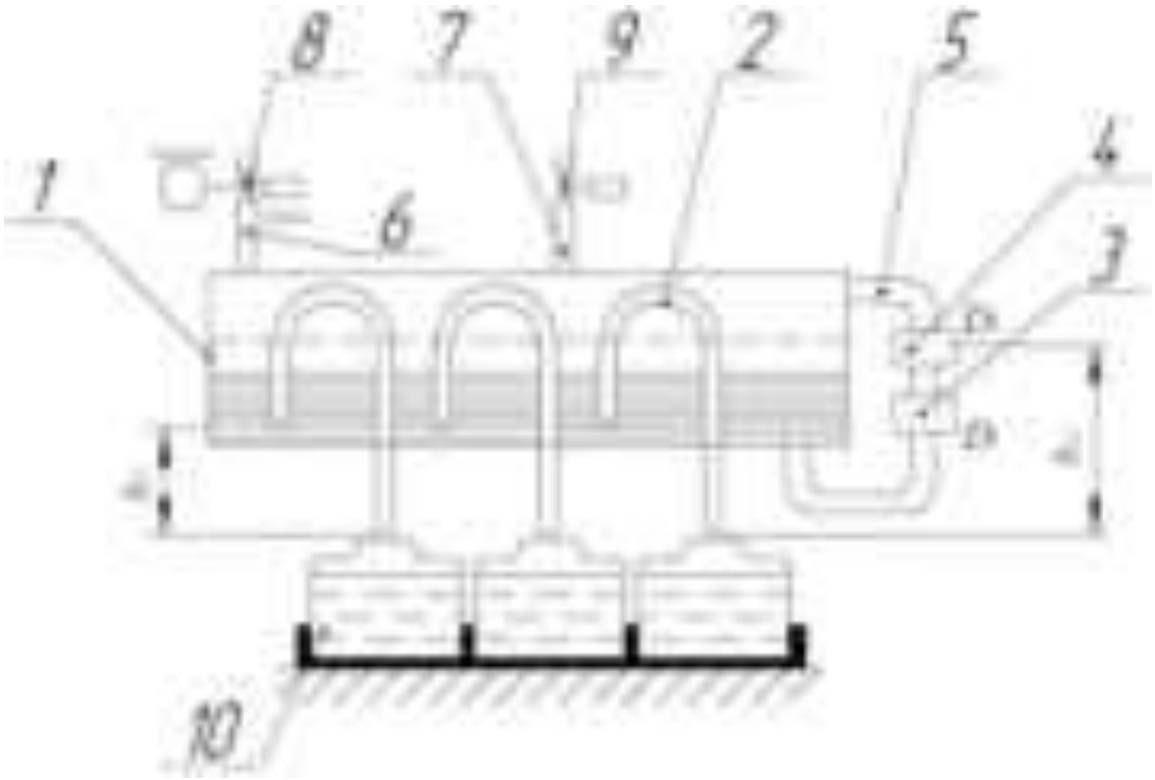


Рис. 2.21 Объемный дозатор для группового розлива

Корпус снабжен патрубками *6* и *7*. Патрубок *6* соединяет внутренний объем дозатора через распределитель *8* или с атмосферой, или с источником повышенного давления. Через патрубок *7* при открытом клапане *9* в дозатор поступает дозируемая жидкость. Когда жидкость дойдет до уровня срабатывания датчика *4,* система управления дает сигнал на закрытие клапана *9* и переключение распределителя *8* на подачу избыточного давления в дозатор. Под действием избыточного давления жидкость начнет сливаться из сосуда через сифонные трубки.

Поскольку все сифонные трубки имеют одинаковые геометрические характеристики, то теоретически расходные характеристики у них тоже одинаковы, что и обеспечивает равенство доз $Q_i = Q_{i=1}$. Расход жидкости определяется с помощью выражения



.

Интегральные дозаторы – это дозаторы непрерывно-циклического действия. Величина дозы продукта пропорционально времени его отмеривания.

Объем дозы при интегральном дозировании зависит от расхода, с которым происходит розлив, и от времени и определяется интегрированием расхода жидкости по времени:

$$V_д = \int_0^t Q(t)dt, \qquad (2.7)$$

где Q – расход жидкости; t – время розлива

При дозировании жидких продуктов в потребительскую тару вместимостью до 10 л в первом приближении можно принять закон дозирования в соответствии с рис. 2.22.

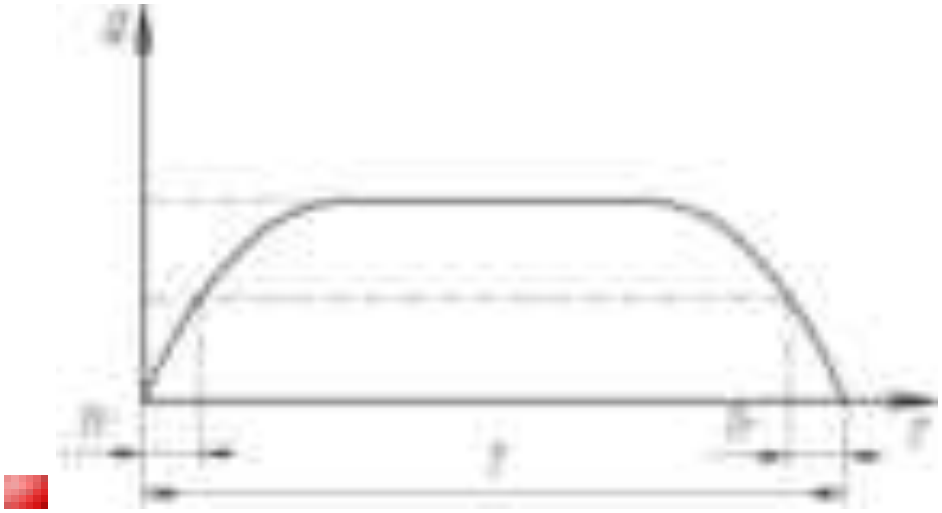


Рис. 2.22. Изменение расхода жидкости при интегральном дозировании

Под временем дозирования T будем понимать промежуток времени от момента подачи управляющего сигнала на катушку распределителя до момента отключения этого сигнала.

Введем также понятие времени переключения T_r, под которым понимается интервал времени между моментом включения или отключения электрического тока через катушку распределителя и моментом, когда давление или расход достигнет 50 % от его максимального значения. Время переключения зависит от типа клапана, вида продукта, давления потока и его вязкости, рода электрического тока (постоянный или переменный).

Если расход жидкости постоянен, то формула (2.7) преобразуется следующим образом:

$$V_{\partial} = Qt_{om}, \tag{2.8}$$

где t_{om} – время розлива, или время открытия клапана.

Отсюда следует, что при постоянстве расхода существенно упрощается система управления, так как для розлива продукции достаточно открыть дозирующий клапан на постоянные промежутки времени и таким образом получить серию постоянных, с достаточной точностью доз. Расход жидкости через клапан определяют по формуле

$$Q = \mu f \sqrt{2gH}, \tag{2.9}$$

где μ – коэффициент расхода, f – площадь отверстия, через которое происходит истечение жидкости, H – уровень жидкости в резервуаре по отношению к уровню, на котором истекает жидкость.

Погрешность интегрального дозирования определяется непостоянством расхода жидкости за время дозирования и непостоянством времени переключения при открытии и закрытии клапана. Задача обеспечения постоянства расхода жидкости актуальна не только для систем дозирования в фасовочном оборудовании, но и во многих технологических процессах, например в системах водоподготовки, очистки канализационных стоков, поточной пастеризации и стерилизации молочной продукции и т. д. В настоящее время разработано достаточно большое количество стабилизаторов расхода жидкости, но в данном пособии рассмотрены только те устройства, которые, по нашему мнению, наиболее предпочтительны для использования в системах дозирования в потребительскую тару.

Рассмотрим конструкцию дозатора на основе сосуда Мариотта (рис.2.23). Сосуд *1* герметично закрыт и в процессе розлива связан с атмосферой только посредством трубки *2*, которая одним концом погружена в жидкость.

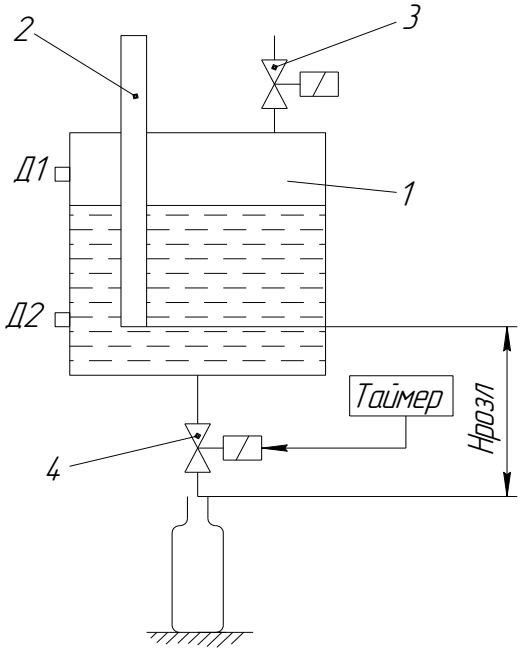


Рис. 2.23. Система дозирования с использованием сосуда Мариотта

Перед началом розлива жидкость поступает в сосуд *1* через клапан *3*. Когда сосуд *1* заполнен, срабатывает датчик *D*1, и клапан *3* перекрывается. Жидкость заполняет сосуд *1* и трубку *2* таким образом, чтобы в них был одинаковый уровень жидкости. Далее начинается розлив, клапан *4*, управляемый таймером *5*, начинает открываться и закрываться с заданной периодичностью. При вытекании некоторого количества жидкости из сосуда, так как он сверху герметично закрыт, в нем образуется вакуум. Уровень жидкости в трубке *2* опускается до ее низа, и далее воздух начинает подсасываться в сосуд через эту трубку. Причем сохраняется баланс таким образом, чтобы жидкость в трубку не поступала, а в сосуде сохранялся вакуум в объеме, при котором давление в жидкости на уровне конца трубки равнялось атмосферному и оставалось постоянным. Получаем, что уровень жидкости *H* (см. формулу (2.9)), который определяет ее расход, остается постоянным. Это в итоге и определяет постоянство расхода.

Процесс розлива после наполнения сосуда *1* протекает следующим образом. Клапан *4*, открываясь на постоянные промежутки времени, дозирует жидкость. Уровень жидкости постепенно опускается. Когда он приближается к концу трубки, срабатывает датчик *D*2, розлив прекращается, и через клапан *3* жидкость доливается в сосуд *1*, затем розлив возобновляется.

Недостатком такого дозирования является периодичность работы дозатора, а именно потеря времени в период поступления жидкости в сосуд *1*. Непрерывности процесса дозирования можно достичь, используя два параллельно установленных сосуда Мариотта (рис. 2.24).

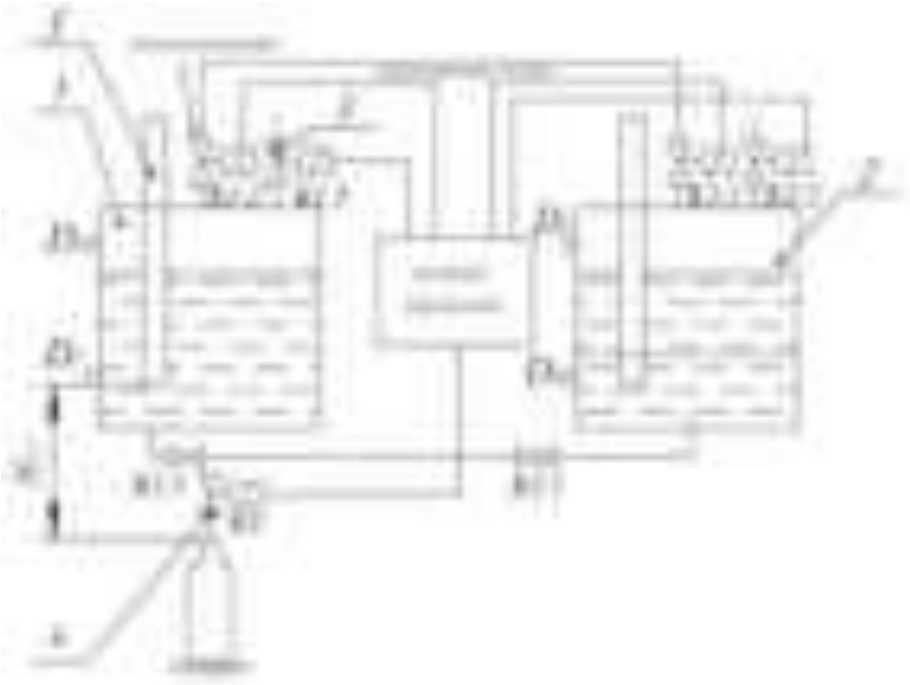


Рис. 2.24. Система непрерывного дозирования
с использованием двух сосудов Мариотта

В систему непрерывного дозирования входят два сосуда Мариотта *1* и *2*, установленных параллельно и через клапаны К1.1 и К2.1, соединенных с дозирующим клапаном К3. Клапан К3 соединен с системой управления, которая задает время его открытия, соответствующее заданной дозе.

Рассмотрим последовательность работы системы дозирования. Пусть в определенный момент в процесс дозирования включен сосуд *1*. При этом клапан К 1.1 открыт, а клапаны К2.1, К1.2 и К1.3 закрыты. В сосуде *2* кла-

паны К2.2 и К2.3 открыты, т. е. происходит опорожнение сосуда *1* и наполнение сосуда *2*. При опускании жидкости в сосуде *1* до уровня срабатывания датчика *D*2 закрываются клапаны К1.1, К2.2 и К2.3, открывается клапан К2.1 и одновременно клапаны К1.2 и К1.3. Теперь дозирование происходит из сосуда *2*.

Для непрерывной работы системы дозирования расход подачи жидкости в нее должен быть больше расхода розлива. При этом наполнение одного из сосудов происходит быстрее, чем опорожнение другого, и система управления при поступлении сигналов с датчиков *D*1 или *D*3 выдает команду на закрытие клапанов К1.2 и К1.3 или К2.2 и К2.3.

Размер дозы задается временем открытия клапана *3*. Точность розлива зависит от скорости срабатывания элементов системы управления и клапана. На рис.2.25 представлена схема дозатора с интегральным дозированием на основе пружинного стабилизатора расхода жидкости. Он состоит из бака *1*, подвешенного на пружинах *2* и соединенного гибкой трубкой *3* с клапаном *4*. Дозирование производится в тару *5*. Контроль наличия тары обеспечивается датчиком приближения *D*1, выход которого соединен с системой управления *6*. Кроме того, дозатор снабжен еще двумя датчиками приближения *D*2 и *D*3. При срабатывании датчика *D*2 в систему управления поступает сигнал, свидетельствующий о том, что бак *1* опустился в крайнее нижнее положение. Это может быть вызвано двумя причинами: длительное отсутствие тары на позиции розлива или увеличенный расход подачи. Система управления выдает команду на закрытие клапана *7,* и подача жидкости в бак *1* прекращается, но или система готова к продолжению дозирования, или процесс дозирования продолжается. Для ограничения частоты срабатывания клапана *7* дозатор снабжен еще одним датчиком приближения *D*4, сигнал с которого при движении бака вниз через систему управления включает клапан *7*.

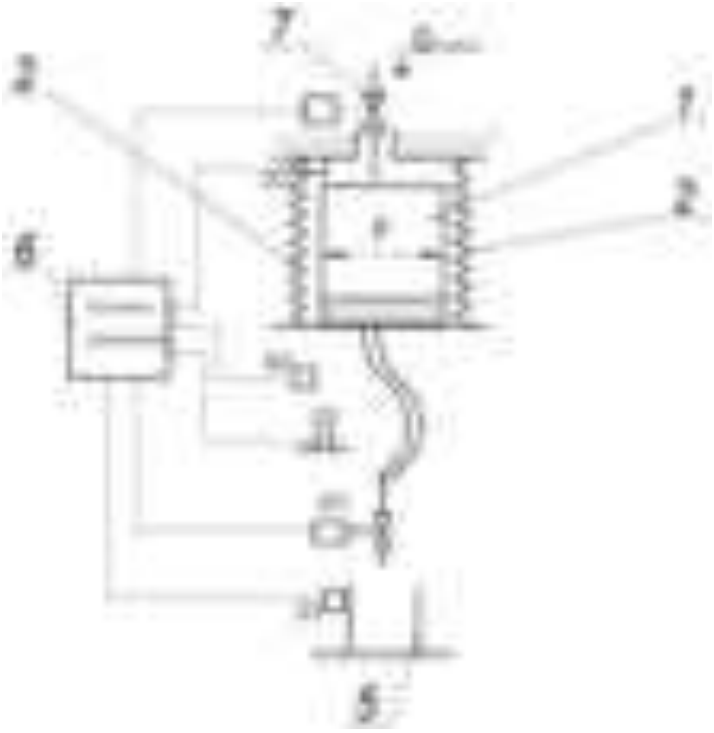


Рис.2.25. Дозатор с пружинным стабилизатором
расхода жидкости

Высота расположения бака, из которого вытекает жидкость, меняется в зависимости от веса жидкости находящейся в сосуде. Уровень жидкости в баке остается на постоянной высоте по отношению к таре, если выполняется условие

$$F = c\rho,$$

где F – площадь поперечного сечения цилиндрического бака; ρ – плотность жидкости; с – суммарная жесткость пружин *2* (см. рис.2.25).

Объем бака *1* определяется технологической схемой дозирования. При непрерывном дозировании объем бака минимален, зависит от времени смены тары и требуемой производительности. Можно рекомендовать минимальный объем, равный 5–10 максимальным объемам дозы.

Объемно-интегральный способ дозирования предусматривает использование сифонных дозаторов (рис.2.26).

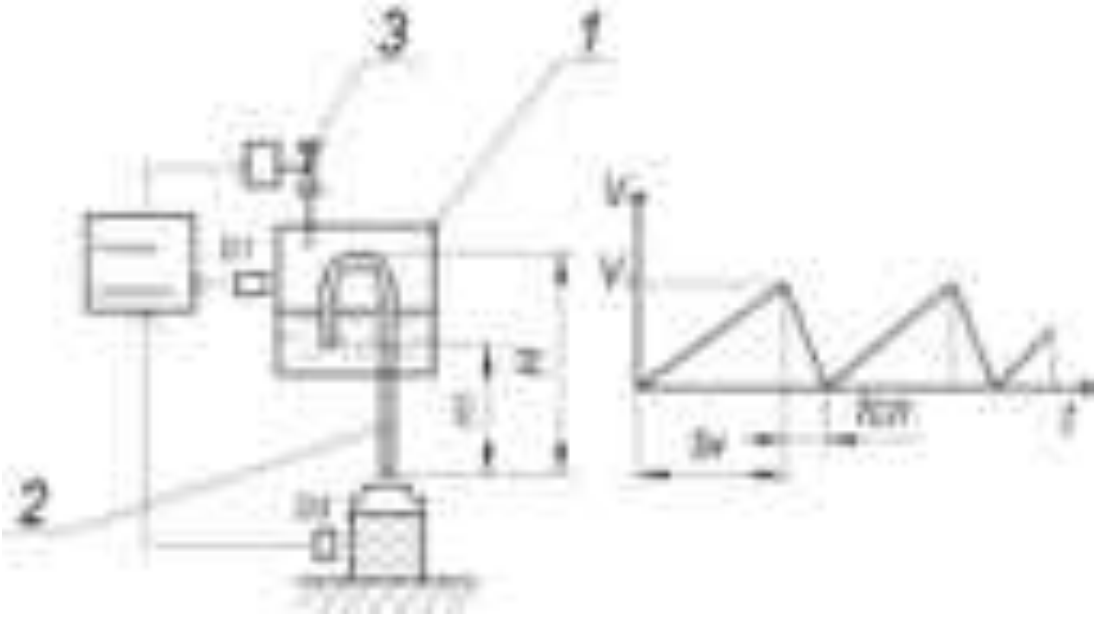


Рисунок 2.26. Сифонный дозатор

Сифонный дозатор выполнен в виде сосуда *1*, в котором размещена сифонная трубка *2*. Жидкость поступает в сосуд *1* через клапан *3*. При достижении жидкостью уровня на высоте *H* начинается лавинообразный сброс жидкости, для чего необходимо выполнение условия

$$Q_{\text{сл}} > Q_{\text{п}}.$$

Сброс жидкости происходит до тех пор, пока ее уровень в сосуде не опустится до уровня *H*1, тогда в трубку *2* попадет воздух, произойдет прерывание потока и истечение жидкости прекратится. Объем сливаемой дозы составит:

$$V_{\partial} = V_{г} + \int_{0}^{t_{сл}} Q_{n}(t)dt,$$

где $V_{\text{г}}$ – геометрический свободный объем части сосуда *1*, расположенной между уровнями *H* и *H*1); $Q_{\text{п}}$ – расход подаваемой в сосуд *1* жидкости; $t_{\text{сл}}$– время слива жидкости.

Если обеспечивается стабильно постоянный расход разливаемой жидкости, то объем дозы определяется по формуле (2.8). Преимуществом такой системы является отсутствие клапанов, прерывание потока производится без клапана. Это оправдано при розливе агрессивных жидкостей или

при повышенных санитарно-гигиенических требованиях. Отсутствие клапана можно отнести и к недостаткам системы, потому что без него невозможно остановить процесс дозирования при отсутствии тары. Кроме того, такой дозатор по производительности уступает описанным выше дозаторам.

На рис.2.27. представлена схема дозатора повышенной производительности.

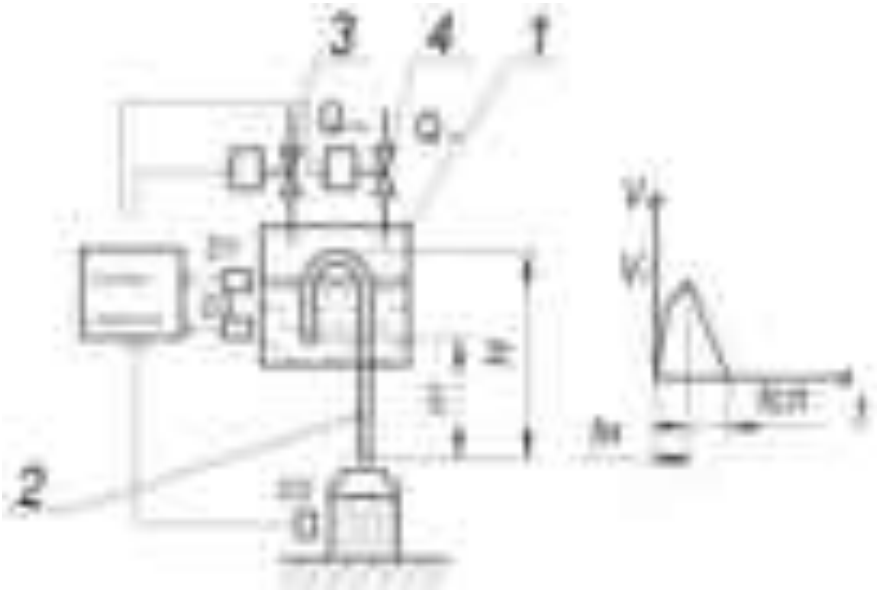


Рис. 2.27. Сифонный дозатор повышенной производительности

Сифонный дозатор, состоящий из корпуса *1* и сифонной трубки *2*, снабжен датчиками *D*1 и *D*3. Датчик *D*1 установлен ниже уровня *H*, а датчик *D*3 – выше уровня *H*1. Дозируемая жидкость поступает в дозатор через управляемые клапаны *3* и *4*. Через клапан *4* расход жидкости минимальный, он меньше расхода слива, определяемого высотой *H*1. Через клапан *3* расход жидкости максимальный. Клапан *3* открывается при поступлении в систему управления сигнала с датчика *D*3. При подъеме жидкости до уровня срабатывания датчика *D*1 в систему управления поступает сигнал и клапан *3* закрывается. Дальнейшее наполнение дозатора происходит через клапан *4*, и при достижении высоты *H* дозатор срабатывает и начинается слив. Если при поступлении в систему управления сигнала с датчика *D*1 будет отсутствовать сигнал с датчика *D*2, свидетельствующего о наличии тары на позиции розлива, из системы управления по-

ступит сигнал на закрытие клапана *4*. При подаче тары на позицию розлива с датчика *D*2 система управления получит сигнал, клапан *4* откроется и процесс розлива возобновится. Такое построение системы дозирования позволяет уменьшить время наполнения и повысить производительность.

На рис.2.28 представлена бесклапанная система дозирования агрессивных жидкостей с использованием пружинного стабилизатора расхода жидкости и сифонного дозатора. Эта система особенно эффективна для дозирования насыщенных солевых растворов. Например, в хлебопекарной промышленности насыщенный солевой раствор приготавливается в отдельном баке и из него происходит дозирование. При подвешивании бака на пружинах, жесткость которых подобрана соответствующим образом, получаем пружинный стабилизатор расхода жидкости и бесклапанную систему дозирования агрессивных жидкостей, в том числе абразивных жидкостей.

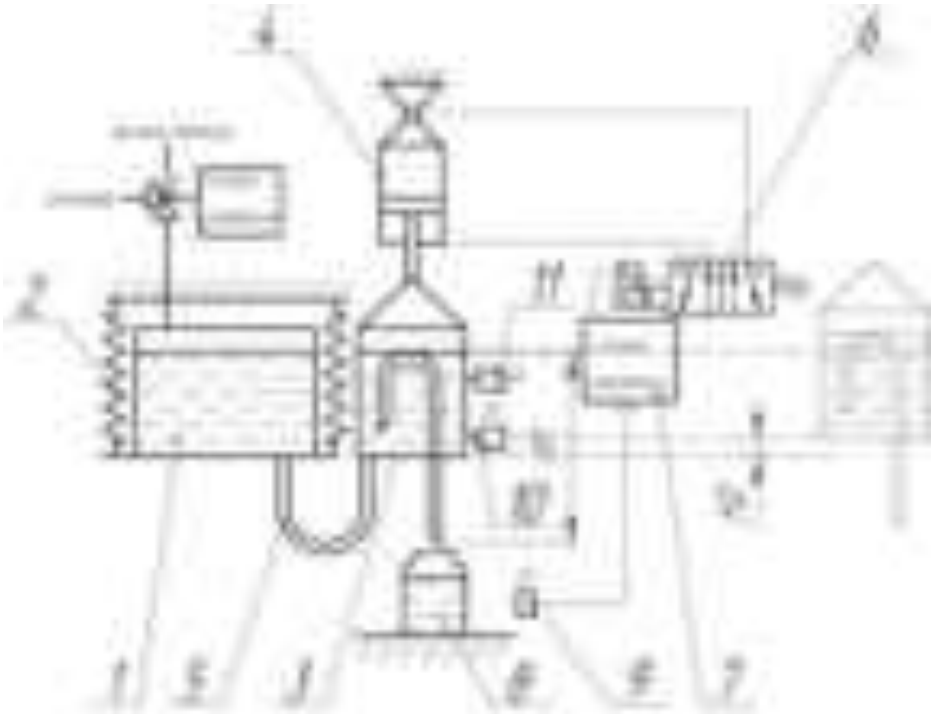


Рис. 2.28. Бесклапанная система дозирования агрессивных жидкостей

Система дозирования состоит из бака *1*, подвешенного на пружинах *2*. Сифонный дозатор *3* подвешен на пневмоцилиндре *4* и соединен гибким

шлангом *5* с баком *1*, а пневмоцилиндр *4* с пневмораспределителем *6*. Сигнал на переключение пневмораспределителя *6* поступает из системы управления *7*. Наличие тары *8* на позиции розлива контролируется емкостным датчиком *9*, соединенным с системой управления. Высота установки сифонного дозатора выбирается такой, чтобы в крайнем вытянутом положении штока пневмоцилиндра верхний край сифонной трубки был ниже уровня жидкости в баке. Если по каким-либо причинам тара не поступила на позицию розлива, с датчика *D*1 в систему управления поступает сигнал, последняя выдает команду на переключение пневмораспределителя и шток цилиндра втягивается, поднимая сифонный дозатор на такую высоту, чтобы изгиб сифонной трубки поднялся выше уровня жидкости в баке. Процесс дозирования прекращается и возобновляется вновь при поступлении тары на позицию розлива. Для повышения производительности бак *1* может быть выполнен герметичным и снабжен трехходовым клапаном *10*, последовательно соединяющим бак то с источником повышенного давления, то с атмосферой. На корпусе сифонного дозатора должны быть установлены датчики *D*2 и *D*3, соединенные с системой управления. При данной конфигурации системы дозирования она будет работать в таком же режиме, как и сифонный дозатор, представленный на рис.2.26. Максимальный расход подачи жидкости обеспечивается подключением к баку высокого давления, а минимальный расход - скоростью выравнивания уровней жидкости в баке и дозаторе.

Для регулирования объема дозы сыпучих продуктов предлагается использовать мехатронные шиберные дозаторы (рис.2.29).

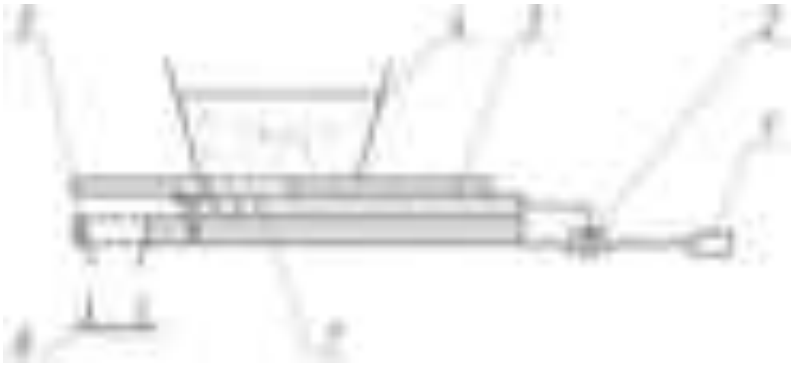


Рис. 2.29. Шиберный дозатор с цифровым управлением и регулируемым объемом дозы

В отличие от обычных дозаторов, где мерный объем физически ограничен со всех сторон, в шиберных дозаторах одна сторона мерного объема - это открытая поверхность, определяемая углом естественного откоса дозируемого сыпучего продукта. Таким образом, мерный объем ограничен плоскостью естественного откоса сыпучего продукта и торцом шибера. Изменяя расстояния между этими плоскостями, можно, используя сервопривод, программным способом регулировать объем дозы.

Для дозирования сыпучих продуктов с массой дозы более 5 гр. применяют шнековые дозаторы. Схема наиболее распространенного шнекового дозатора представлена на рис.2.30.

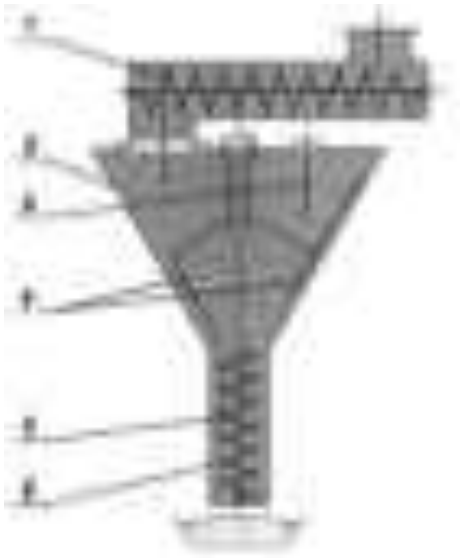


Рис.2.30.Шнековый дозатор:
1 - питающий шнек;*2- к*онический бункер; *3* - датчик уровня продукта; *4* - лопасти мешалки; *5* - Вертикальный шнек; *6* - корпус дозирующего шнека

Из конического бункера *2* вертикальным дозирующим шнеком *5* при его включении отбирается и выдается доза продукта. Выше конического бункера располагается питающий шнек *1*, обычно горизонтально расположенный. Дозируемый продукт поступает через патрубок, расположенный в корпусе этого шнека, а иногда на питающий шнек через бункер для продукта, установленный на входном патрубке. Питающий шнек периодически включается, пополняя продукт в коническом бункере. Уровень продукта в коническом бункере поддерживается датчиком *3*, от сигнала которого включается и выключается питающий шнек. В коническом бункере постоянно вращаются лопасти-мешалки *4*. Они не дают продукту слеживаться и нагнетают его на дозирующий шнек. Величина дозы определяется числом оборотов дозирующего шнека.

Весовое дозирование сыпучих и насыпных продуктов и материалов предпочтительнее применять при массе дозы более 1 кг. Весовое дозирование производится по одному из двух способов: с присыпкой или с отсыпкой.

На рис.2.31 представлена схема весового дозатора с присыпкой. Расходный бункер *1* имеет три выходных канала с тремя шиберными за-

слонками *2* - *4* для грубого, промежуточного и точного дозирования соответственно. Через направляющий конус *5* продукт поступает в тару *6*, установленную на весоизмерительной платформе *7*.

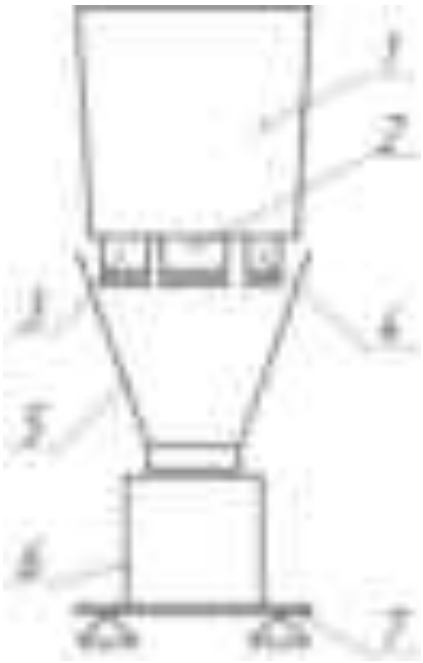


Рис. 2.31. Весовой дозатор с установкой тары на весоизмерительную платформу

Типовая временная диаграмма для данного способа дозирования представлена на рис.2.32.

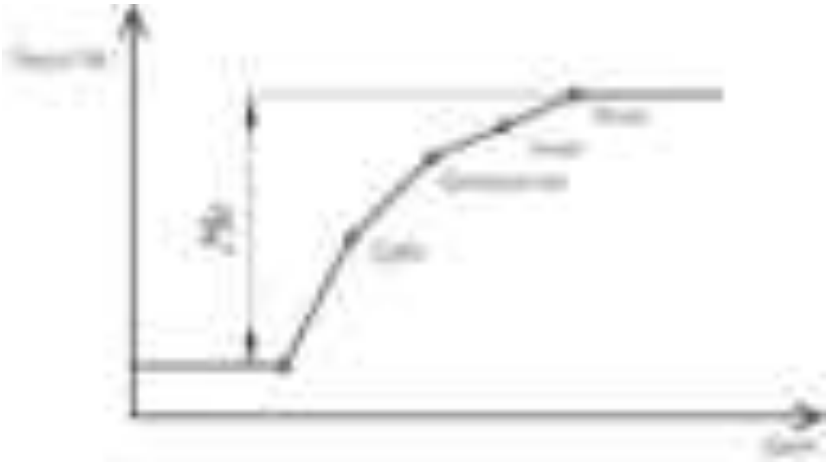


Рисунок 2.32. Типовая временная диаграмма дозирования с присыпкой

На первом этапе дозирования все три шиберные заслонки открыты. При поступлении в систему управления сигнала с тензометрического датчика весоизмерительной платформы, равного уставке, определяющей

окончание грубого дозирования, шиберная заслонка *2* закрывается (см. рис.2.31). При достижении сигналом с тензометрического датчика значения уставки, определяющей переход к точному дозированию, закрывается шиберная заслонка *3*. Закрытие шибера *4* для точного дозирования происходит при достижении веса, равного номинальной массе дозы минус масса продукта, находящегося в фазе свободного падения и не воздействующего на тензометрические датчики. Отвод заполненной тары происходит спустя заданную временную задержку, отведенную на успокоение показаний тензометрических датчиков. Поскольку окончательная масса дозы отличается от номинальной, то может быть выполнена коррекция закрытия шиберной заслонки точного дозирования, обеспечивающая допускаемую погрешность дозирования в соответствии со стандартом [10].

На рис.2.33 представлена одна из возможных схем дозирования с отсыпкой. Тензометрические датчики *1* установлены под весовым бункером *2*, объем которого незначительно превышает объем максимальной дозы. Расходный бункер *3* снабжен шиберным затвором *4*, а весовой бункер *2* - шиберами *5* и *6* грубого и точного дозирования соответственно. Тара *7* устанавливается на платформе *8* механизма подачи и отвода тары.

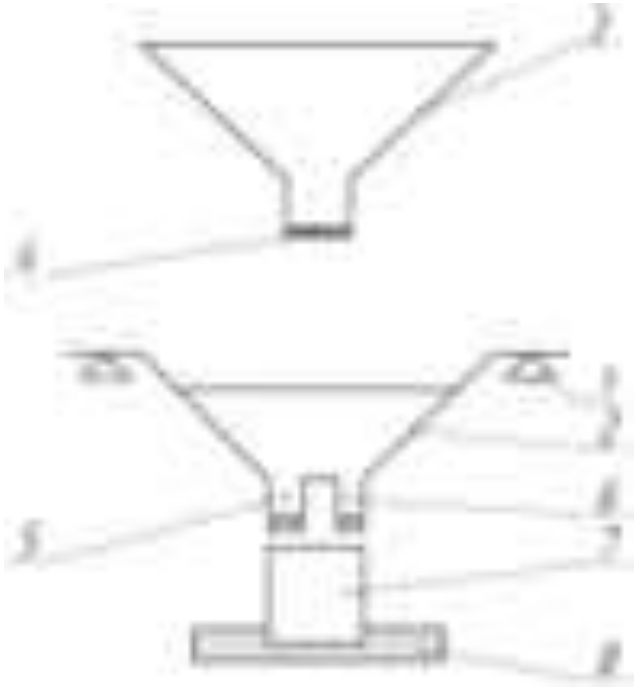


Рис.2.33. Весовой дозатор с отсыпкой

Типовая временная диаграмма дозирования с отсыпкой представлена на рис.2.34.

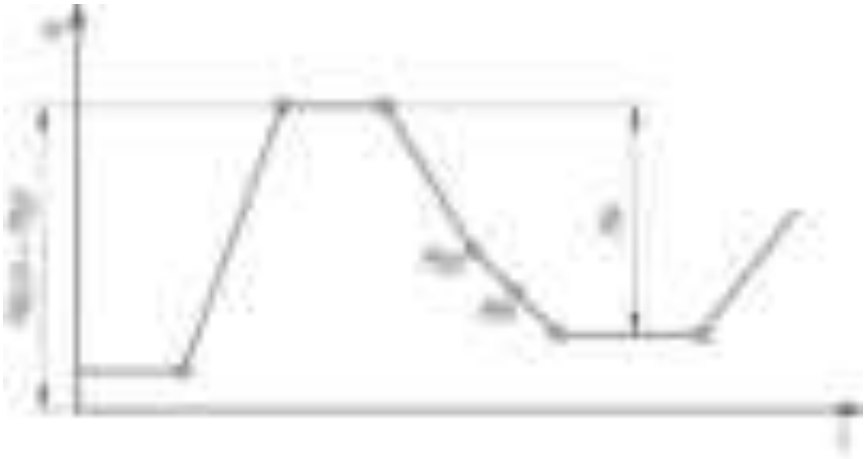


Рис. 2.34. Типовая временная диаграмма весового дозирования с отсыпкой

Процесс дозирования начинается с отсыпки сыпучего продукта из расходного бункера в весовой бункер *2*, причем шиберный затвор *4* (см. рис.2.33) закрывается в тот момент, когда сигнал с тензометрического датчика достигнет значения, соответствующего номинальной массе дозы. После закрытия шиберной заслонки масса продукта в весовом дозаторе увеличится на массу продукта, находившегося в фазе свободного падения. После временной задержки, обеспечивающей постоянство сигнала о массе продукта, находящегося в весовом бункере, система управления определяет значение сигнала, свидетельствующего об окончании процесса дозирования. Это соответствует моменту, когда масса весового бункера с продуктом уменьшится на величину номинальной дозы. На первой стадии дозирования одновременно открыты шиберные заслонки грубого и точного дозирования.

Когда сигнал с тензометрических датчиков достигнет значения соответствующего переходу к точному дозированию, шиберная заслонка грубого дозирования закрывается. Когда масса весового бункера уменьшится на величину номинальной дозы продукта, закрывается шиберная заслонка точного дозирования. Сигнал на отвод заполненной тары выдается системой управления через временную задержку, которая определяется временем падения остатков продукта после закрытия шибера тонкого дозирования.

2.4. Мехатронные мультиголовочные дозаторы

Для дозирования и фасования продуктов нерегулярной формы применяются мультиголовочные дозаторы. К продукции нерегулярной формы относятся, например, орехи, изюм, чипсы, сухари, сушки и т. д.

Пионером в разработке мультиголовочных дозаторов является японская компания *Ishida*, выпустившая на рынок первый мультиголовочный дозатор в 1972 г. Он был построен для сельскохозяйственных кооперативов Японии, которые испытывали острую потребность в упаковочной машине для фасования зеленого перца с высокой точностью. Развешивать зеленый перец вручную очень трудно, так как вес единицы продукта может варьироваться в очень широких пределах. В результате на рынок поступали пакеты либо с избытком, либо с недостатком продукта.

Новый дозатор позволил взвешивать порции зеленого перца в нескольких весовых бункерах одновременно. В процессе взвешивания компьютер вычисляет все возможные комбинации между полученными значениями и выбирает ту, которая наиболее точно соответствует заданной массе, затем содержимое бункеров, вошедших в выбранную комбинацию (дозу продукта), сбрасывается в упаковочную машину. Эта концепция произвела революцию в фасовании. Теперь продукты могли быть упакованы в тару без значительного перевеса или недовеса, при этом существенно увеличивалась не только скорость выдачи доз продукта. При больших объемах производства высокая стоимость мультиголовочного дозатора компенсируется высокой производительностью и снижением потерь от перерасхода продукции. При этом обеспечивается минимальное отклонение в массе нетто продукта каждой упаковки.

Мультиголовочные дозаторы (МГД) на российском рынке представлены следующими производителями: *Ishida* (Япония, Англия), *Cabinplant*, *Bilwinko* (Дания), *Yamato*, *Multipond* (Германия), *Elpack* (Израиль). К менее известным в России, но широко применяемым по всему миру относятся: *Universal Service* (Чехия), *Hastamat* (Германия), *Scanvaegt International A/S* (Дания). Основную долю в продажах занимает *Ishida*. Большая часть российских компаний, выпускающих фасовочное оборудование, предпочитает использовать импортные МГД. Например, компания «Таурас-Феникс»

(Санкт-Петербург) для фасовочно-упаковочного оборудования серий «Питпак» и «Пирамида» применяет мультиголовки *Ishida*. Аналогично компания «Бестром» использует дозаторы *Multipond* и т. д.

Среди отечественных фирм мультиголовки производит только «Сигнал Пак» (Екатеринбург–Москва) по лицензии испанской фирмы *ISP*. В целях повышения надежности оборудования в конструкции используются импортные комплектующие *Omron, Atmel, Mitsubishi* (электроника), *SMC*, *Camozzi* (пневматика), *Max Schlaterer* (узлы привода), а также законченные системы управления МГД с заданным программным обеспечением. Следует отметить, что широко используются тензодатчики российского производства. Это позволило создать автомат, не уступающий зарубежным аналогам, по приемлемой цене.

На рис.2.35 представлена условная технологическая схема МГД наиболее распространенной конструкции.

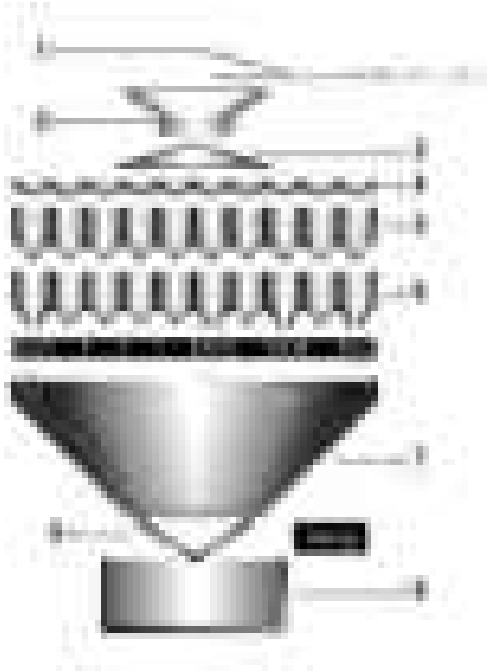


Рис. 2.35. Упрощенная схема конструкции комбинационного весового дозатора: *1* – загрузочное устройство; *2* – распределяющее устройство; *3* – подающее устройство; *4* – вибропитатели; *5* – накопительные бункеры; *6* – взвешивающие бункеры; *7* – разгрузочный бункер; *8* –синхронизирующий карман; *9* – упаковочная машина (к конструкции дозатора не относится)

Большинство мультиголовочных дозаторов построено по схеме, представленной на рис.2.36.

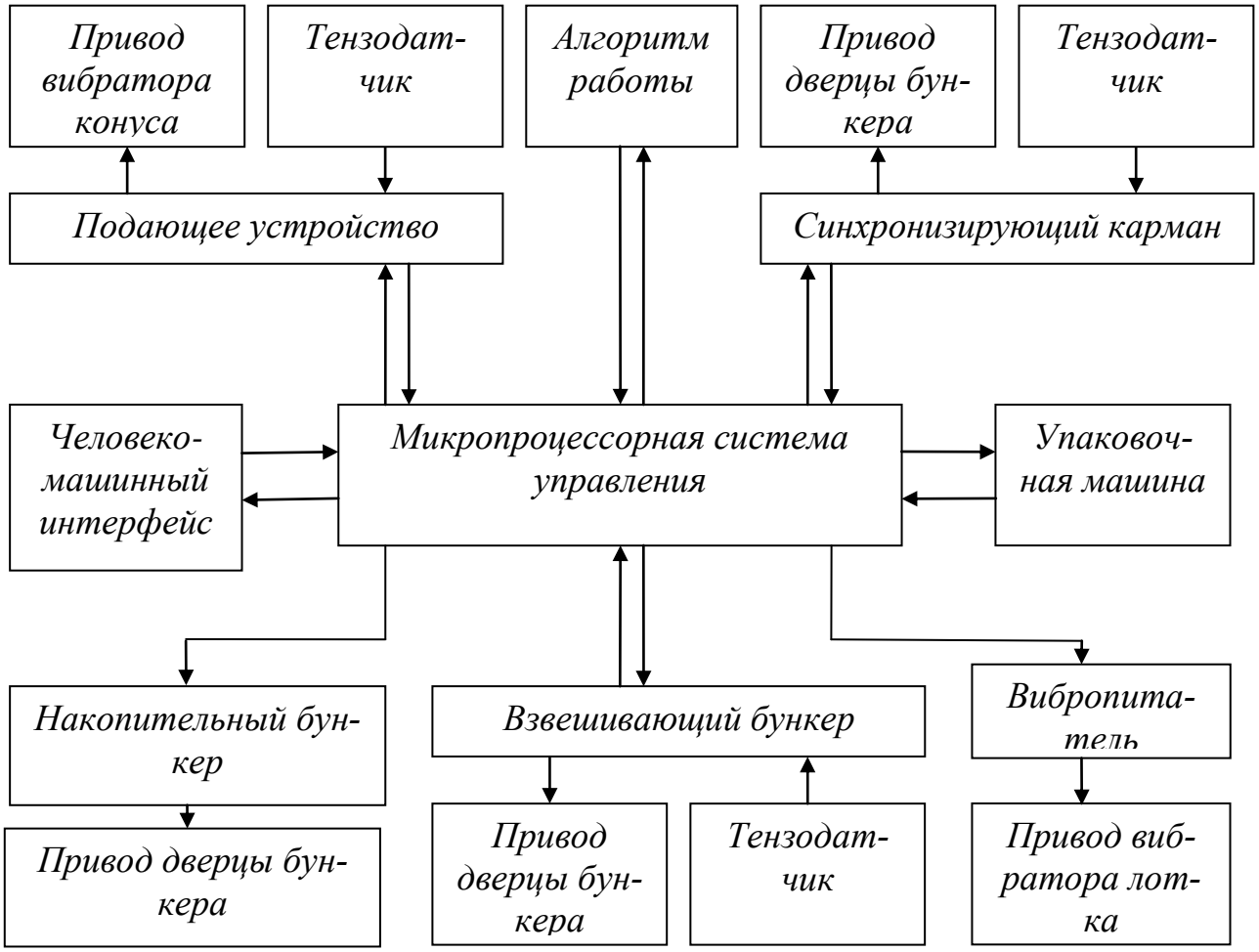


Рис.2.36. Структурная схема МГД

Микропроцессорная система управления осуществляет анализ состояния оборудования, сбор данных от датчиков, контроль работы исполнительных механизмов и на базе полученных данных управляет работой МГД. Также в задачи системы управления входят поддержание человеко-машинного интерфейса и синхронизация с внешним оборудованием. В ходе работы система управления ведет статистику основных параметров установки для самонастройки и диагностики. Весь процесс управления можно разбить на функции, каждая из которых отвечает за работу соответст-

вующего конструктивного блока, представленного на рис.2.36. Основой работы мультиголовочных дозаторов является алгоритм составления комбинаций доз. В описании почти всех существующих конструкций МГД приводится практически одинаковый принцип работы – выбор наиболее точной дозы.

Алгоритм работы определяет основные характеристики дозатора, такие как погрешность дозирования, производительность, периодичность возникновения тупиковых ситуаций, закон распределения массы дозы. Поскольку между большинством конструктивных элементов дозатора нет механической связи, весь процесс дозирования происходит по командам системы управления. Следовательно, СУ отвечает за работу каждого устройства в составе МГД, за его характеристики и регулировку.

Подающее устройство предназначено для равномерного распределения продукта по вибрационным лоткам. Выходом данного блока является сигнал весового датчика, измеряющий массу продукта, подающегося в дозатор. Входной сигнал идет к преобразователю, управляющему вибрационным устройством. Задача системы управления - поддерживать подачу продукта в МГД, равную расходу. При отсутствии продукта СУ прекращает работу устройства.

Вибропитатель подает продукт в накопительный бункер. Регулирование массы дозируемой порции осуществляется в результате изменения продолжительности и амплитуды работы привода вибратора лотка, а точные настройки – с помощью системы управления, при этом учитывается вид продукта и параметры настроек дозатора.

Накопительный бункер обеспечивает временное хранение порции продукта, поступившей из вибролотка. Хранение порции осуществляется до ее сброса в последующий весовой бункер. В результате данное устройство готово к приему следующей порции продукта. Некоторые конструкции МГД не имеют такого блока, однако необходимость установки накопительных бункеров задается требованиями к производительности МГД, так как с их помощью можно ускорить работу. Открытие/закрытие кармана чаще всего происходит в промежутки времени, которые задаются СУ и различны для разных видов продукта.

Взвешивающий бункер обеспечивает систему управления данными о массе находящейся в нем порции и обеспечивает сброс порции продукта в разгрузочный бункер. Сигнал от тензодатчика фильтруется, его показания корректируются с учетом тарировки, а также внешних возмущающих факторов. Получив значение массы порции в каждом бункере, СУ выбирает комбинацию бункеров, соответствующих выбранному алгоритму, и дает сигнал на их открытие. Так же как и в накопительном бункере, открытие/закрытие кармана происходит в определенный промежуток времени.

Синхронизирующий карман предназначен для сопряжения режима работы МГД и упаковочной машины и может открываться при получении сигнала готовности от упаковочного автомата и при наличии в нем готовой дозы. В некоторых моделях разгрузочный бункер снабжен тензодатчиком, таким образом выполняется функция контролирующего устройства.

Человеко-машинный интерфейс обеспечивает удобную для человека связь с системой управления для проведения необходимых настроек МГД, контроля работы и просмотра статистических данных за требуемый период времени.

Упаковочная машина – аппарат, принимающий и обрабатывающий дозы продукта, выдаваемые МГД. Для обеспечения синхронной совместной работы системы управления упаковочной машины и МГД связаны посредством интерфейса передачи данных

Первые МГД были линейными, но последующее увеличение числа весовых бункеров привело к необходимости расположения их вокруг общего разгрузочного бункера. Следует отметить, что, несмотря на схожесть конструкции, не стоит путать линейные МГД с обычными весовыми дозаторами с рядным расположением головок.

Однопоточный (традиционный) дозатор (рис. 2.37, *а*) предназначен для выдачи доз в одну упаковочную машину. В зависимости от управляющей программы он способен фасовать только один продукт или приготовлять смеси.

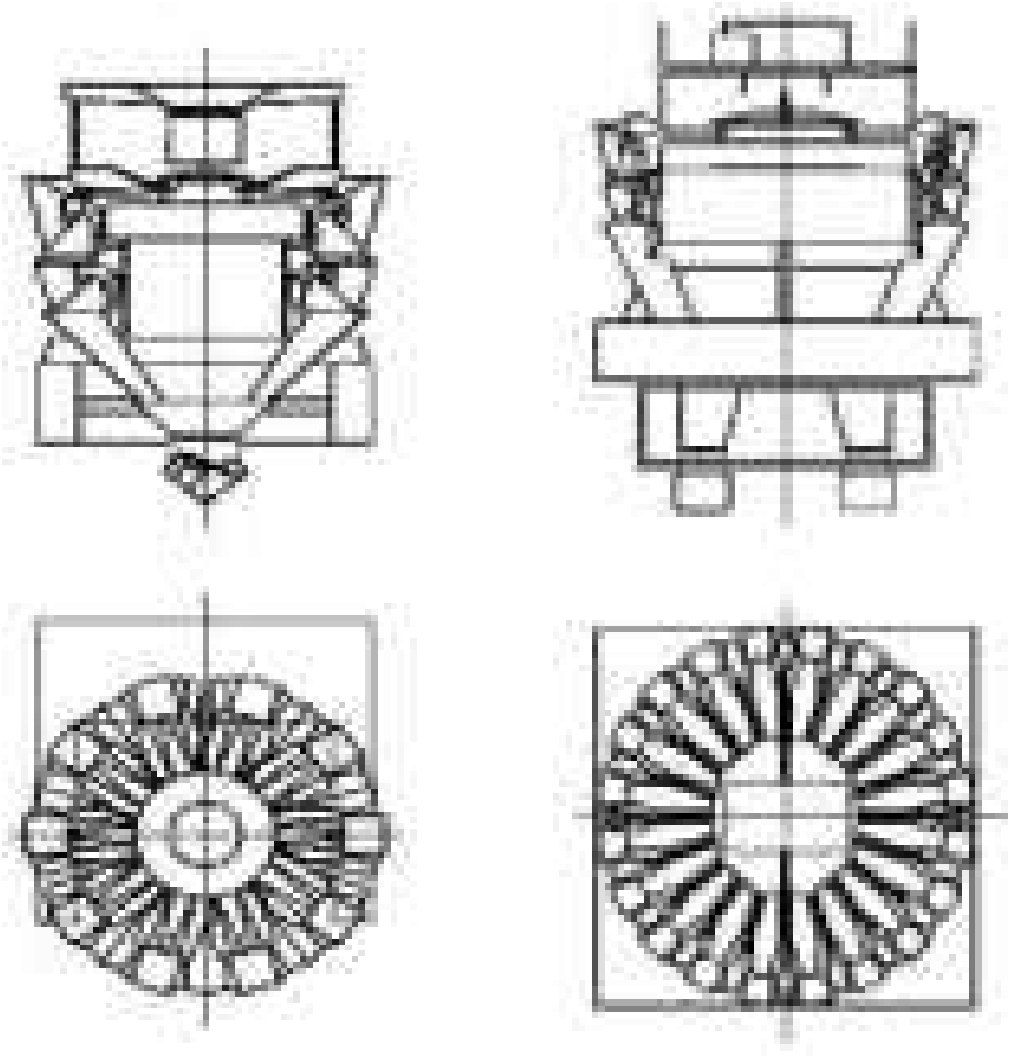


Рис.2.37. МГД с различным числом потоков дозирования: *а* - однопоточное исполнение, 10 головок; *б* - спаренное однопоточное исполнение, 20 головок

Однопоточные объединенные МГД представляют собой конструкцию из нескольких (чаще всего двух) мультиголовочных дозаторов, ячейки каждого из которых расположены на части окружности и объединены единой системой управления (рис. 2.37, *б*). Имея раздельные выходы, данная конструкция позволяет производить независимое дозирование числа продуктов по количеству выходов.

Трехкаскадный – наиболее распространенный тип МГД. В нем присутствуют (см. рис.2.35) вибропитатели *4*, промежуточные бункеры *5*, весовыех бункеры *6*.

Главное отличие двухкаскадных дозаторов от трехкаскадных – отсутствие слоя промежуточных бункеров, необходимых для синхронизации работы вибролотков и весовых бункеров. Двухкаскадный МГД (при прочих равных условиях) обладает меньшей производительностью по сравнению с трехкаскадным, но имеет более низкую стоимость.

Рассматривая такой параметр МГД, как погрешность дозирования, нельзя оценивать ее в сравнении с обычными видами фасовочного оборудования (объемные, шнековые, весовые и т. д.). В обычных схемах погрешность дозирующей системы зависит от конструктивных особенностей аппарата и характеристик продукта. Погрешность мультиголовочного дозатора определяется вычислительной системой, и выдача дозы происходит в заданных пределах. В этом заключается еще одно преимущество МГД – отсутствие брака.

Поскольку конечная масса продукта подбирается согласно управляющему алгоритму МГД, то изменение характеристик продукта напрямую не отражается на точности выдаваемых МГД доз. Но поскольку в конструкцию МГД входят отдельные весовые дозаторы, то именно их качество работы зависит от свойств продукта. Как показали исследования, чем меньше разброс массы наполнения продуктом весовых бункеров, тем стабильнее работа дозатора и меньше тупиковых ситуаций возникает во время его работы.

Таким образом, характеристики продукта оказывают влияние не на точность МГД, а только на его стабильность и скоростные характеристики.

При фасовании штучной продукции выделим ее основные характеристики:

- массу единичной штучной продукции;
- среднее квадратическое отклонение массы единицы штучной продукции;
- регулярность и нерегулярность формы продукции;
- кусковатость, характеризующуюся максимальными и минимальными размерами;
- геометрическую форму.

При разработке упаковки, назначении номинальной массы товара, выборе фасовочно-упаковочного оборудования все вышеперечисленные

характеристики должны быть учтены и согласованы с требованиями стандарта по нормам точности [9].

Примем, что в каждой упаковке с номинальной массой M находится n единиц штучной продукции с массой $m_к$.

Всю штучную продукцию можно разделить на две группы:

- с регулируемой массой;
- с нерегулируемой массой. Как правило, это штучная продукция растительного (изюм, орехи, корнеплоды) или животного (рыба, крабовое мясо и т. д.) происхождения.

Отдельная группа – чипсы. В зависимости от способа изготовления они могут как регулируемой, так и нерегулируемой массой штучной единицы продукции.

При производстве штучной продукции с регулируемой массой можно в первую очередь выбрать значение массы единицы штучной продукции, а затем последовательно назначить количество единиц n штучной продукции в упаковке и номинальное значение M.

В другом случае устанавливается номинальная масса M в упаковке и по заданному количеству единиц штучной продукции в упаковке n определяется масса единицы штучной продукции и требования к точности ее изготовления.

В обоих случаях связь между средним квадратичным отклонением массы продукции в упаковке M и средним квадратичным отклонением массы единицы штучной продукции $\sigma_{шт}$ при случайной выборке заданного числа единиц n будет определяться с помощью соотношения:

$$\sigma_M = \sqrt{N}\sigma_{шт} \tag{2.10}$$

или

$$T = 2{,}06\sqrt{\frac{M}{m_{шт}}}\sigma_{шт} \tag{2.11}$$

.

Коэффициент 2,06 соответствует вероятности 0,96 выхода 2 % доз продукции за пределы допуска:

$$T = 2{,}06\sigma_M .$$

Из уравнения (2.10) получим следующее соотношение:

$$\frac{m_{шт}}{\sigma^2_{шт}} = \frac{M}{T^2},$$

где M – масса дозы; T – допуск на дозу; $m_{шт}$– масса куска продукта; $\sigma_{шт}$– дисперсия массы куска продукта.

На рис.2.38 представлен график изменения допуска T и параметра $\frac{m_{шт}}{\sigma^2_{шт}}$ в зависимости от значения номинальной массы продукции в упаковке в соответствии с требованиями стандарта.

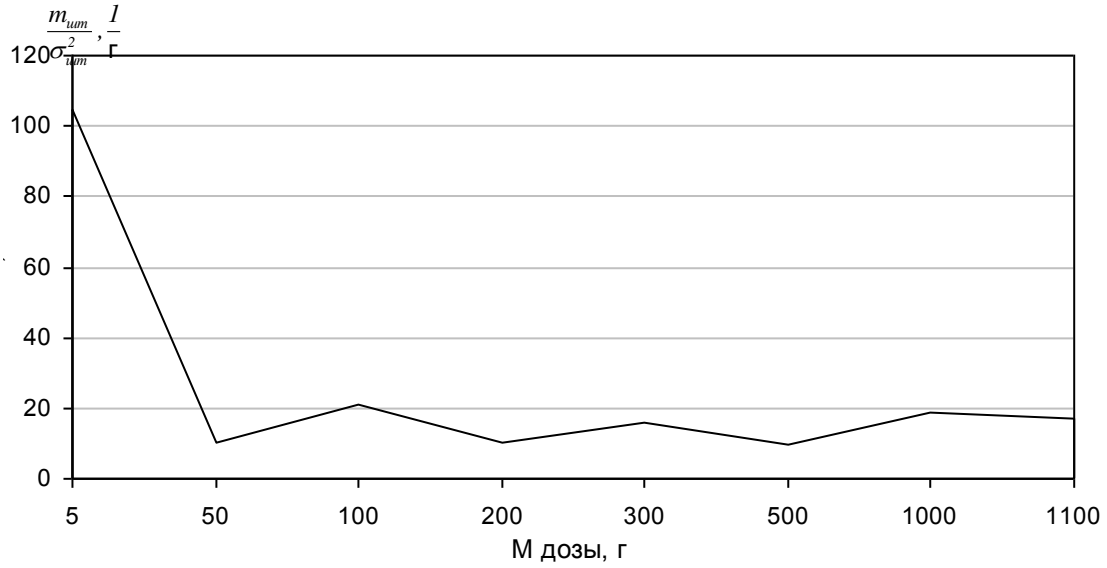


Рис.2.38. Характеристика продуктов, дозируемых только комбинационным весовым способом

Заштрихованной зоне графика (см. рис.2.38.) соответствуют продукты с характеристикой $\frac{m_{шт}}{\sigma^2_{шт}}$, которые можно дозировать только комбинационным весовым способом.

Из уравнения (2.11) следует, что если выполняется условие

$$\frac{m_{шт}}{\sigma^2_{шт}} \geq 4{,}24\frac{M}{T^2}, \qquad (2.12)$$

то при любой случайной выборке *n* единиц штучной продукции соблюдаются требования стандарта к точности дозирования и только в 2% случаев возможно, но не обязательно, появление упаковок, имеющих отклонение от номинальной массы больше допустимого.

Если соотношение основных характеристик штучной продукции лежит в пределах

$$\frac{m_{шт}}{\sigma_{шт}^2} \geq \frac{z^2 m_{шт}}{T^2},$$

то вероятность получения упакованной продукции, соответствующей требованиям стандарта, определяется интегралом вероятности

$$\Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z e^{-\frac{z^2}{2}} dz,$$

где

$$z = \sqrt{\frac{m_{шт} T^2}{\sigma_{шт}^2 M}} = \frac{T}{\sigma_{шт}} \sqrt{\frac{m_{шт}}{M}}.$$

получено из уравнения (2.11) в результате замены коэффициента 2,06 коэффициентом *z*.

При выполнении условия (2.12) возможен счетный принцип дозирования, в частности, для изделий правильной геометрической формы. В перспективе развитие мехатроники позволит перейти на мультиголовочные дозаторы счетного типа без взвешивания.

Однако для большинства видов штучной продукции ее разделение на заданное количество штучных единиц является неразрешимой или нерешенной задачей, поэтому применение комбинационного весового дозирования неизбежно.

Если для конкретного вида продукции неравенство (2.12) не выполняется, то единственным способом дозирования является комбинационное весовое дозирование от отдельных взвешенных штучных единиц до взвешенных порций штучных единиц.

Анализ работы показывает, что простаивающие ячейки образуются вследствие наполнения весовых бункеров массой, значительно отличающейся от заданной. Это можно объяснить тем, что при подборе наиболее точного значения массы дозы с большой вероятностью она собирается из

порций наименьшего отклонения от *m*. Остаются ячейки, масса которых имеет более высокое отклонение. Со временем их число увеличивается, и этот процесс происходит тем быстрее, чем больше среднее квадратическое отклонение массы дозы вибропитателя.

Таким образом, возникло предположение о том, что для выравнивания разброса массы продукта в ячейках необходимо принудительно использовать бункеры с наибольшей и наименьшей массой при составлении комбинаций доз. Остальные ячейки подбираются из условия попадания конечной массы в заданный диапазон. Минимально возможное количество порций равно трем, но, как показывают исследования, максимальной эффективности данного алгоритма можно достичь при числе порций в дозе от восьми до девяти.

Алгоритм управления МГД основан на выполнении нормативных требований и стандартов к количеству фасованного товара в упаковке:
- средняя масса партии упаковок не должна быть ниже номинального значения;
- масса упаковки не должна выходить за пределы, указанные на рис.2.38.

Рассмотрим алгоритм, реализующий стабильную, безостановочную работу МГД за счет обеспечения требований, полученных в результате анализа работы предыдущих алгоритмов управления:
- контроль за средней массой продукта в весовых бункерах;
- составление комбинаций доз с использованием порций продукта, имеющих наибольшее отклонение от среднего значения;
- составление комбинаций доз из различного числа порций.

Согласно этим требованиям был разработан алгоритм выбора дозы.

Алгоритмом выбора дозы, удовлетворяющим перечисленным требованиям, является многопоточное дозирование. Среди бункеров, заполненных продуктом, выбирается несколько комбинаций, не имеющих общих бункеров. Таким образом, теоретически существует возможность перехода МГД, рассчитанного для работы с одним видом продукта, на многопоточный режим дозирования продукта с другими характеристиками.

На рис. 2.39 показана модель распределения потоков продукта при многопоточном дозировании.

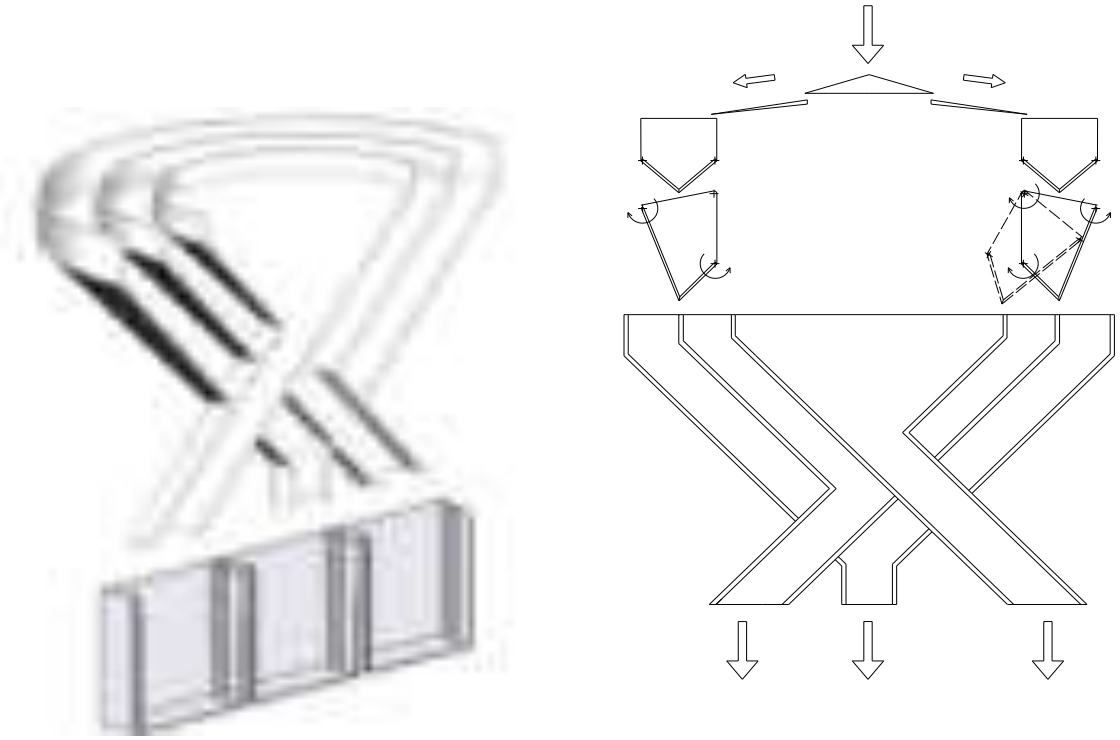


Рис.2.39. Распределение потоков продукта в трехпоточном мультиголовочном дозаторе

В соответствии с требованиями ГОСТ Р 8.579–2001 рассмотрим критерии применения комбинационного весового дозирования:

$\frac{m_{шт}}{\sigma^2_{шт}} < 4{,}24\frac{M}{T^2}$ – работа МГД только в однопоточном режиме;

$\frac{m_{шт}}{\sigma^2_{шт}} \geq 4{,}24\frac{M}{T^2}$ – работа МГД в многопоточном гибком режиме, при этом возможно поддержание постоянства потока в результате комбинирования доз продукта;

$\frac{m_{шт}}{\sigma^2_{шт}} >> 4{,}24\frac{M}{T^2}$ – гарантированная работа МГД в многопоточном режиме с полной разгрузкой бункеров в каждом цикле.

Разработанный алгоритм многопоточного выбора дозы удовлетворяет требованиям, соблюдение которых обеспечит стабильную и безостановочную работу МГД:

- сброс максимально возможного количества доз одновременно;
- контроль за средней массой оставшегося продукта в весовых бункерах;
- составление комбинаций доз с использованием порций продукта, имеющих наибольшее отклонение от среднего значения;
- составление комбинаций доз из различного числа порций.

Для однопоточного МГД наилучшие результаты показал алгоритм выбора дозы с последовательной выборкой порций в порядке уменьшения отклонения их массы от среднего значения. Поэтому он взят за основу многопоточного алгоритма. Вначале выбирается доза согласно алгоритму многопоточного дозирования, затем среди оставшихся ячеек - еще одна комбинация, и так до тех пор, пока есть незадействованные ячейки и среди них возможно найти подходящую комбинацию. Блок-схема данного алгоритма представлена на рис. 2.40. Значения массы продукта в весовых бункерах дозатора записываются в массив $D[N]$, задаются значения массы порции m, дозы M и допуска на дозу ε. Далее составляется массив $H[i]$, в котором содержатся индексы $D[N]$, затем производится его сортировка в порядке уменьшения значения $|D[H[i]]-m|$.

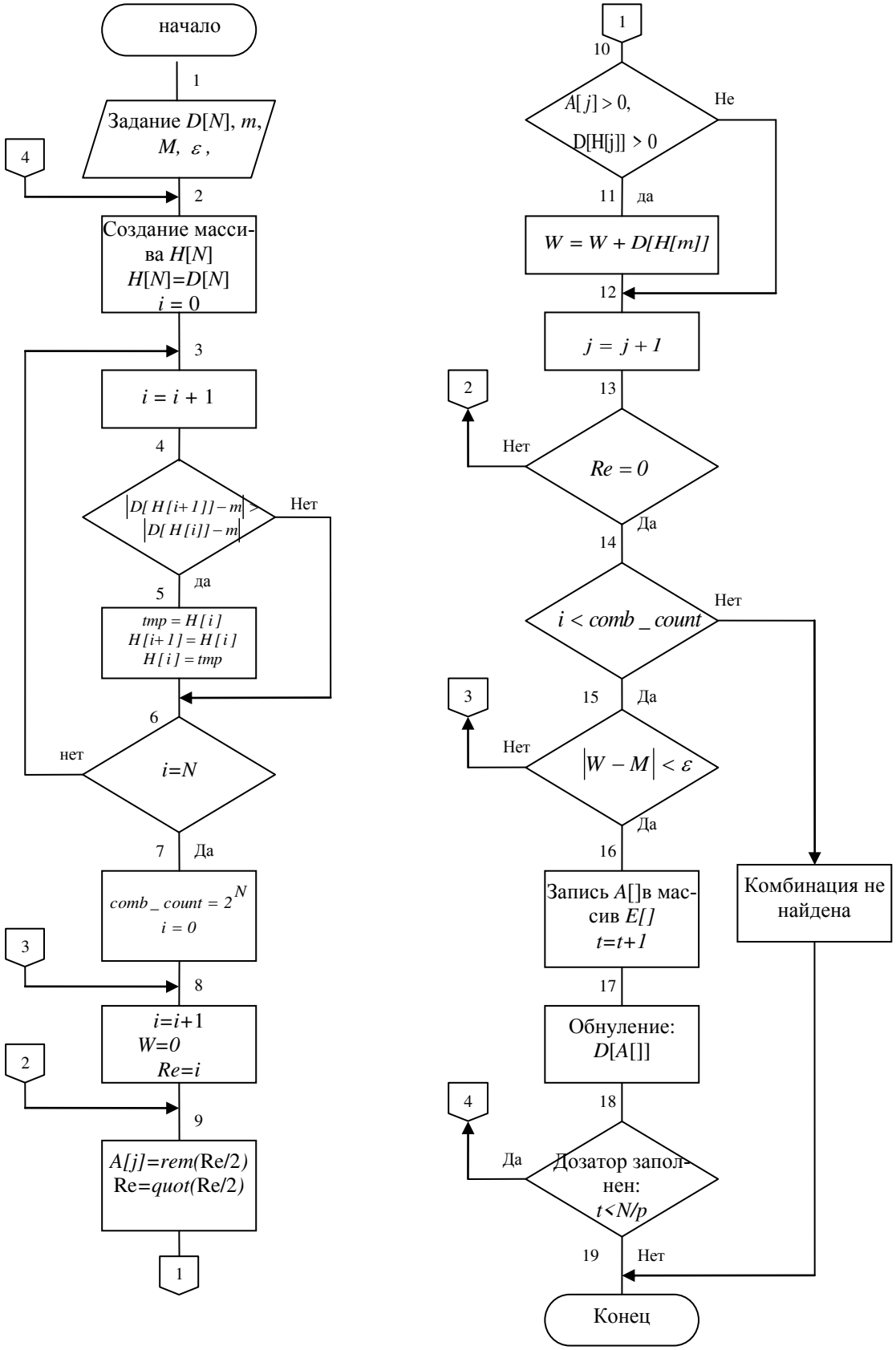


Рис.2.40. Блок-схема многопоточного алгоритма последовательной выборки порций в порядке уменьшения отклонения их массы

В массиве $H[N]$ находятся отсортированные в порядке уменьшения отклонения массы продукта в бункере от заданного значения номера ячеек. Вычисляется количество всех возможных комбинаций. Далее организуется процесс, в котором последовательно перебираются все возможные комбинации. Этот перебор организован таким образом, чтобы в первую очередь рассмотреть комбинацию, состоящую из ячеек, номера которых находятся в начале списка $H[N]$. Такой массив отсортирован в порядке уменьшения отклонения массы продукта в бункерах.

Первая комбинация порций, та суммарная масса которой находится в пределах $(-\varepsilon, \varepsilon)$. Таким образом, при составлении комбинаций преимущество отдается ячейкам с большим отклонением массы. В итоге после сброса дозы масса продукта в бункерах выравнивается, приближаясь к среднему значению.

Поскольку масса оставшихся $(N - p)$-ячеек имеет меньшую дисперсию, чем первоначальные N ячеек, вероятность подбора еще одной комбинации остается на достаточно высоком уровне. После сброса последней дозы проверяется наличие достаточного количества продукта в дозаторе, и если это так, то поиск комбинации производится заново с поправкой на уже выбранные ячейки.

Подобный алгоритм выбора дозы может привести к некоторому различию в характеристиках распределения массы дозы для разных потоков в зависимости от продукта. Однако масса каждой дозы находится в заданном диапазоне, а ее среднее значение близко к заданному, следовательно, результаты работы МГД должны удовлетворять нормативным требованиям.

Глава 3.
МЕХАТРОННЫЕ СИСТЕМЫ В ПРИБОРОСТРОЕНИИ

Приборостроение – отрасль промышленности, предметом производства которой являются элементы информационно-измерительных и управляющих систем (ИИУС). Принципы мехатроники широко используются как в оборудовании для производства ИИУС, так и в них самих.

3.1. Особенности автоматизированного производства в приборостроении

Часто кроме термина «прибор» употребляют термин «аппарат». Эти близкие термины различают следующим образом. *Прибор* – устройство, предназначенное для измерения и преобразования параметров физических процессов (рис. 3.1, *а*). *Аппарат* – устройство, предназначенное для осуществления физического процесса на объект либо в целях получения какого-либо эффекта, либо для измерения (рис. 3.1, *б*). Такое различие в терминах чаще встречается в медицинском приборостроении.

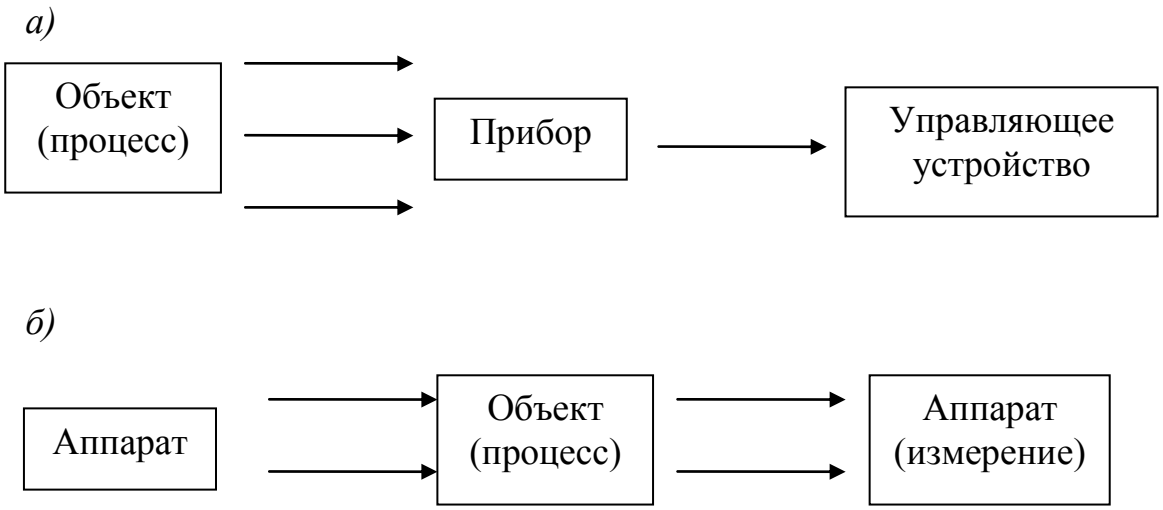


Рис. 3.1. Использование прибора и аппарата

К приборам и их элементам можно отнести навигационные приборы, высотомеры, сейсмографы, дозиметры, реле, полупроводниковые элементы, микросхемы и т. д., к аппаратам – рентгеновские аппараты, осуществляющие воздействие на объект рентгеновскими лучами для получения информации о внутреннем строении объекта, томографы, основанные на эф-

фекте ядерно-магнитного резонанса, ультразвуковые дефектоскопы и медицинские ультразвуковые сканеры, спектрометры, в которых происходит нагревание исследуемого объекта, аппараты искусственной вентиляции легких, аппарат «искусственная почка» и т. д.

Когда мы говорим о приборостроении, то подразумеваем два объекта: собственно приборы или аппараты и их элементы (т. е. изделия приборостроения) и средства для производства приборов и аппаратов. Пример: как средство производства – электронное машиностроение (оборудование для производства электронной техники), как изделие – электроника, микроэлектроника, оптоэлектроника и т. д.

Приборы можно классифицировать и по назначению; например: авионика, медицинская техника, спец. приборы (приборы военного назначения: детонаторы, «жучки» и т. д.).

Для каждой области применения приборов существуют свои специфические требования. К основным технико-конструктивным требованиям можно отнести:

1. Обеспечение заданных техническим заданием характеристик и параметров приборов.
2. Обеспечение рациональных габаритных размеров, объема, массы прибора.
3. Удобство доступа для регулирования, ремонта и осмотра.
4. Предотвращение выхода из строя прибора при неправильном подключении, нештатных условиях работы.
5. Защита от внешних помех, наводок, предотвращение внутренних наводок и излучения помех во внешнее пространство.
6. Обеспечение требуемого температурного режима работы элементов прибора.
7. Обеспечение требуемого давления и влажности внутри прибора.
8. Прочность и долговечность конструкции прибора.
9. Удобство транспортирования и погрузки.
10. Оперативность обслуживания (сокращение времени на подготовку к работе).
11. Безопасность обслуживания.
12. Обеспечение длительного хранения.

Приведенные требования не обязательно должны все сразу выполняться для отдельного прибора.

3.2. Современные технико-экономические требования в приборостроении

Мехатронные системы позволяют с высокой эффективностью удовлетворять высоким специфичным требованиям производства в приборостроении.

Основное требование – повышение производительности приборостроительного оборудования. Однако в приборостроении с точки зрения объема производства существует два направления. При массовом производстве приборов и их элементов, несомненно, нужна высокая производительность, при этом номенклатура остается постоянной. При единичном и опытном производстве производительность оборудования отходит на второй план, главное – гибкость производства, возможность изменения параметров и структуры приборов, производимых на данном оборудовании.

Следующим требованием в приборостроении является надежность работы оборудования: необходимо обеспечить максимально возможный выход годных изделий. Это достигается *постоянством параметров технологического процесса*, особенно для полупроводниковых приборов. Необходимо отметить такое требование, как *помехозащищенность оборудования*. При усложнении технологических процессов уровень автоматизации и управления и компактность оборудования повышается, поэтому помехозащищенность является важнейшим фактором повышения надежности.

Возможность модернизации оборудования при минимальных сроках остановки оборудования на модернизацию достигается за счет модульности и унификации оборудования.

Повышение гибкости управления и настройки оборудования позволяет уменьшить время остановки оборудования.

Компактность оборудования – общее требование для многих областей применения в приборостроении.

Высокие требования по экологии оборудования также являются важнейшим фактором производства приборов, так как в приборостроении часто используются высокотоксичные химические вещества.

Комплексный фактор – экономичность оборудования, в том числе сокращение обслуживающего персонала и снижение уровня подготовки персонала.

Технологические процессы в приборостроении характеризуются большим разнообразием по применению физических и химических воздействий на объекты производства, сложностью и многоступенчатостью технологического процесса. В приборостроении требуется тщательное согласование и соблюдение последовательности операций. Накладываются высокие требования к подготовке заготовок (например, обезжиривание), чистоте рабочих помещений, удалению побочных продуктов технологического процесса. В связи с такими требованиями и особенностями приборостроения необходимы многоуровневые иерархические системы управления оборудованием и производством в целом.

Промышленный робот (ПР) как средство автоматизации в приборостроении имеет специфику, связанную со сложностью технологических процессов. Сравним области применения ПР в машиностроении и приборостроении. Приведем роботизированные технологические операции в машиностроении:

Область машиностроения	**Доля роботизации, %**
Загрузка и разгрузка станков	8
Технологические работы	80
Погрузочно-разгрузочные работы	5
Сборочные операции (механические)	5
Контрольно-измерительные работы	0,5

Другие, менее распространенные, но перспективные области применения ПР - упаковка, уборка мусора, заправка автомашин топливом, сельскохозяйственные роботы.

Приведем роботизированные технологические операции в приборостроении:

Область приборостроения	**Доля роботизации, %**
Сборка, монтаж и технологические работы (сварка, окраска)	38
Механообработка	25
Очистка, промывка изделия	15
Упаковывание, укладка	12
Контрольно-измерительные работы	6

В приборостроении наиболее перспективные области применения роботов:

технологические роботы:

- установка электронных компонентов на печатные платы;
- сборка механических приборов и их элементов;
- сварка и пайка элементов приборов;
- прокладка проводов и жгутов;
- лазерная резка (лазерный раскрой материалов);
- покраска и нанесение покрытий приборов;

измерительные роботы:

- точные измерения геометрических параметров сложных корпусов машин;
- измерение электрических параметров электронных схем;
- измерение параметров микро- и нанорельефа образцов материалов.

В медицине и в биологии для исследования и лечения используются:

микроманипуляторы:

- при измерении физико-химических и биологических параметров на клеточном уровне;
- в микрохирургии мозга и в офтальмологии;
- в генной инженерии;

мобильные микророботы:

- для внутрисосудистой диагностики и диагностики полых органов;
- при микрооперациях и доставке микродоз лекарств;

манипуляционные системы:

- в хирургии;

- для автоматизация медицинских лабораторных анализов;
- в экстракорпоральной литотрипсии;
- для массажа;
- при обслуживании больных;
- в качестве экзоскелетонов.

Анализ этих направлений показывает, что обеспечение качества выполнения столь сложных манипуляционных операций возможно только при применении мехатронных принципов построения данных автоматических устройств.

3.3. Применение мехатронных систем в нанотехнологиях

Одним из бурно развивающихся направлений приборостроения является сканирующая зондовая микроскопия, которая используется при изучении свойств материалов на уровне нанометров (10^{-9} м). Исследования в этом диапазоне размеров проводились при помощи электронных микроскопов начиная с 50-х г. XX в. Такое оборудование было очень дорогим и громоздким, кроме того, требовало хорошей подготовки исследуемых образцов.

В 80-х г. электронная промышленность развивалась очень быстро, поэтому требовались новые скоростные методы исследования полупроводниковых материалов, которые были бы не так затратны. Мехатронные системы получили распространение в этой области с самого начала их применения, так как без интегрированного синергетического объединения электромеханических и сенсорных элементов, управляемых компьютером с мощным программным обеспечением, невозможно организовать производство.

В 1981 г. Г. Биннинг и Г. Рорер (Швейцария) создали сканирующий зондовый микроскоп, предназначенный для исследования рельефа наноструктур (в 1986 г. они получили Нобелевскую премию по физике). В нем используется трехкоординатная микроманипуляционная система на базе пьезоэлектрических приводов.

Как известно из классической физики, в вакууме между двумя проводниками, подключенными к источнику напряжения, ток отсутствует. Однако в теории квантовой физики существует вероятность перехода элек-

тронов через потенциальный барьер, определяемый работой выхода электронов из материала проводников. Эта вероятность тем выше, чем больше напряженность электрического поля и меньше расстояние между проводниками. Таким образом, при определенных условиях между близко расположенными проводниками или полупроводниками (примерно 1 нм) может возникнуть электрический ток, называемый туннельным:

$$I_{\text{т}} \approx I_0 \, exp(-kz), \tag{3.1}$$

где $k = \frac{4\pi}{h}\sqrt{m\varphi}$; m – масса электрона; φ – работа выхода электрона имеет $\varphi \approx 4$ еВ; h – постоянная Планка; I_0 – постоянное значение тока, зависящего от приложенного напряжения V; z – минимальное расстояние между проводниками.

При указанных параметрах коэффициент $k \approx 2 \cdot 10^{10}$ 1/м, поэтому при сближении проводников на 0,1 нм туннельный ток меняется на один порядок. В туннельном зондовом микроскопе (рис. 3.2) на зонд подается напряжение около 1 В. В цепи зонд – образец – источник напряжения появляется ток примерно 0,1 нА.

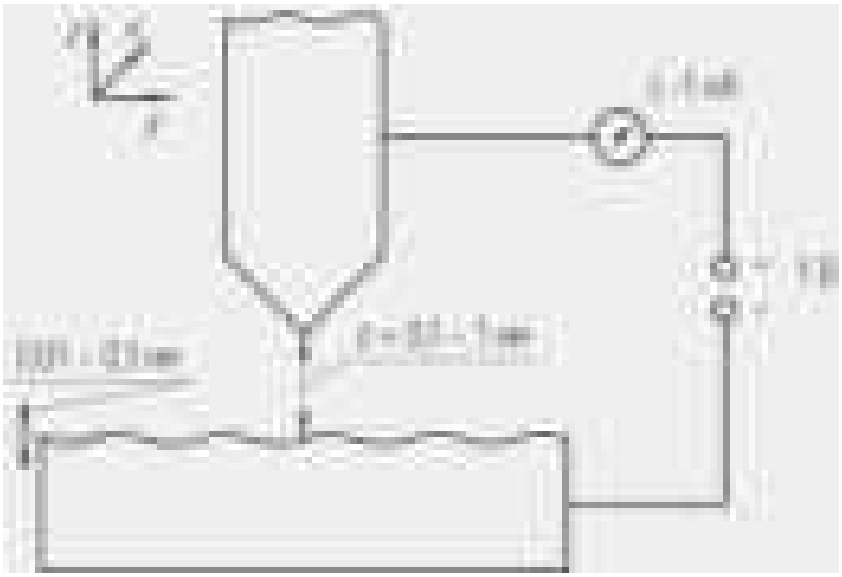


Рис. 3.2. Схема работы туннельного микроскопа

Таким образом, под действием напряжения электроны преодолевают энергетический барьер и переходят с поверхности образца на острие зонда.

Рассматриваемый процесс происходит в вакууме. Однако если расстояние между зондом и образцом намного меньше длины свободного пробега молекул воздуха, то можно считать, что туннелирование происходит в вакууме. При нормальных условиях средняя длина свободного пробега около 30 нм, поэтому при расстоянии между поверхностями менее 1 нм можно считать, что процесс происходит в вакууме.

Определяя туннельный ток при сканировании зонда по осям x и y, можно с помощью формулы (3.1) определить рельеф поверхности и измерить координаты z образца.

Следящая система управления микроманипулятора по оси z. Для точного перемещения зонда по осям *x, y, z* необходим трехкоординатный привод, обеспечивающий разрешение (и погрешность позиционирования) зонда примерно 0,01 нм. Такую манипуляционную систему можно выполнить при помощи пьезоэлектрических актюаторов (приводов).

Рассмотрим систему управления микроманипулятора, рабочим органом которого служит зонд туннельного микроскопа, при отработке движений по оси z (рис. 3.3). Зонд перемещается по осям *x, y, z* при помощи пьезоприводов $ПД_x$, $ПД_y$ и $ПД_z$. Грубая подача образца к зонду и фиксация его по оси z осуществляются при помощи пьезопривода столика $ПД_{ст\ z}$. Условно напряжение U между зондом и образцом задается и регулируется при помощи потенциометра. Туннельный ток $I_т$ регистрируется при помощи падения напряжения на нагрузочном резисторе R вольтметром V:

$$U = I_Т R .$$

При помощи приводов $ПД_x$ и $ПД_y$ осуществляется построчное сканирование зонда в плоскости xy. В памяти компьютера записываются значения x_i, y_i, z_i , где i – номер точки сканирования, z_i вычисляется по формуле (3.1). Такой режим работы применяют при исследовании атомарно - гладких поверхностей регулярной структуры. При этом скорость сканирования высокая, поэтому изменения рельефа поверхности образца можно изучать в реальном времени.

При режиме с постоянным значением $I_Т$ применяют обратную связь по $I_Т$. При этом ключ k замкнут и на пьезопривод поступает сигнал $U_{ДПz} = k(I_{Т\ зад} - I_Т)$ от дифференциального усилителя (ДУ),

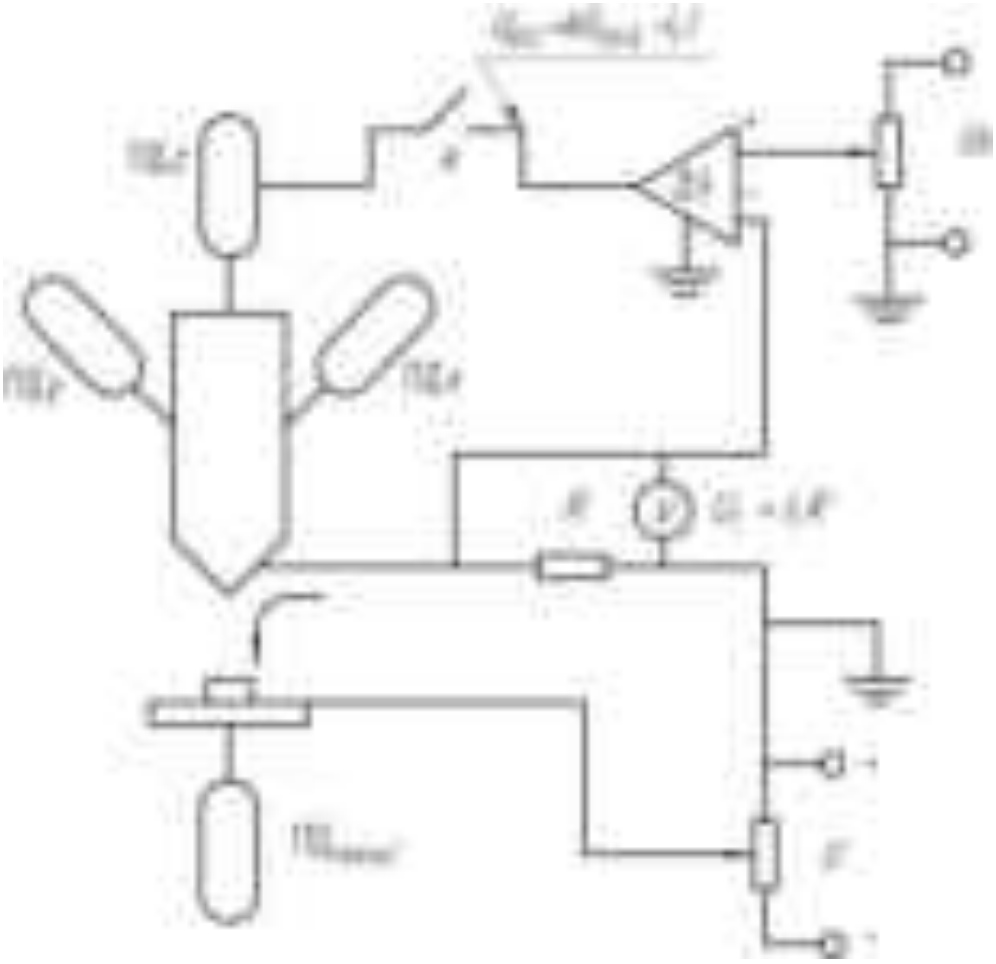


Рис. 3.3. Система управления микроманипулятора зондового микроскопа по оси z

пропорциональный разности текущего значения $I_{\text{Т}}$ и заданного значения туннельного тока, выставляемого при помощи потенциометра с напряжением $U_{\text{Э}}$. В память компьютера записывается значение управляющего напряжения $U_{\text{ДП}z}$, которое пропорционально координате z рельфа поверхности образца.

Конструкция микроманипулятора туннельного микроскопа. Трехкоординатный микроманипулятор туннельного микроскопа (рис. 3.4) выполнен в виде пьезоэлектрической трубки *1* с внешним диаметром примерно 10 мм, толщиной стенок 1 мм и длиной 32 мм. На внутреннюю образующую поверхность нанесен серебряный электрод *2* (электрод «земля»). Электрод наружной образующей поверхности разделен на две части: в нижней части располагается кольцевой электрод z_0, а в верхней части расположены четыре одинаковых электрода x_1, x_2, y_1, y_2. Электроды x_2, y_2 расположены с противоположной стороны и на рисунке не показаны.

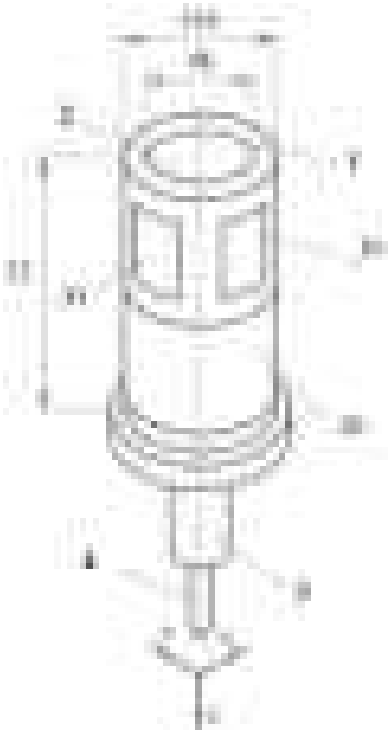


Рис. 3.4. Конструкция микроманипулятора

К нижнему торцу трубки прикреплен сапфировый фланец *3*, имеющий высокое омическое сопротивление. На нем установлен зонд *4*, выполненный в виде тонкой иглы из вольфрама или платиноиридиевого сплава. Верхний торец пьезоэлектрической трубки *1* закреплен на основании (на рисунке крепление не показано).

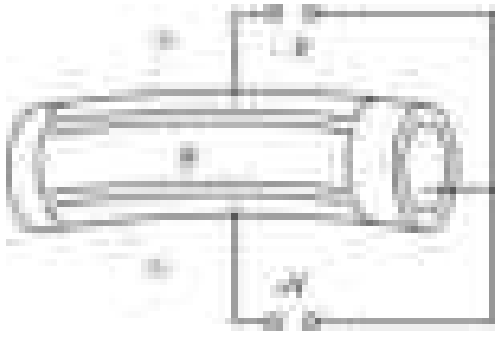


Рис. 3.5. Изгиб пьезоэлектрической трубки при подаче разноименного напряжения на противоположные электроды

При подаче разноименного напряжения $+V$ и $-V$ на противоположные электроды, например, на x_1, x_2, пьезоэлектрическая трубка будет изгибаться в плоскости xy (рис.3.5). Поэтому траектория движения конца иглы зонда будет почти прямой линией вдоль оси x.

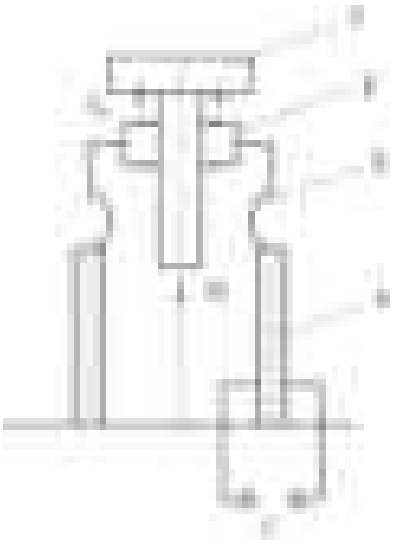


Рис. 3.6. Схема шагового пьезоэлектрического двигателя

При подаче напряжения на электрод z_0 пьезоэлектрическая трубка будет либо вытягиваться по оси z, либо сокращаться. Таким образом, в конструкции пьзоэлектрического микроманипулятора проявляются принципы мехатроники: упрощение механической части системы и перераспределение функций с механической части на систему управления. Для осуществления подачи столика с образцом в зону действия зонда применяется пьезоэлектрический шаговый двигатель (ПШД). При минимальном шаге 1 нм высота подъема столика 10 – 20мм (рис. 3.6).

ПШД состоит из столика со стержнем *1*, скользящих контактов *2*, плоских пружин *3* и пьезоэлектрического актюатора *4*, выполненного в виде пьезоэлектрической трубки с электродами на образующих поверхностях, на которые подается управляющее напряжение U по пилообразному закону (рис. 3.7), причем на линейном восходящем участке $\ddot{U} \approx 0$, поэтому движение столика вверх осуществляется без проскальзывания, т. е. $F_{mp} > mg$, где $m-$ масса столика с образцом. На нисходящем участке зависимости напряжения от времени $\ddot{U} > 0$, причем напряжение должно быть таким, чтобы происходило проскальзывание скользящих контактов *2* относительно стержня столика *1* (см. рис.3.6). Регулировка скорости и шага осуществляется в результате изменения амплитуды U_1 и периода t. Движение столика по оси z будет происходить ступенчато (рис. 3.8).



Рис. 3.7. Временная диаграмма подачи напряжения



Рис. 3.8. Временная диаграмма перемещения столика

Аналогично осуществляется движение столика вниз, меняется только полярность напряжения U .

Виброизоляция зондового сканирующего микроскопа. Для уменьшения влияния внешних вибраций на работу микроскопа необходимо обеспечить его виброизоляцию, для чего применяют два метода виброизоляции: пассивную и активную.

В первом случае система очень простая, однако обеспечивает виброзащиту только в узком диапазоне вибраций. Рассмотрим принцип ее действия. Зондовый микроскоп в упрощенном варианте – это одномассовая колебательная система, состоящая из массы m и упругости (пружин) с коэффициентом жесткости k (рис.3.9).

Внешние вибрации передаются через основание, которое колеблется с амплитудой ξ_0, в зависимости от соотношения m и k амплитуда колебаний массы (зондового микроскопа) ξ_c будет меняться. Максимальная амплитуда наблюдается при совпадении частоты вибраций с собственной частотой колебательной системы:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}.$$

Таким образом, чем спектр внешних вибраций находится дальше от собственной частоты ω_0, тем меньше амплитуда вынужденных колебаний микроскопа (рис.3.10).

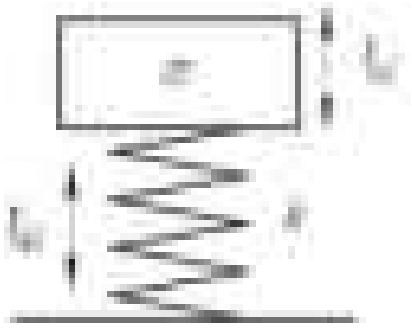


Рис. 3.9. Одномассовая модель колебательной системы зондового микроскопа

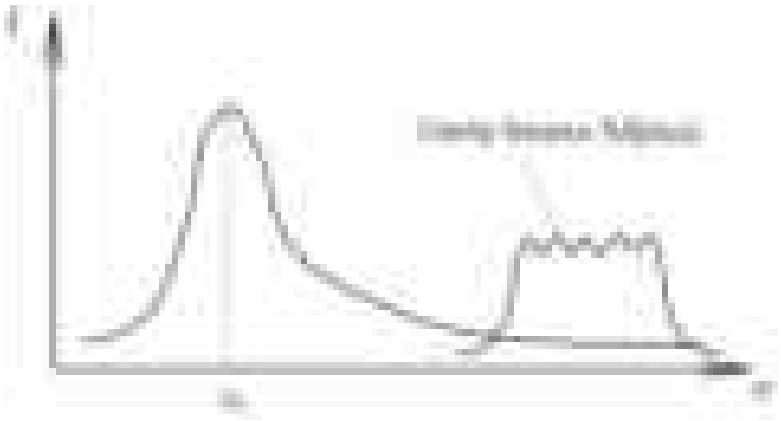


Рис. 3.10. Амплитудно-частотная характеристика одномассовой колебательной системы

Пассивная виброзащита эффективна, если $\omega_0 << \omega_{в.в}$. На практике спектр частот внешних вибраций обычно лежит в пределах 30 – 50 Гц. Пусть собственная частота колебательной системы $\omega_0 = 2\pi f_0$, где $f_0 = 1$ Гц. В статике вес микроскопа уравновешен силами упругости пружин, на которых он располагается.

$$mg = \Delta lk,$$

где Δl – перемещение концов пружин.

Проведя ряд преобразований, получим

$$\omega_0^2 = \frac{k}{m}; m = \frac{\Delta lk}{g} \Rightarrow \omega_0^2 = \frac{kg}{\Delta lk} \Rightarrow \Delta l = \frac{g}{\omega_0^2} \approx \frac{0.25}{f_0^2}\,[м].$$

Таким образом, чтобы получить $f_0 = 1$ Гц, необходимо иметь пружины со статической деформацией примерно 250 мм, на которых установлен сканирующий микроскоп. Это очень мягкая пружина. Если $f_0 = 5$ Гц, то деформация составит 10 мм, что конструктивно приемлемо.

Активная защита от вибраций предполагает наличие специального источника вибраций, которые должны возбуждаться в противофазе с внешними вибрациями, а их амплитуды должны быть равны.

На рис. 3.11 изображена схема активной виброзащиты с использованием пьезоэлектрических актюаторов, выполняющих функцию опор микроскопа.

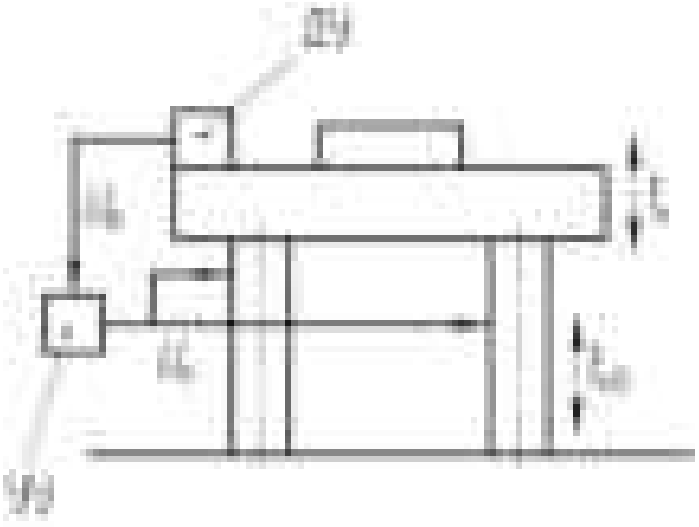


Рис. 3.11. Система активной виброзащиты

Микроскоп расположен на платформе, которая установлена на четырех опорах – столбиках, выполненных из пьезокерамических шайб. На платформе расположен датчик ускорений (ДУ), сигнал от которого поступает на устройство управления (УУ).

Пусть основание колеблется по гармоническому закону $\xi_0 = \xi_{0max}\, cos\, \omega$. Эти колебания передаются на платформу в виде $\xi = \xi_{max}\, cos\, \omega t$. Тогда ускорение платформы имеет вид $\ddot{\xi} = -\xi_{max}\omega^2\, cos\, \omega t$. ДУ вырабатывает электрический сигнал, пропорциональный ускорению платформы:

$$U_\partial = k_\partial \ddot{\xi}.$$

Этот сигнал инвертируется и усиливается, далее он подается на пьезоактюаторы в противофазе с внешними вибрациями.

$$U_y = -k_\partial k_y \ddot{\xi}.$$

Пьезоактюаторы вырабатывают колебания ξ_y, пропорциональные U_y. В результате суммарные колебания платформы близки нулю:

$$\xi_\Sigma = \xi + \xi_y = 0.$$

Применение как пассивного, так и активного методов виброзащиты позволяет повысить точность измерения рельефа поверхности образца.

Система управления зондового сканирующего микроскопа. Система управления туннельного зондового сканирующего микроскопа состоит из двух подсистем: персональный компьютер (ПК) и аналого-цифровой блок (рис. 3.12). Объекты управления - пьезоэлектрический микроманипулятор с тремя степенями свободы и столик с исследуемым образцом, имеющий одну степень свободы. Таким образом, необходимо иметь четыре канала управления аналоговыми электромеханическими преобразователями. Кроме этого, режим исследования задается вручную при помощи напряжения между образцом и зондом. Для управления по пяти аналоговым каналам необходимы цифроаналоговые преобразователи: двухканальные ЦАП$_x$, ЦАП$_y$ – для управления сканированием по осям x и y, одноканальные ЦАП$_I$ – для задания туннельного тока в режиме с обратной связью; ЦАП$_U$ – для задания напряжения на туннельном промежутке и ЦАП$_{шz}$ – для шагового пьезодвигателя столика.

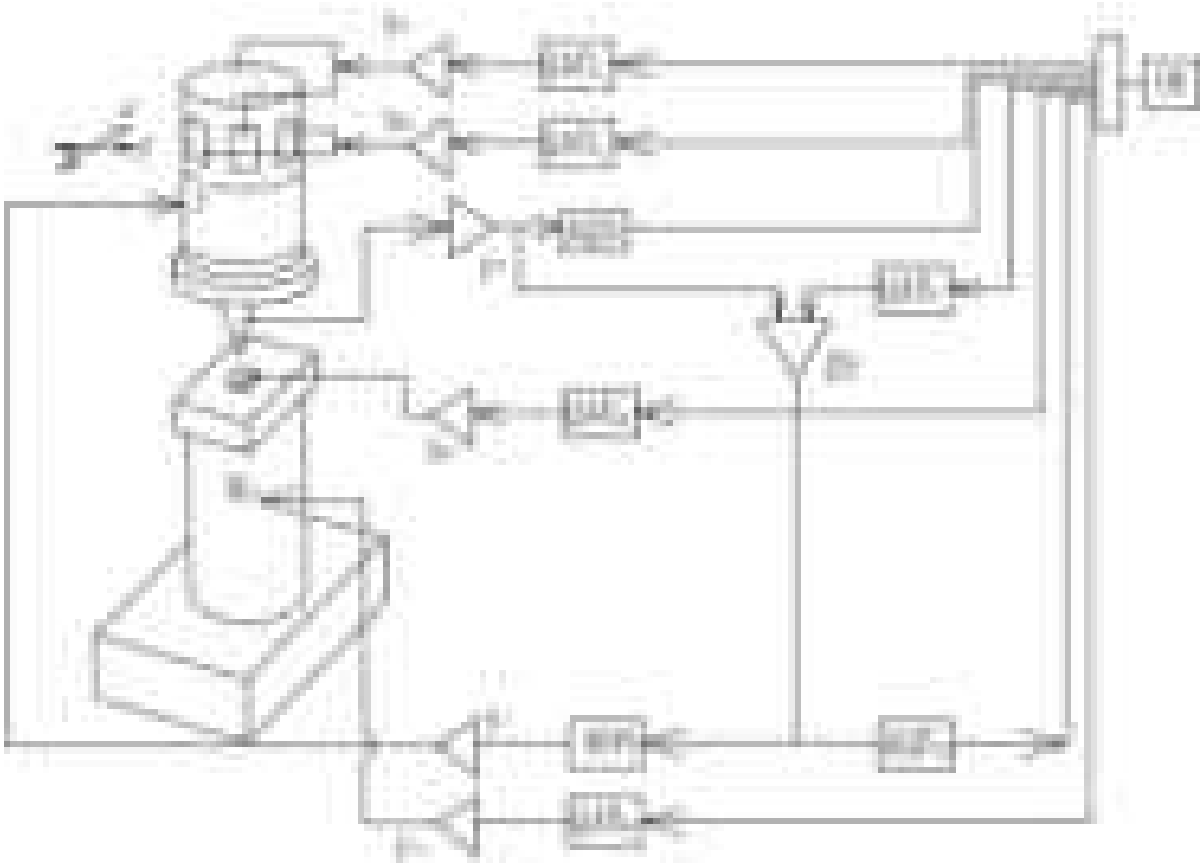


Рис. 3.12. Система управления зондового сканирующего микроскопа

Для всех каналов управления необходимы усилители аналоговых сигналов, исходящих от ЦАП: двухканальные $У_x$, $У_y$ – для управления сканированием по осям x и y; одноканальные $У_z$, $У_u$, $У_{шz}$ – для управления по оси z напряжения на туннельном промежутке и шаговым двигателем столика. Усилитель $У_m$, используемый для усиления сигнала туннельного тока, находится рядом с зондом, так как необходимо усиливать чрезвычайно малые сигналы, на которые могут наложиться помехи.

Аналого-цифровые преобразователи служат для приема и преобразования информационных сигналов: $АЦП_I$ – для туннельного тока; $АЦП_{\Delta I}$ – для разностного сигнала ΔI между заданным туннельным током и текущим его значением, поступающего с дифференциального усилителя (ДУ), сигнал ΔI для определения координаты z рельефа исследуемой поверхности образца, а низкочастотный фильтр (ФНЧ) – для фильтрации низкочастотных помех и наводок электросети.

Сканирующий микроскоп имеет множество режимов работы, изучение которых не входит в задачи данного учебного пособия. Для получения изображения рельефа поверхности образца по записанной в памяти ПК матрице $\{x_{ij}, y_{ij}, z_{ij}\}$, где i – номер столбца, j – номер строки, необходимо провести математическую обработку значительного массива данных при помощи сложного программного обеспечения. Таким образом, сканирующий зондовый микроскоп является ярким примером сложной мехатронной системы.

Согласно мехатронным принципам построения сканирующий микроскоп характеризует:

- наличие высокоточных электромеханических преобразователей – пьезоэлектрических актюаторов;

- конструктивную интеграцию механических, электромеханических и электронных подсистем (в частности, усилители сигналов находятся рядом с преобразователями);

- применение упрощенных механических цепей: трехкоординатный микроманипулятор содержит только пьезокерамическую трубку с разделенными электродами; шаговый пьезодвигатель подачи стола с образцом также имеет простую конструкцию;

- максимальную функциональную нагрузку имеет система управления; режимы работы выбираются и отрабатываются программным путем;

- изображение рельефа образца: его формирование происходит путем обработки больших массивов информации при помощи сложного программного обеспечения.

3.4. Мехатронная система экстракорпоральной литотрипсии

Экстракорпоральная литотрипсия – метод разрушения камней в почках и мочевом пузыре неинвазивным способом (то есть без хирургического вмешательства). Для осуществления такого метода необходимо разрушить конкремент (камень) внутри организма до размеров не более 1-3 мм, не рассекая ткани пациента.

Этот метод, разработанный в 80-х г. XX в., основывается на современных технологиях и может быть осуществлен только при мощной компьютерной поддержке. За основу метода принято воздействие на камень

ударной акустической волной, формирующейся в аппарате снаружи тела человека. При помощи специального отражателя ударная волна, проходя через мягкие ткани человека, фокусируется в зоне нахождения камня. Резкий скачок давления проходящей ударной волны, влекущий за собой резкий скачок механического напряжения, сопровождающийся растяжением хрупкого камня, приводит к его разрушению и дроблению.

Для формирования ударной волны применяются различные физические эффекты. В настоящее время наиболее эффективным способом в экстракорпоральной литотрипсии признан электрогидравлический эффект (ЭГЭ), открытый в 1950 г. и запатентованный лауреатом Государственной премии СССР Л. А. Юткиным. Первый литотриптер – аппарат, предназначенный для проведения экстакорпоральной литотрипсии, – был испытан в 1959 г. в Риге, однако до конца 80-х г. этот метод не мог найти широкого применения, так как требовал сложной системы управления. В настоящее время несколько ведущих компаний по производству медицинской техники выпускают комплексы литотрипсии (рис. 3.13), стоимость которых доходит до миллиона долларов.

а) *б)*



Рис. 3.13. Комплексы экстракорпоральной литотрипсии

Суть ЭГЭ состоит в том, что при подаче высокого электрического напряжения (примерно 20 кВ) на два электрода, расположенных на расстоянии нескольких миллиметров в воде, между ними возникает электрический пробой, сопровождающийся кратковременным выделением тепла и

ударной волны в воде. Для создания условий возникновения ударной волны высокой импульсной мощности Л.А. Юткин ввел в электрическую схему искровой воздушный промежуток, который обеспечил подачу напряжения на рабочий промежуток между электродами в воде в виде короткого импульса при помощи «мгновенного» подключения накопителя электрической энергии.

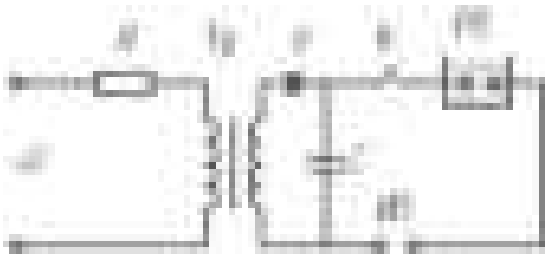


Рис. 3.14. Электрическая схема для воспроизведения ЭГЭ

Аппарат ЭГЭ (рис. 3.14) содержит источник высоковольтного питания U с зарядным сопротивлением R и трансформатором Тр, диодный выпрямитель V и конденсатор C, служащий накопителем электрической энергии. При замкнутом ключе К напряжение на конденсаторе повышается до значения, при котором происходит самопроизвольный пробой воздушного искрового промежутка (ИП), и вся энергия, запасенная в конденсаторе, «мгновенно» поступает на рабочий промежуток (РП) в жидкости, где выделяется в виде короткого электрического импульса большой мгновенной мощности. Частотой разрядов управляет ключ К.

В сосуде находится дистиллированная вода. При прохождении импульса электрического тока создается кратковременная электрическая дуга и происходит микровзрыв (энергия взрыва примерно 100 Дж). Он создает ударную волну. При этом мгновенная мощность должна быть как можно выше, а напряжение между проводниками – передаваться за доли секунды.

В литотриптере ударная волна, сформированная при помощи ЭГЭ, должна быть сфокусирована в зоне разрушаемого камня, поэтому рабочая часть литотриптера выполнена в виде половины эллипсоида вращения (рис. 3.15), который можно задать с помощью формулы

$$\frac{x^2}{a^2}+\frac{y^2}{b^2}+\frac{z^2}{b^2}=1.$$

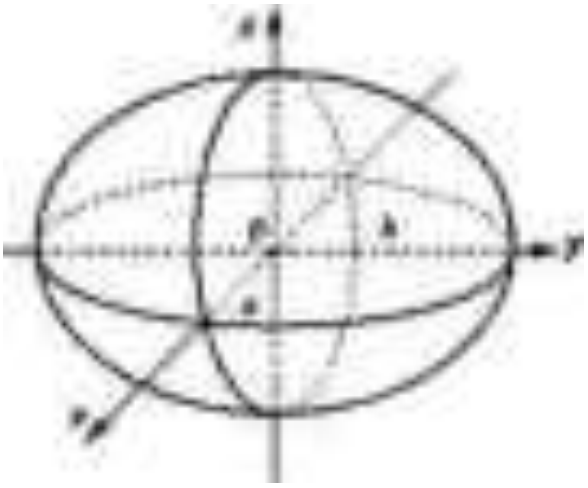


Рис. 3.15. Эллипсоид вращения

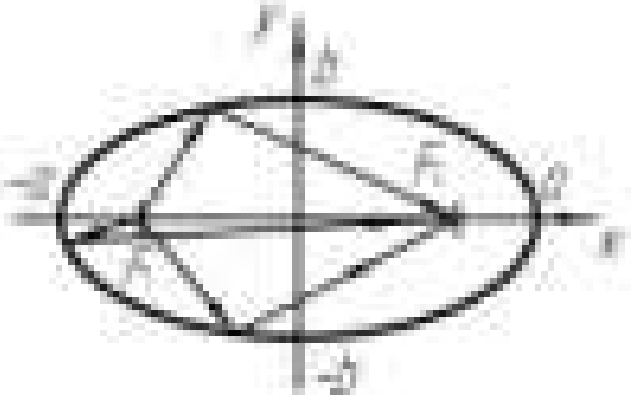


Рис. 3.16. Схема распространения лучей в эллипсоиде

Эллипсоид имеет два фокуса F_1 и F_2 (рис. 3.16), обладающих следующим свойством.

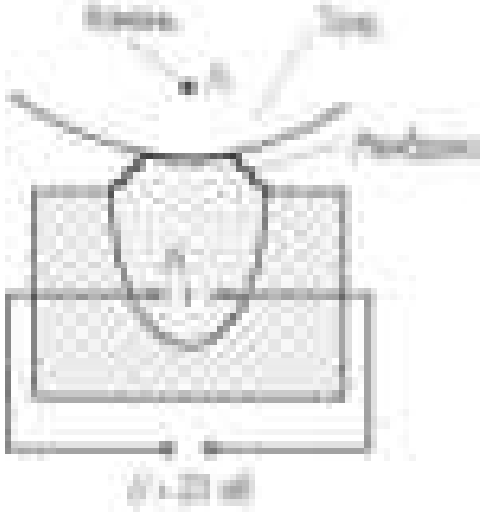


Рис. 3.17. Схема совмещения фокуса литотриптера с камнем

Любой луч, исходящий из одного фокуса, попадает на внутреннюю поверхность эллипсоида, отражается от него и проходит во второй фокус, т. е. все лучи, исходящие из одного фокуса, собираются во втором фокусе, причем сумма длин лучей одинакова во всех направлениях. Таким образом, энергия, исходящая из одного фокуса, концентрируется во втором фокусе, т. е. ударная волна, исходящая из F_1, будет сфокусирована в F_2. Литотриптер представляет собой металлический сосуд (рис. 3.17), внутренняя

часть которого имеет форму половины эллипсоида вращения. В фокусе F_1 на расстоянии примерно 5 мм расположены два вольфрамовых электрода, соединенных с источником высокого напряжения U. Открытая часть сосуда затянута упругой мембраной, внутренняя полость которого заполнена дистиллированной водой. Во время процедуры мембрана поджимается к телу пациента таким образом, чтобы второй фокус F_2 эллипсоида совместился с разрушаемым камнем.

Для успешного дробления камня нужно решить четыре задачи:

– найти камень внутри организма;

– определить его координаты;

– совместить второй фокус литотриптера с камнем;

– воспроизвести ЭГЭ.

Для решения этих задач в установке экстракорпоральной литотрипсии содержится четыре блока:

– система ультразвуковой (УЗ) визуализации;

– система определения координат камня (СОКК);

– система наведения литотриптера на камень;

– система управления высоковольтным разрядом.

Система управления установки имеет промышленный компьютер верхнего уровня и четыре подсистемы (рис. 3.18). Управляющие сигналы от ПК и сигналы обратной связи передаются через шину передачи данных. Система УЗ-визуализации имеет свой контроллер, УЗ-генератор, УЗ-приемник и УЗ-пьезоэлектрический сканер.

СОКК состоит из пассивного многозвенного манипулятора, на конечном звене которого установлен УЗ-пьезоэлектрический сканер. Врач вручную фиксирует его на теле пациента, находя по монитору расположение камня внутри почки. Далее система управления автоматически определяет положение камня относительно неподвижной системы координат, исходя из показаний датчиков положения пассивного манипулятора.

Система наведения литотриптера (второго фокуса) на камень получает информацию о координатах камня, далее, после решения обратной задачи управления, выдает сигналы драйверам на отработку электродвигателями (ЭД) координат манипулятора, рабочим органом которого является литотриптер.

Для решения обратной задачи управления необходимо решить систему векторных уравнений (рис. 3.19), исходя из условий совмещения координат камня и координат второго фокуса. Пусть пассивный манипулятор с УЗ-сканера состоит из многозвенника *OABC* (в шарнирах *A, B, C* находятся датчики положения).

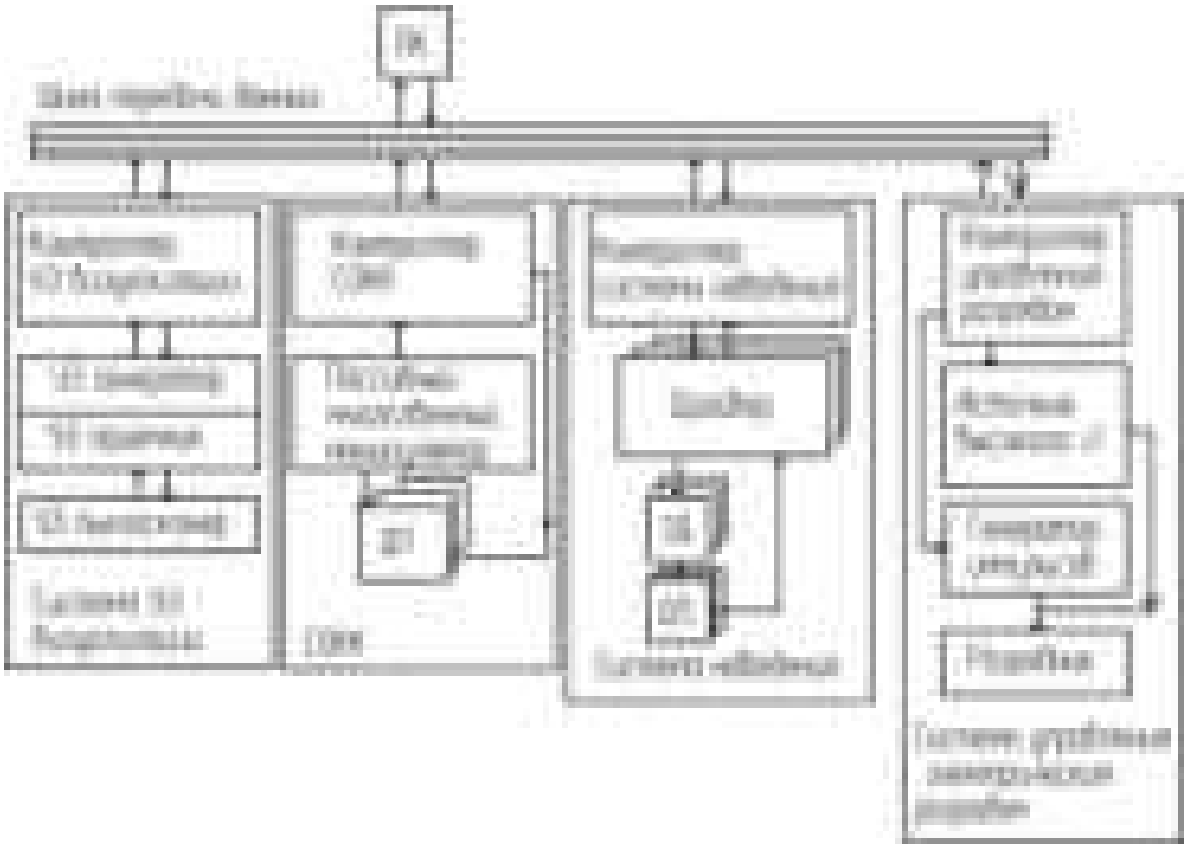


Рис. 3.18. Система управления установки экстракорпоральной литотрипсии

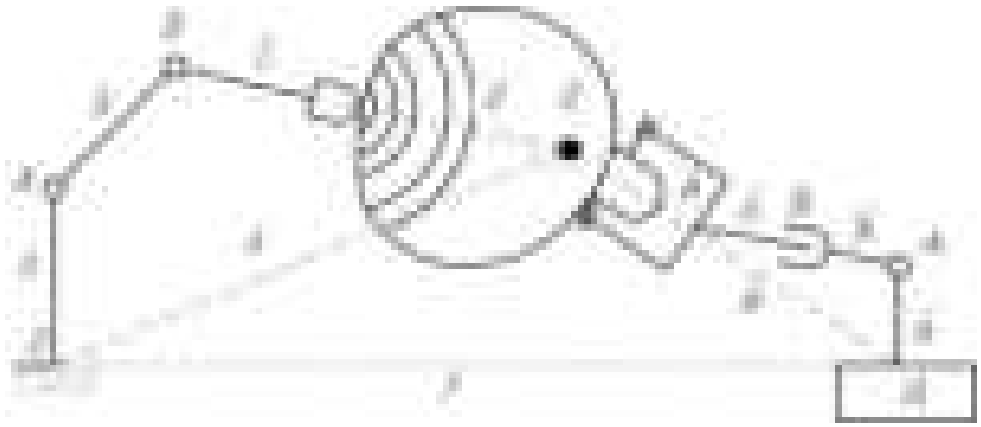


Рис. 3.19. Расчетная схема наведения литотриптера на камень

Манипулятор литотриптера представим в виде многозвенника $O_1A_1B_1C_1$, в узлах которого находятся электроприводы с драйверами, а в точке D — второй фокус литотриптера.

Условие совмещения камня со вторым фокусом:

$$\bar{f} + \bar{e} = \bar{e}_1 . \tag{3.2}$$

С одной стороны для пассивного манипулятора будет справедливо уравнение

$$\bar{a} + \bar{b} + \bar{c} + \bar{d} = \bar{e} , \tag{3.3}$$

где $\bar{d}$ – вектор, характеризующий расстояние от УЗ-сканера до камня внутри тела и определяемый УЗ-сканером.

С другой стороны, для манипулятора литотриптера можно записать

$$\bar{a}_1 + \bar{b}_1 + \bar{c}_1 + \bar{d}_1 = \bar{e}_1 , \tag{3.4}$$

где вектор $\bar{d}_1$ характеризует расстояние от держателя литотриптора до второго фокуса. Контроллер наведения решает систему векторных уравнений (3.2)-(3.4) и выдает управляющие сигналы ЭД-манипулятора.

В некоторых конструкциях системы экстрокорпоральной литотрипсии предусмотрено синхронное отслеживание координат камня с помощью системы наведения с учетом дыхания пациента: во время процедуры камень совершает колебательные движения примерно 10-15 мм синхронно с дыханием.

3.5. Ультразвуковая диагностика

В диагностической технике, в частности в медицинской технике, широкое распространение получили ультразвуковые методы определения внутренней структуры объектов, осуществляемые снаружи объекта исследования. В настоящее время в системах УЗ-диагностики существенно расширились функциональные возможности аппаратуры и повышена разрешающая способность благодаря применению высокопроизводительных компьютеров, позволяющих обрабатывать большие массивы данных.

Под ультразвуком понимают волновые процессы в средах или телах, где восстанавливающей силой является сила упругости, а частота колебаний лежит в пределах от 16 кГц до 10 ГГц, т. е. выше слышимых челове-

ком частот звука. В зависимости от частоты УЗ-обладает специфическими особенностями генерации, приема, распространения и приме-нения.

Многие животные воспринимают звуки значительно более высоких частот, чем человек: собаки – до 44 кГц; крысы – до 72 кГц; летучие мыши – до 115 кГц. Животные, ведущие ночной образ жизни или живущие в темных пещерах, а также морские животные используют УЗ-для обмена информацией и эхолокации. В природе источниками УЗ-могут быть землетрясения, извержения вулканов, смерчи в скалах. УЗ-также возникает при работе ракетных двигателей.

УЗ-получают с помощью специальных устройств – УЗ-преобразователей (излучателей), которые условно делят на механические и электрические. В механических УЗ-преобразователях источником УЗ-является механическая энергия потока газа или жидкости. Такие преобразователи называют свистками и сиренами, они просты по конструкции, но обладают нестабильностью излучаемых частот, что ограничивает область их применения.

В электрических преобразователях используют магнитострикционные и пьезоэлектрические материалы. Магнитострикционные преобразователи применяют на относительно низких УЗ-частотах – до 100 кГц, а пьезоэлектрические – до 100 МГц. Первые, как более мощные, используют в качестве технологических инструментов, в медицине – в качестве хирургических и стоматологических инструментов для очистки медицинских изделий, а пьезоэлектрические преобразователи – в тех же целях, что и магнитострикционные и для УЗ-диагностики.

Параметры УЗ-волновых процессов

Скорость распространения волны – это один из основных параметров упругой среды. Для продольных волн данный параметр постоянен для довольно большого диапазона частот, а для изгибных волн в твердых телах он зависит от частоты:

$$c_{изг} = \alpha\sqrt{\omega}\,.$$

Для таких упругих сред, как газ, жидкость, металл, скорость продольных волн называют скоростью звука. Для газа скорость звука определяется по формуле:

$$c_г = \sqrt{Kp_0 / \rho_0}\ ,$$

где $K = c_p / c_v$ (а c_p, c_v – удельные теплоемкости газа при постоянных давлении, объеме (не путать со скоростью звука!)); p_0 и ρ_0 – давление и плотность невозмущенной среды газа.

Для жидкости скорость звука определяется с помощью выражения

$$c_{ж} = \sqrt{Y / \rho_0} = \sqrt{1/\beta_{ад}\,\rho_0}\ ,$$

где $\beta_{ад}$ – адиабатический коэффициент сжатия жидкости; Y – модуль упругости жидкости.

Скорость звука в жидкости мало зависит от давления, так как жидкость по сравнению с газом малосжимаема.

Физические свойства мягких тканей человека близки к жидкой среде, что подтверждается на практике:

Материал	**Скорость звука *c*, м/с**
Воздух	330
Жир	1450
Вода	1480
Стекловидное тело глаза	1520
Мягкие ткани, мозг, печень	1540
Почки, селезенка, кровь	1560
Мышцы	1590
Кости черепа	4080

В медицинской практике результаты измерения скорости звука используют для оценки состояния тканей, например степени деминерализации костных тканей (такой эффект проявляется при длительном нахождении человека в условиях невесомости). Однако основная область применения параметра скорости звука – УЗ-диагностика.

В повседневной жизни мы замечаем, что при погружении ладони в воду при малой скорости ее перемещения вода оказывает малое сопротивление, т. е. давление на руку незначительно, а при большой скорости перемещения ладони в воде это сопротивление возрастает. В воздухе сопротивление воздушной среды намного меньше, однако тенденция та же: чем больше скорость, тем выше сопротивление среды. То же самое для колебательных процессов в упругих средах. Этот эффект характеризуется волно-

вым сопротивлением среды (ВСС) – отношением звукового давления в бегущей волне к колебательной скорости частиц среды:

$$z = \tilde{p} / \dot{\tilde{\xi}}.$$

Пусть в положительном направлении оси x распространяется бегущая волна давления (представленная в комплексном виде) с круговой частотой ω:

$$\tilde{p} = p_m e^{j(\omega t - kx)}, \tag{3.5}$$

где j – мнимая единица, $k = \omega / c$ – волновое число.

Этой волне соответствует бегущая волна колебательной скорости частиц

$$\dot{\tilde{\xi}} = \dot{\xi}_m e^{j(\omega t - kx)}, \tag{3.6}$$

которая очевидно имеет те же параметры ω и k.

Подставим уравнения (3.5) и (3.6) в формулу Эйлера для упругой среды

$$\partial p / \partial x = -\rho_0 \, \partial \dot{\xi} / \partial t:$$

$$jk(p_m / \rho_0) e^{j(\omega t - kx)} = j\omega \dot{\xi}_m e^{j(\omega t - kx)},$$

откуда получим

$$\omega \dot{\xi}_m = k(p_m / \rho_0)$$

или, учитывая, что $k = \omega / c$,

$$p_m = \rho_0 c \, \dot{\xi}_m. \tag{3.7}$$

Хорошо видно, что равенство (3.7) справедливо не только для амплитудных значений, но и для векторов:

$$\tilde{p} = \rho_0 c \, \dot{\tilde{\xi}}.$$

Отсюда по определению ВСС: $z = \tilde{p} / \dot{\tilde{\xi}}$ получим

$$z = \rho_0 c.$$

Волновое (или удельное) сопротивление среды – один из важнейших параметров упругих сред, характеризующих акустические процессы.

Хорошо видно, что для бегущих волн, распространяющихся в отрицательном направлении оси x, будет иметь место $\tilde{p} = -\rho_0 c \, \dot{\tilde{\xi}}$.

Размерность волнового сопротивления [z] Н с/м^3. Для воды $z = 1{,}5 \cdot 10^6$ Н с/м^3, а для воздуха $z = 432$ Н с/м^3. Численные значения z показывают, что волновое сопротивление воды в 3500 раз больше, чем воздуха.

Из физики упругих сред известно, что степень отражения волн на границе двух сред зависит от соотношения ВВС этих сред. При их равенстве бегущая волна проходит через границу без отражения, в любом другом случае происходит частичное или полное отражение.

В дальнейшем для краткости опустим индекс «0» при ρ, характеризующий плотность невозмущенной среды. Тогда ВСС определяется по формуле

$$Z = \rho \cdot c.$$

Для упругих сред скорость звука (для продольной волны) определяется по формуле

$$c = \sqrt{\frac{Y}{\rho}},$$

здесь Y – объемный модуль упругости. В общем случае уравнение бегущей волны колебаний частиц воздуха можно записать в виде

$$\xi = \xi_M \cos(\omega t \pm kx),$$

здесь ω – угловая частота, $k = 2\pi/\lambda$ – волновое число ($\lambda = c/f$ – длина волны). Знак «-» соответствует случаю, когда волна распространяется вдоль некой оси x, а знак «+», когда против оси. Уравнение бегущей волны давления можно записать в виде

$$p = p_m \cos(\omega t \pm kx + \varphi)$$

Здесь φ - фазовый сдвиг, зависящий от свойств среды.

Энергия бегущей волны в пространстве характеризуется плотностью энергии E, имеющей размерность Дж/м^3. Для любой волны справедлива запись:

$$E = \frac{\rho \dot{\xi}^2}{2} + \frac{\beta p^2}{2}$$

Здесь $\beta = 1/Y$ – коэффициент сжимаемости. Для бегущей волны средняя за период плотность энергии:

$$E_{ср} = \frac{\rho\dot{\xi}_m^2}{2} = \frac{\beta p_m^2}{2} \Rightarrow \rho\dot{\xi}_m^2 = \beta p_m^2 \Rightarrow p_m = \rho c\dot{\xi}_m = z\dot{\xi}_m$$

Среднюю интенсивность волны можно определить по формуле

$$I_{ср} = E_{ср}c\,,$$

где $I_{ср}$ выражается в Вт/м^2. Для ультразвуковой диагностики интенсивность не должна превышать 50 Вт/м^2. С помощью выражения для интенсивности определим плотность:

$$\frac{I_{ср}}{c} = \frac{\rho\dot{\xi}_m^2}{2} \Rightarrow \dot{\xi}_m = \sqrt{\frac{2I_{ср}}{\rho c}}$$

Для воды при f = 1 МГц, c = 1500 м/с, ρ = 1000 кг/м^3 имеем:

$\dot{\xi}_m = 0{,}8 \cdot 10^{-2}$ м/с – амплитуда скорости колебаний воды,

$\xi_m = \dot{\xi}_m / \omega = 1{,}3 \cdot 10^{-9}$ м – амплитуда колебаний частиц воды,

$p_m = 0{,}12$ бар – амплитуда давления.

Таким образом, амплитудное значение избыточного давления в волне приблизительно равно 0,1 атмосферного давления.

3.5.1. Ультразвуковое сканирование

В основе эхо-импульсных методов диагностики лежат эффекты затухания и отражения УЗ-волн при прохождении их через неоднородную среду. Основная особенность УЗ-диагностики – возможность получения визуальной информации о мягких тканях, незначительно отличающихся по плотности или упругости. УЗ-метод исследования обладает высокой чувствительностью, может быть использован для обнаружения образований, не выявляемых с помощью рентгена, не требует применения контрастных веществ, безболезнен, практически не имеет противопоказаний.

Суть метода можно пояснить на простом примере (рис. 3.20). Пьезоэлектрический преобразователь *1*, который может работать в режиме как излучения, так и приема, прижимают к поверхности тела *2* через тонкую прослойку буферной жидкой среды (вода, гель) для улучшения акустического контакта с тканями человека, т. е. для уменьшения отражения

УЗ-волн от поверхности тела. Пьезопреобразователь через сложную компьютерную систему связан с дисплеем (на рис. 3.20, *а*, справа), на котором по оси *x* представлена развертка по времени, а по оси y – по амплитуде сигнала.

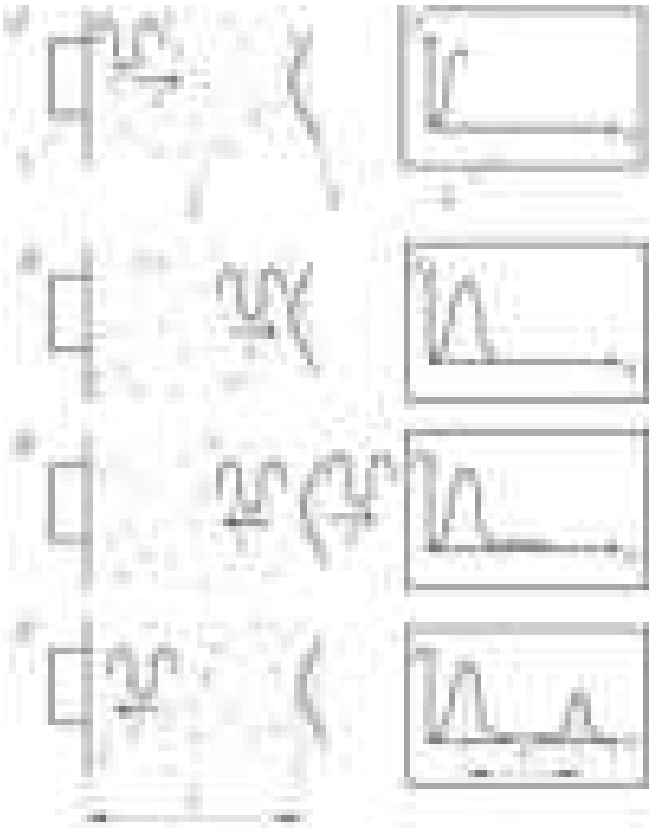


Рис. 3.20. Схема УЗ-эхо-импульсного метода

В момент испускания УЗ-импульса (см. рис. 3.20, *а*) на экране дисплея формируется передний фронт импульса. УЗ-импульс представляет собой пакет, состоящий из нескольких волн, т. е. импульс длится всего несколько периодов колебаний на фиксированной частоте в диапазоне от 1 до 15 МГц. Во время прохождения УЗ-импульса в тканях тела на экране формируется передающий импульс (см. рис. 3.20, б). Далее, УЗ-импульс на своем пути встречает внутренний орган *3* (см. рис. 3.20, *а*), который характеризуется отличным от ткани волновым сопротивлением (см. рис. 3.20, *в*). Следовательно, УЗ-импульс частично отразится, а частично пройдет внутрь органа. В этот отрезок времени на экране дисплея будет наблюдаться прямая линия, так как на пьезопреобразователе отсутствуют какие-либо сигналы.

После того как отраженный импульс, иначе – эхо-импульс, дошел до пьезопреобразователя, он появится на экране его амплитуда будет меньше испускаемого импульса (см. рис. 3.20, *г*). Расстояние от поверхности тела до внутреннего органа L можно определить по времени τ прохождения импульса до органа и обратно: $L = c\tau/2$. Рассмотренный принцип УЗ-визуализации внутреннего строения тела человека широко используется не только в медицине, но и в дефектоскопии для обнаружение изъянов внутри материалов и гидроакустике для обнаружения подводных объектов. Следует отметить, что это самый простой принцип визуализации, существуют и более сложные, но все они основаны на пропорциональности расстояния от излучателя до объекта и на времени прохождения импульса от излучателя и обратно.

Существующие эхо-импульсные системы визуализации имеют следующую структуру (рис. 3.21). Зондирование объекта осуществляется через контактную (буферную) среду.

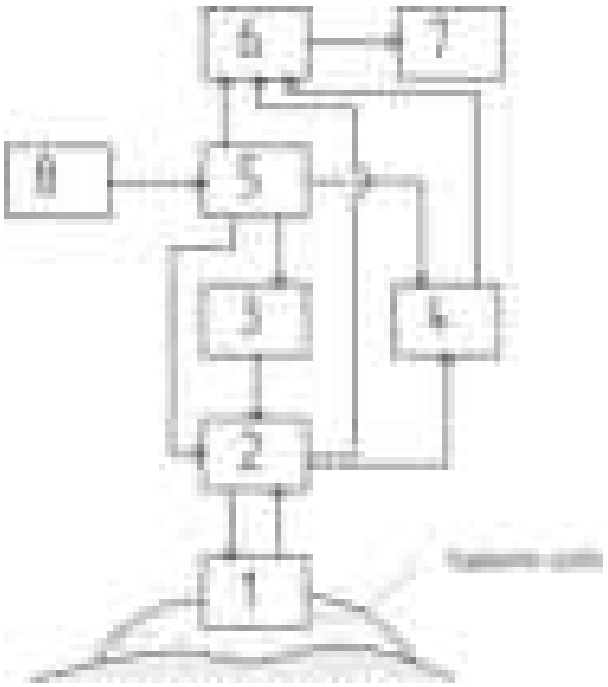


Рис. 3.21. Функциональная схема эхо-импульсной системы УЗ-визуализации

Основным элементом любой эхо-импульсной системы является пьезоэлектрический акустический преобразователь *1*, который служит для излучения зондирующего акустического сигнала на объект изучения и для

приема акустического эхо-сигнала, отраженного от объекта. Таким преобразователем может быть либо пьезокерамический элемент, либо одно- и двухмерная решетка (матрица) пьезокерамических элементов.Следующим элементом является система сканирования *2*, предназначенная для получения информации с большей, чем без нее зоны исследования. На практике сканирование (т. е. движение оси УЗ-пучка по обследуемому объекту) можно выполнить одним из трех способов:

- путем перемещения всего преобразователя вручную;
- с использованием механического привода перемещения преобразователя;
- путем перемещения пучка относительно неподвижного преобразователя с помощью электронной коммутации пьезоэлементов матрицы преобразователя.

Для всех трех способов необходимо наличие растра (механического или электронного), т. е. области сканирования, чтобы ограничить сканирование пучка определенной областью и одновременно получить электрические сигналы, определяющие положение оси УЗ-пучка в пространстве.

Передающий тракт *3* (передатчик) должен подавать на преобразователь напряжение с крутым фронтом. Естественно стремление повысить амплитуду возбуждающего импульса напряжения, однако оно ограничено требованиями:

- не допускать значительны нелинейных эффектов при распространении акустических импульсов в среде;
- электрического пробоя в самом пьезоэлектрическом преобразователе и нелинейности в его работе;
- превышения ограничений уровня акустической энергии, излучаемой в тело пациента.

На практике амплитуды электрических импульсов не превышают 100 В.

Приемник *4* представляет собой систему усиления и сопряжения между преобразователем и устройством запоминания и обработки данных. В современных системах эхо-сигналы на выходе преобразователя имеют широкий динамический диапазон, уровень сигнал/шум – до 80 дБ.

Наиболее ответственным и сложным элементом системы является устройство запоминания и обработки данных *6*. В нем происходит обработка сигналов, полученных от устройства управления *5* и приемника *4*, и запоминание информации. Эта информация поступает на дисплей, где визуализируется вся переработанная информация *7*.

Кроме перечисленных элементов в эхо-импульсную систему входят пульт управления *8* и устройство управления всей системой, которое управляет работой передатчика, приемника и системой сканирования.

Типы УЗ-изображений.

В системах медицинской УЗ-диагностики получают изображения трех типов — А, В, М. Эти типы также называют методами или режимами сканирования.

Изображение А-типа (amplitude modulation). Содержит лишь одну пространственную координату вдоль направления распространения УЗ-пучка: по оси *x* – время, по оси *y* – амплитуда сигнала. Эхо-сигналы вдоль трассы излучения соответствуют глубине залегания и отражающей способности тканей, лежащих на пути УЗ-пучка (см. рис. 3.21).

Изображение В-типа (brightness – яркость). Это изображение томографического слоя, полученного в режиме так называемой серой шкалы. Каждой амплитуде принятого эхо-сигнала соответствует определенная степень почернения люминофора электронно-лучевой трубки монитора. Чем меньше интенсивность эхо-сигнала, тем темнее выглядит на мониторе участок изображения, и наоборот. *В*-тип – основной тип изображения в абдоминальной ультрасонографии. Преобразователь (или УЗ-пучок) перемещается, т. е. сканирует, вдоль поверхности тела, при этом на экране монитора, имеющего память, фиксируется двухмерная эхограмма, воспроизводящая поперечное сечение исследуемой области тела. Иначе говоря, если представить движущийся вдоль тела преобразователь как нож, то изображение *В*-типа – срез, полученный при рассечении тела ножом.

Сравним изображения *А*-типа и *В*-типа (рис. 3.22, *а*). Пусть внутри тела *1* находится объект *2*, волновое сопротивление $\rho_2 c_2$ которого отличается от волнового сопротивления тела $\rho_1 c_1$. На поверхности тела находится

преобразователь *3*, излучающий и принимающий УЗ-импульсы. Ось УЗ-пучка расположена под заданным углом φ к какой-либо оси координат. При изображении *A*-типа на мониторе будут видны четыре импульса (рис. 3.22, *б*), расположенные последовательно вдоль оси *x*: излучаемый (T_1), отраженный от передней границы объекта (T_2), отраженный от задней границы объекта (T_3) и отраженный от задней границы тела (T_4). Амплитуды этих импульсов уменьшаются с расстоянием от преобразователя.

При изображении *B*-типа на экране монитора, работающего в режиме серой шкалы, вдоль оси *x* в тех же местах будут видны четыре яркие точки (рис. 3.22, *в*), яркость которых зависит от интенсивности эхо-сигналов. Заметьте, что пр и *A*-типе интенсивность эхо-сигналов характеризуется высотой пиков по оси *y* на мониторе.

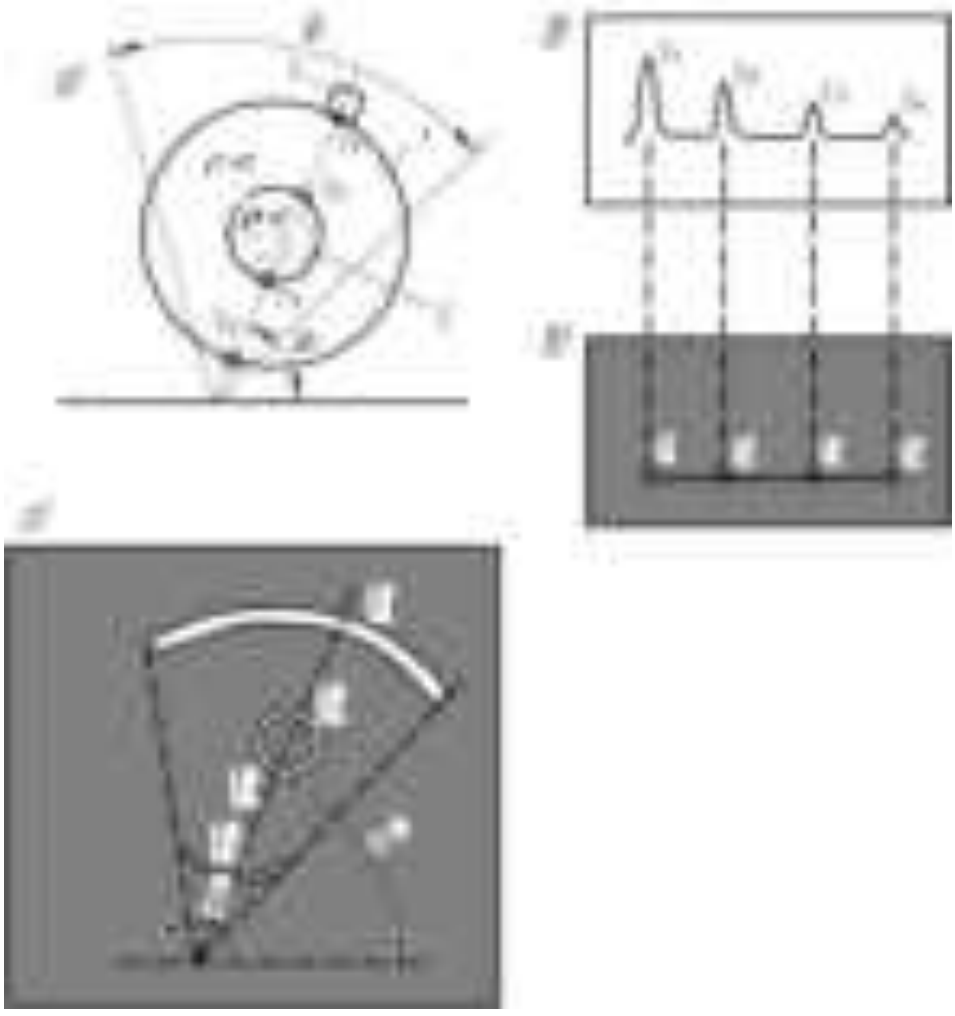


Рис. 3.22. *A* и *B*-типы УЗ-изображений

Теперь будем двигать преобразователь по телу, тем самым изменяя угол φ, который можно измерить в любом положении (рис. 3.22, *г*). В результате на мониторе, имеющем послесвечение (запоминание предыдущего сигнала) и круговую развертку, зависящую от угла φ, получится томографическое изображение объекта, находящегося внутри тела (т. е. изображение среза тела). Существует частный вид изображения *B*-типа, который называется *C*-режимом. При нем осуществляется сканирование с постоянной глубиной, и на экране появляется двухмерное изображение объекта, находящегося в плоскости, параллельной плоскости перемещения преобразователя, и соответственно, перпендикулярной к оси УЗ-пучка. Фиксация расстояния между плоскостями устанавливается путем стробирования эхо-сигнала по времени. Необходимо отметить, что при *C*-режиме сканирование УЗ-пучка осуществляется дополнительно и вдоль тела.

Изображение M-типа (motion – движение), или изображение TM-типа (time-motion). Это основной тип в методе эхокардиографии. При исследовании сердца расстояние между преобразователем и отражающей поверхностью постоянно в такт сердца меняется. При этом координаты по длительности изображений *A*-типа считываются по вертикальной оси, амплитуда видеосигнала модулирует яркость строки и все получаемые строчки с течением времени медленно разворачиваются (ползут) вдоль горизонтальной оси.

Корректировка при визуализации эхо-сигналов.

При визуализации акустической информации возникает множество проблем, связанных с прохождением УЗ-луча через различные ткани. Эхо-сигналы от ближних к излучателю структур будут иметь большую мощность, чем от структур, лежащих в глубине тела. Поэтому, чтобы на экране ближние структуры не выглядели более яркими, требуется компенсировать потерю интенсивности эхо-сигналов, отраженных от глубоколежащих структур. Затухание эхо-сигналов можно скорректировать с помощью временной автоматической регулировки усиления (ВАРУ), однако реальная глубина исследуемых тканей не должна превышать 100λ. Большое усиление ВАРУ (gain), т. е. прирост интенсивности эхо-сигнала, дает яркий сигнал на мониторе. Однако оно приводит к потере темных оттенков серого, а

малое усиление – светлых градаций серого цвета, что существенно ухудшает качество изображения.

Повышение или понижение чувствительности аппарата в зависимости от глубины исследуемой зоны осуществляется путем регулирования амплитуды эхо-сигнала от ближних и дальних зон, т. е. путем раздельного регулирования усиления в зависимости от рассматриваемых объектов. Ближний прирост (near gain) позволяет усиливать или подавлять эхо-сигналы от тканей, лежащих около поверхности преобразователя, дальний прирост (far gain) – на больших глубинах. Во время исследования оператор регулирует и то и другое. Помимо gain у оператора есть и другие возможности воздействовать на мощность эхо-сигналов: задержка (delai), чувствительность (sensitivity), грубый прирост (coarse gain). Эти регулировки могут отсутствовать на аппаратах различных фирм.

Динамический диапазон отображенных эхо-сигналов (dynamic range) позволяет проводить оптимальную дифференциацию изображений различных по акустической плотности тканей за счет регулировки диапазона интенсивности эхо-сигналов. Некоторые установки имеют возможность «усиления» изображения эхо-сигналов (echo enhancement). Чем выше уровень усиления, тем контрастнее эхо-рисунок.

Сканирование УЗ-луча.

Для создания двухмерного изображения объекта необходимо перемещать УЗ-луч в зоне, ограниченной растром аппарата. В зависимости от области применения и объектов исследования используется сканирование с различной геометрической формой зоны сканирования – растра. В настоящее время существуют сканеры (т. е. преобразователи с системой сканирования), имеющие секторную, линейную, трапециевидную и конвексную форму зоны сканирования.

Секторные сканеры обеспечивают хорошую визуализацию внутренних органов на любой глубине при широком обзоре, за исключением тканей, находящихся вблизи поверхности тела. Обычно угол развертки – $60\text{-}90^0$. Из-за малой площади контакта с поверхностью тела этот сканер незаменим при исследовании межреберного пространства и через роднички черепа мозга новорожденного.

Линейные сканеры обеспечивают диагностику на небольших участках тела как на поверхности, так и в глубоколежащих структурах, и часто применяют при обследовании брюшной полости и в акушерстве.



Рис. 3.23. Кинематическая схема сканера с электромеханическим приводом

Трапециевидные и конвексные (т. е. трапециевидные с выпуклой большей стороной) сканеры занимают промежуточное положение между секторными и линейными и используют в гинекологии и акушерстве, а также в общей УЗ-диагностике. Сканирование, при котором перемещается сам преобразователь, может осуществляться вручную и механически, например с приводом от шагового двигателя или двигателя постоянного тока (рис. 3.23),вращающегося с постоянной скоростью ω, через кривошипно-шатунный механизм. На его выходном звене установлен пьезопреобразователь.

Это простой и дешевый способ сканирования, более точный, чем ручной. Он позволяет получить двухмерное изображение в реальном времени. Однако механический способ сканирования имеет ряд недостатков, которые ограничивают его применение:

1. Ограниченное поле растра сканера по форме и размерам.

2. Невысокая надежность при длительной эксплуатации из-за гибких токоподводов к качающемуся пьезопреобразователю.

3. Ненадежность контакта между пациентом и пьезопреобразователем из-за качательного движения последнего.

4. Сложность перехода с одного режима сканирования на другой.

5. Невозможность осуществления управляемой фокусировки.

От этих недостатков свободны электронные системы сканирования, в которых отсутствуют подвижные механические элементы.

Электронное сканирование.

Для осуществления электронного сканирования необходимо иметь составной пьезопреобразователь, состоящий из набора пьезоэлектрических элементов, каждый из которых подключается к генератору отдельно от других (коммутируется) и колебания которого не оказывают влияния на работу остальных пьезоэлементов. Такие составные пьезопреобразователи называются пьезоэлектрическими решетками. В УЗ-диагностике используются решетки двух типов: кольцевые и линейные.

Линейная решетка (рис. 3.24) – это составной прямолинейный преобразователь *1*, набранный из отдельно работающих пьезоэлементов *2*, представляющих собой пьезокерамические квадратики не более 4х4 мм.

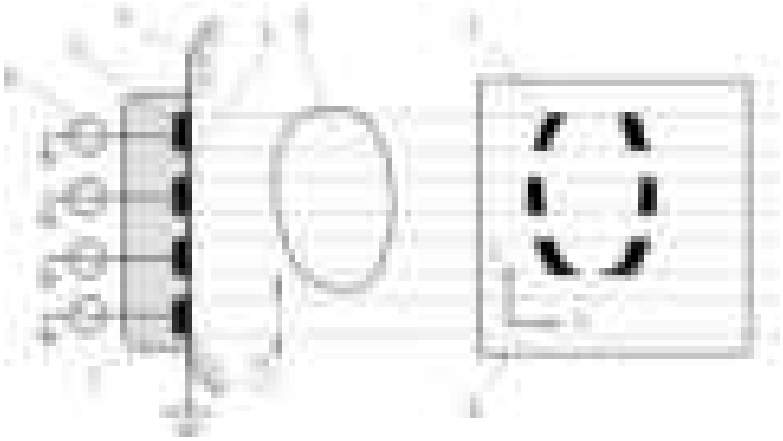


Рис. 3.24. Схема работы линейной решетки

Пьезоэлементы прикреплены к тонкой заземленной мембране *3*, которая через гель прижимается к телу пациента *4*. При линейном сканировании внутреннего органа *5*, т. е. при последовательном излучении и приеме каждого из пьезоэлементов, на экране *6* возникают светлые пятна *7*, координаты которых соответствуют по оси *x* временной координате отраженного от внутреннего органа сигнала, а по оси *y* – линейной координате данного пьезоэлемента. Такая линейная решетка подключена к многока-

нальному электронному коммутатору (количество каналов равно числу пьезоэлементов решетки). Благодаря такому решению существует возможность с разделением по времени подключать элементы решетки к общему ряду передатчиков *8* и приемников электронной цепи управления.

Работу УЗ-сканера с линейной решеткой можно разделить на два режима: излучение УЗ-волн и прием отраженных УЗ-волн. Система управления современных сканеров в этих режимах представлена на рис. 3.25.

Схема управления запускает передатчики ТХ, которые формируют ступенчатые импульсы с размахом ±90 В. Высоковольтные ключи последовательно подают эти электрические импульсы на пьезоизлучатели, которые излучают УЗ-акустические волны в исследуемый объект. В режиме приема те же пьезоизлучатели, работающие уже в качестве пьезодатчиков через высоковольтные ключи, направляют отраженные сигналы на приемники RX и далее в схему обработки сигнала.

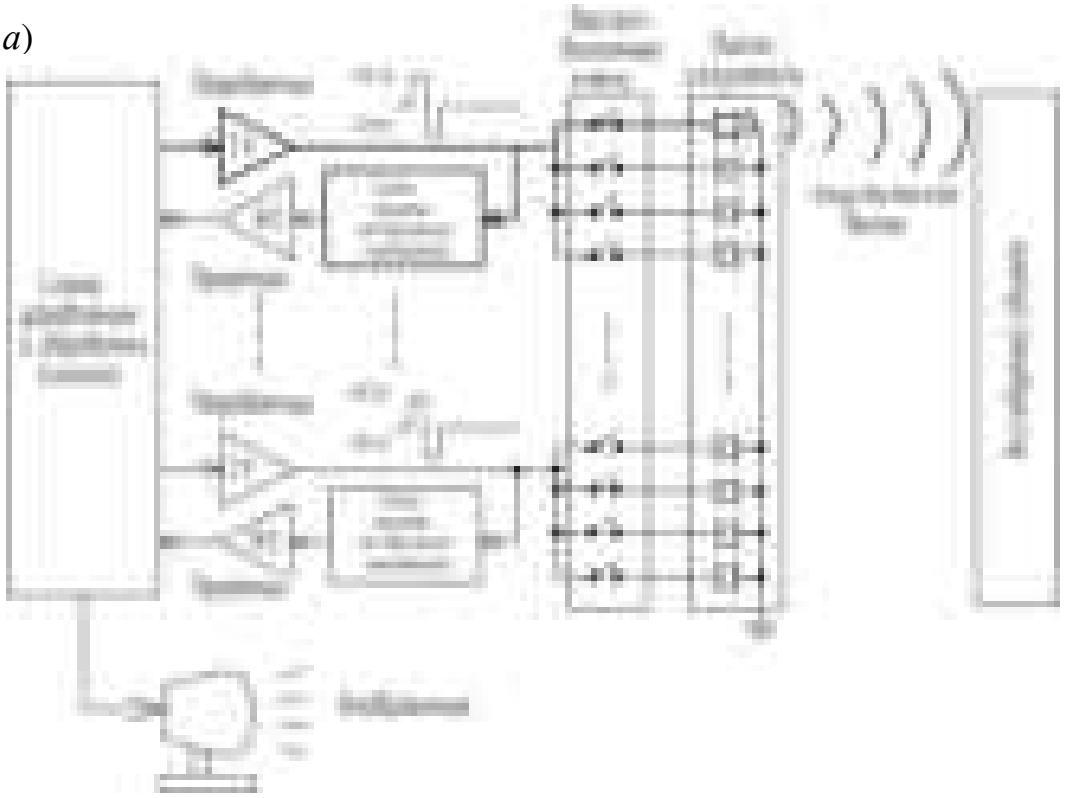
У линейной решетки с линейным сканированием есть существенный недостаток, заключающийся в том, что поперечное разрешение системы снижается с увеличением дальности из-за расхождения УЗ-пучка. Недостаток проявляется в том, что границы между внутренними органами и тканями размываются и становятся нечеткими.

Например, при d = 4мм, f = 3,5 МГц на расстоянии h = 60 мм сигнал отражения, имеющий интенсивность -10 дБ, различимый объект имеет протяженность 3,7 мм, а на расстоянии h = 100 мм при той же интенсивности отраженного сигнала – протяженность 6 мм (рис. 3.24). Поле зрения этой системы плоское и ограничено размерами решетки. Она используется преимущественно на малых расстояниях по глубине.

Для увеличения поля зрения (растра) применяются линейные решетки с секторным сканированием. Это конвексное сканирование. При таком сканировании фронт УЗ-пучка поворачивается, а каждый излучатель должен иметь отдельный передатчик (генератор).

Рассмотрим линейную решетку с конвексным сканированием, состоящую из n пьезоэлементов, расстояние между центрами соседних пьезоэлементов – d (следовательно размер каждого элемента также равен d). Необходимо обеспечить создание УЗ-пучка с фронтом волны (см. рис. 3.26, пунктирная линия), имеющим угол Θ к линии решетки.

а)



б)

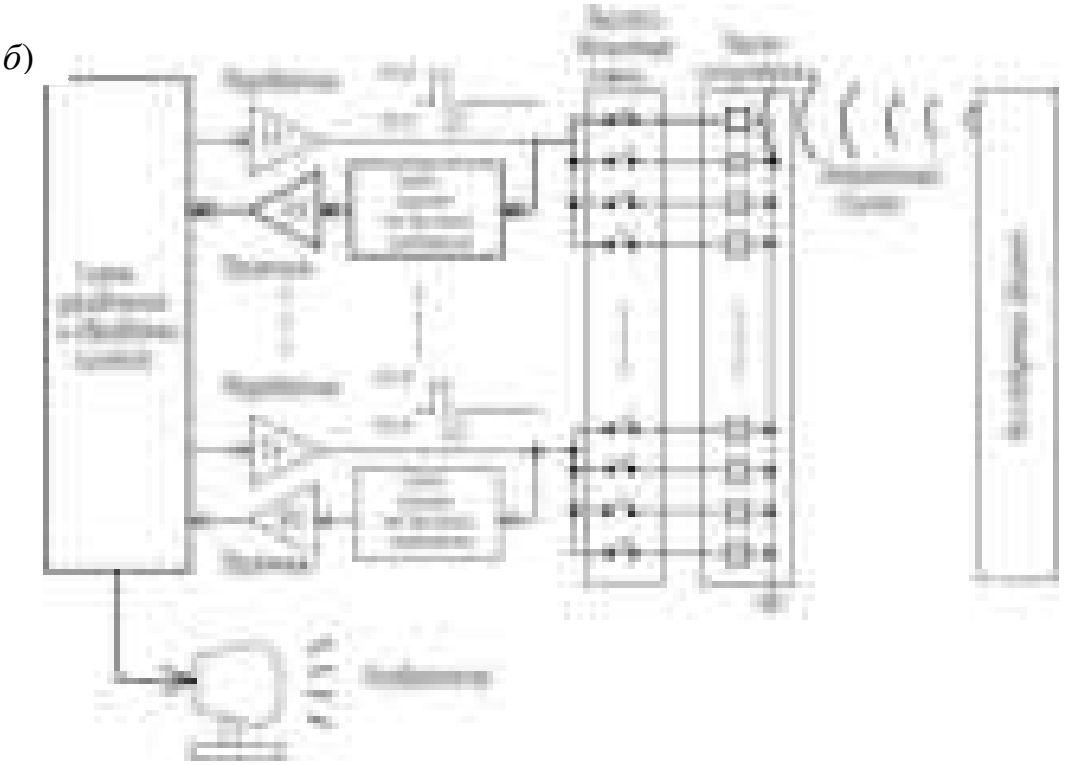


Рис. 3.25. Схема работы системы управления линейной решетки: *а* – в режиме излучения, *б* – в режиме приема

Пусть на каждый *i*-й пьезоэлемент, возбуждающей колебания на одной частоте и с одинаковой амплитудой, подается напряжение U_i, но с разными фазами колебаний φ_i.

$$\tilde{\xi} = \xi_m \, exp\left[j(\omega t - kx + \varphi_i) \right]$$

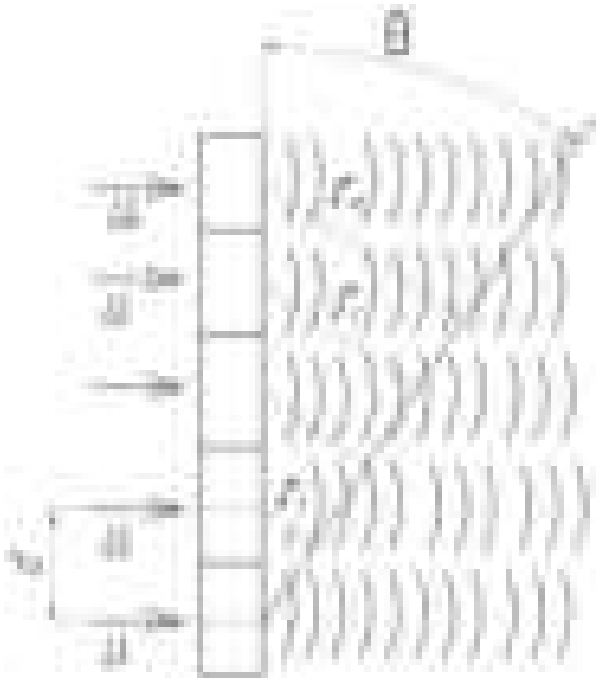


Рис. 3.26. Схема конвексного сканирования

Разумеется, отсчет времени для всех элементов одинаков. Тогда для наблюдателя, находящегося в данный момент времени *t* на фронте волны, колебательные процессы от каждого элемента будут иметь вид

$$\tilde{\xi}_1 = \xi_m \, exp\left(j\omega t \right),$$

$$\tilde{\xi}_2 = \xi_m \, exp\left[j(\omega t - kr_2 + \varphi_2) \right],$$

$$\tilde{\xi}_3 = \xi_m \, exp\left[j(\omega t - kr_3 + \varphi_3) \right],$$

$$\tilde{\xi}_i = \xi_m \, exp\left[j(\omega t - kr_i + \varphi_i) \right], \; \tilde{\xi}_n = \xi_m \, exp\left[j(\omega t - kr_n + \varphi_n) \right].$$

С одной стороны, чтобы все волны пришли во фронт волны в одной фазе, показатели комплексных функций должны быть такими:

$$\omega t = \omega t - kr_2 + \varphi_2 = \omega t - kr_i + \varphi_i = \omega t - kr_n + \varphi_n .$$

Следовательно, $kr_i = \varphi_i$.

С другой стороны, $r_1 = 0, \; r_2 = d \sin\theta, r_i = (i - 1) d \sin\theta$, поэтому $\varphi_i = k(i - 1) d \sin\theta$.

Таким образом, чтобы обеспечить приход всех волн в одной фазе по линии фронта, имеющей угол θ с линейной решеткой, необходимо иметь сдвиг фаз между соседними элементами

$$\Delta\varphi_i = \varphi_i - \varphi_{i-1} = kd\sin\theta = const\ .$$

Чтобы обеспечить данный постоянный сдвиг фаз между соседними элементами решетки, необходимо запускать каждый последующий элемент с задержкой τ, которая обеспечит сдвиг фаз $\Delta\varphi = \omega\tau$. Учитывая, что $\omega = 2\pi f$, $k = 2\pi/\lambda$, $\lambda = c/f$, получим $\tau = d\sin\theta/c$.

Таким образом, задержка пропорциональна размеру пьезоэлемента, синусу угла и обратно пропорциональна скорости звука. Для любого *i*-ого элемента относительно *n*-го задержка времени $\tau_i = (n-i)\tau$.

Отметим, что существуют электронные устройства, которые по программе управляют значением τ_i для каждого элемента. Следовательно, фронт волны может иметь в принципе любую форму (прямолинейную, угловую, параболическую и т. д.).

Современные УЗ-сканеры, оснащенные системами конвексного сканирования без движущихся механических элементов, обладают многими признаками мехатронных объектов, так как большая часть функциональной нагрузки лежит на компьютерной системе управления.

3.5.2. Ультразвуковые допплеровские мехатронные приборы

Эффект Допплера проявляется в зависимости от наблюдаемой частоты волнового процесса, от любого изменения расстояния между источником колебаний и приемником, а также если приемник или источник (или оба) движется или источник неподвижен, но сигнал от источника отражается от движущегося объекта и принимается неподвижным приемником. На основе эффекта Допплера созданы приборы для определения скорости объектов в различных областях техники: в авиации и космонавтике (используются световые волны); в медицине для определения скорости направления тока крови; в гидро- и пневмоавтоматике для определения скорости газа или жидкости (в последних двух случаях применяются акустические волны). Такие приборы можно отнести к мехатронным, так как в них осуществлена интеграция механических, электромеханических и сен

сорных элементов, объединенных компьютерной системой управления с использованием сложных программных продуктов.

Рассмотрим простейший случай, когда излучатель и приемник движутся вдоль одной прямой (рис. 3.27).



Рис. 3.27. Эффект Допплера при движущихся излучателе и приемнике в одном направлении

Пусть излучатель колеблется с частотой f_s и движется в положительном направлении оси x со скоростью V_s , приемник также движется в положительном направлении оси x (за положительное направление оси x выбрано направление распространения звука) со скоростью V_r, скорость распространения звука в среде – c. Тогда частота колебаний, воспринимаемая приемником, определяется по формуле

$$f_r = (c - V_r) f_s/(c - V_s). \tag{3.8}$$

При этом так называемое допплеровское смещение частоты

$$f_d = f_r - f_s = f_s (V_s - V_r)/(c - V_s). \tag{3.9}$$

При применении ультразвуковой допплеровской локации обычно неподвижны излучатель и приемник, а движется отражатель (либо рассеиватель). Эта схема используется для определения кровотока в сосудах.



Рис. 3.28. Эффект Допплера при неподвижных излучателе и приемнике и при движущемся отражателе в направлении излучения

При измерении скорости кровотока ультразвук отражается и рассеивается на флуктуациях плотности и сжимаемости среды, в качестве которых служат эритроциты. Принятый от рассеивания волны сигнал можно вычислить как сумму сигналов от всех элементов крови на пути УЗ-пучка

(т. е. в сечении пучка). При этом рассмотренная выше схема трансформируется (рис. 3.28).

Для определения f_r будем считать, что отражатель неподвижен. Тогда излучатель относительно него движется в противоположную от излучения волны сторону, поэтому в формуле (3.8) в знаменателе V_s будет со знаком «+». Приемник относительно неподвижного отражателя движется в ту же сторону, что и волна, поэтому в числителе знак « – » сохраняется:

$$f_r = (c - V_r) f_s / (c + V_s). \qquad (3.9)$$

В допплеровских измерителях кровотока излучатель и приемник на одной прямой не находятся и их оси пересекаются под небольшим углом Ф (рис. 3.29). Угол между направлением движения крови в сосуде и осью излучателя обозначен Θ_s, угол между направлением движения крови в сосуде и осью приемника — Θ_r, а угол между направлением движения крови и биссектрисой угла, образованного осями излучателя и приемника – Θ.



Рис. 3.29. Проявление эффекта Допплера при направлении движения отражателя, не совпадающего с направлением излучения

Поскольку направление скорости кровотока V (скорости эритроцитов) не совпадает с направлением распространения падающей и отражаемой волн, то в формуле (3.9) скорости V_s и V_r надо заменить на проекции на направления излучения и приема. Нетрудно показать, что проекция скорости отражателя на направление излучения звука $V_s = V\cos\Theta_s$, а проекция скорости отражателя на направление приема $V_r = V\cos\Theta_r$. При этом допплеровское смещение частоты определяется по формуле

$$f_d = f_r - f_s = f_s (c - V\cos\Theta_r)/(c + V\cos\Theta_s) - f_s . \qquad (3.10)$$

Для крови c = 1500 м/с, скорость тока крови V < 1м/с, следовательно $V << c$, поэтому в знаменателе в (3.10) $V\cos\Theta_s$ можно пренебречь:

$$f_d = -f_s\, V(\cos\Theta_r + \cos\Theta_s)/c = -2f_s V\cos[(\Theta_r + \Theta_s)/2]\cos[(\Theta_r - \Theta_s)/2]/c.$$

Учитывая, что $\Theta = (\Theta_r + \Theta_s)/2$ и обозначая угол между осью излучателя и осью приемника $\Phi = \Theta_r - \Theta_s$, получим $f_d = -2f_s V\cos\Theta\cos(\Phi/2)/c$.

Обычно в устройстве измерения кровотока в одном корпусе совмещают и излучатель и приемник, в качестве которых выступают пьезоэлектрические преобразователи диаметром до 6 мм (рис. 3.30). При пересечении излучаемого и принимаемого пучков образуется так называемый измерительный объем. Он характеризуется тем, что измерение скорости отражателя (эритроцита) возможно только в том случае, если он попал во время измерения в этот объем.

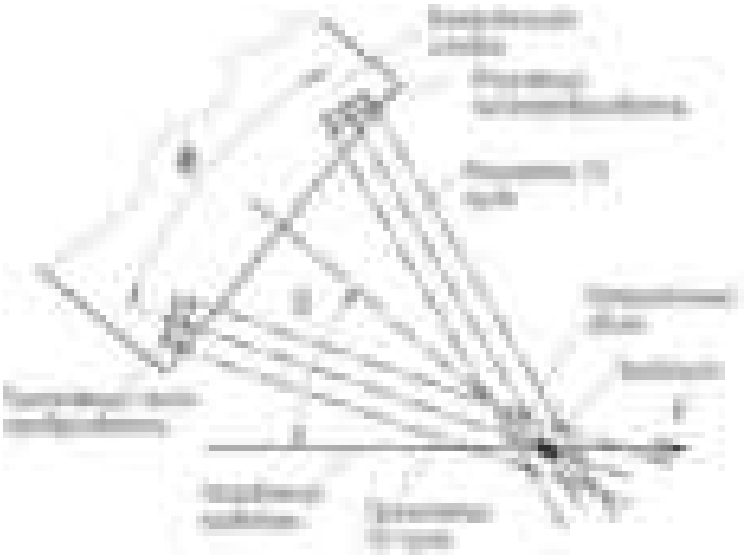


Рис. 3.30. Схема работы УЗ допплеровского прибора измерения кровотока

Угол Ф между осями преобразователей – не более 15°, поэтому $\cos\Phi/2 \approx 1$, следовательно

$$f_d \approx -f_s V\cos\Theta/c. \qquad (3.11)$$

Анализ выражения (3.11) позволяет сделать следующие выводы:

1. Допплеровский сдвиг частоты f_d пропорционален частоте излучения. Поскольку с увеличением частоты f_s и ширины УЗ-пучка возрастает затухание и снижается мощность рассеянного сигнала, то диапазон частот

f_s = 2 - 20 МГц, для которого f_d находится в звуковом диапазоне, что важно для проведения диагностики на слух.

2. Допплеровская частота f_d пропорциональна скорости движения отражателя (рассеивателя).

3. Допплеровская частота f_d обратно пропорциональна скорости звука в биологической ткани.

4. Допплеровская частота f_d зависит от угла между скоростью кровотока и биссектрисой измерительной головки, в частности, при $\Theta = \pi/2$ $f_d = 0$.

Этот принцип используется в диагностической аппаратуре двух типов:

– в допплеровском приборе непрерывного излучения;

– в импульсно-допплеровском измерителе кровотока.

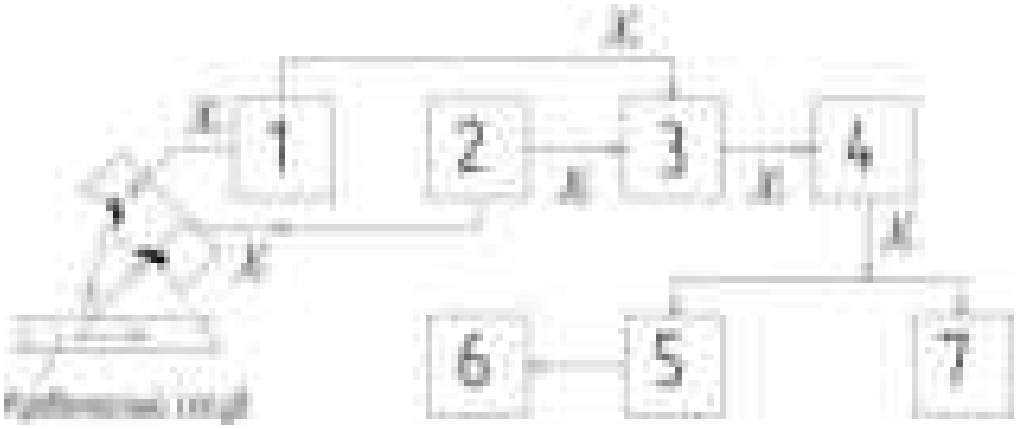


Рис. 3.31. Схема допплеровского прибора непрерывного излучения: *1* – УЗ-генератор; *2* – УВЧ; *3* – смеситель-умножитель; *4* – УНЧ полосовой фильтр; *5* – частотомер; *6* – регистрирующий прибор; *7* – акустическая головка

Прибор непрерывного излучения впервые был предложен Сатомурой в 1957 г. Излучающий пьезопреобразователь (рис. 3.31) соединен с генератором, работающим в диапазоне частот 2 - 20 МГц, и непрерывно излучает УЗ-пучок. УЗ-волны рассеиваются в измерительном объеме и отражаются, а затем улавливаются приемным пьезопреобразователем. Далее, электрические сигналы усиливаются и перемножаются с сигналом генератора. Затем, полезный сигнал отфильтровывается и подается на частотомер и акустическую головку.

Поясним его работу на следующем примере. Пусть излучатель генерирует сигнал $x_s = A_s \cos\omega_s t$, а сигнал, принимаемый приемником, в соответст-

вии с эффектом Допплера $x_r = A_r\cos[(\omega_s + \omega_d)t + \varphi]$, где $\omega_s = 2\pi f_s$, $\omega_d = 2\pi f_d$, φ – сдвиг фаз между излучаемым и принимаемым сигналами.

В усилителе высокой частоты (УВЧ) этот сигнал преобразуется в сигнал $x_2 = A_s x_r / A_r$, а сигнал на выходе смесителя-умножителя

$$x_3 = x_2 x_s = A_s^2 \cos\omega_s t A_r \cos[(\omega_s + \omega_d)t + \varphi] = \quad (3.12)$$
$$= 0{,}5A_s^2 \cos(\omega_d t + \varphi) + 0{,}5A_s^2 \cos[(2\omega_s + \omega_d)t + \varphi].$$

Второй член выражения (3.12) имеет двойную частоту $2\omega_s$, поэтому он легко отфильтровывается в усилителе низкой частоты (УНЧ) с полосовым фильтром. В результате на выходе УНЧ остается сигнал

$$x_4 = 0{,}5A_s^2 \cos(\omega_d t + \varphi),$$

который подается на частотомер, определяющий f_d, и акустическую головку, воспроизводящую звук с частотой допплеровского смещения частоты, по которому опытный врач определяет застойные зоны в сосудах.

УЗ-сигнал, воспринимаемый приемным пьезопреобразователем, содержит сигналы, не только рассеянные эритроцитами, но и намного большей амплитуды, отраженные от других структур (например, от границы жировой и мышечной ткани, стенок сосудов). Эти сигналы обычно на 40 - 50 дБ превышают сигналы от кровотока, кроме того, они могут обладать низкочастотным допплеровским сдвигом, вызванным пульсациями артерий или смещениями измерительной головки в руке врача. Для подавления таких мощных сигналов в УНЧ вводят фильтры верхних частот (так как скорость крови меньше скорости пульсаций). Побочный эффект фильтрации состоит в повышении вероятности потери низкочастотных допплеровских сигналов от кровотока. Для его устранения вводят НЧ-фильтр для ограничения мощности сигнала, верхняя частота среза которого устанавливается равной максимально ожидаемой частоте сдвига Допплера.

Поскольку внутри измерительного объема, ограниченного пересечением УЗ-пучков излучаемого и рассеянного сигналов, существует распределение скоростей кровотока в поперечном сечении сосуда, то допплеровский сигнал является суперпозицией допплеровских сигналов от каждого рассеивателя. Суммарный сигнал имеет сплошной спектр, а частотомер будет показывать лишь среднее значение из этих частот. Если фазовый угол φ известен, то можно определить среднюю скорость кровотока.

Импульсно-допплеровский измеритель скорости кровотока не имеет недостатка допплеровского прибора непрерывного излучения, заключающегося в невозможности разделения сигналов от различных точек УЗ-пучка (если на пути УЗ-пучка находятся два и более сосудов, лежащих в измерительном объеме, то допплеровский сигнал является смесью сигналов от каждого сосуда). С помощью прибора непрерывного излучения не возможно измерить профиль скорости крови по сечению сосуда. Для решения этой задачи создан импульсный измеритель кровотока (рис. 3.32).

Пространственное разрешение достигается благодаря периодическому излучению короткого (несколько периодов колебаний) импульса УЗ, частота повторения которого задается синхронизатором, а канал измерения открывается во время прохождения импульса. Пространственное разрешение достигается также за счет использования смесителя, в котором опорным сигналом служит задержанный во времени излученный сигнал.

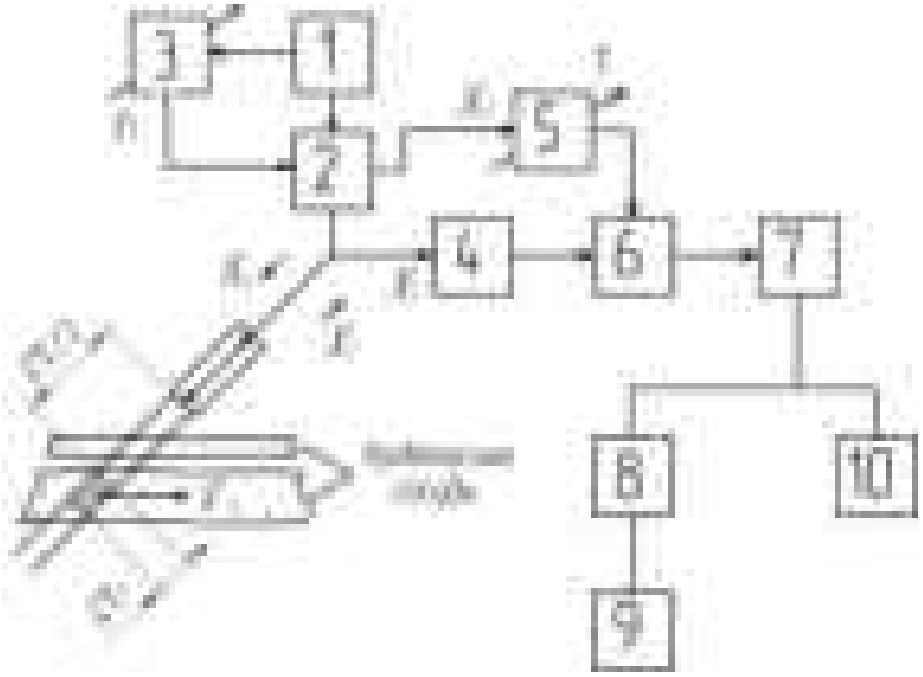


Рис. 3.32. Схема импульсного допплеровского прибора: *1* – УЗ-генератор; *2* – ключ; *3* – синхронизатор; *4* – УВЧ; *5* – устройство задержки времени; *6* – смеситель; *7* – УНЧ и полосовой фильтр, *8* – частотомер; *9* – регистрирующий прибор; *10* – акустическая головка

Поскольку излучение и прием разнесены во времени, то можно использовать один преобразователь одновременно в качестве излучателя и приемника. Такое устройство чувствительно к кровотоку лишь внутри оп-

ределенной области в излучаемом УЗ-пучке (измерительном объеме), длина которого пропорциональна продолжительности импульса. Время распространения излученного импульса до этого измерительного объема и обратно равно задержке τ между пачками измеренного и принятого сигналов.

Таким образом, варьируя значение задержки τ, измерительный объем можно перемещать вдоль пучка и использовать его для раздельного наблюдения кровотока на разных глубинах или в различных точках по сечению сосуда.

Ширина измерительного объема определяется шириной пучка, а длина – длительностью излучаемого и опорного импульса.

Описанный прибор одноканальный, для более быстрого съема информации существуют приборы с несколькими измерительными объемами. Перечисленные выше приборы в специальной литературе называют также дебитметрами. В качестве регистрирующей аппаратуры может служить самописец. Например, при исследовании сонной артерии анализируют систолическую составляющую скорости крови V_c, диастолическую составляющую скорости крови $V_д$ и сумму систолической и диастолической составляющих V. При нормальном состоянии сонной артерии кровоток ни в одной из фаз сердечного цикла не должен достигать нуля, т. е. кровь должна двигаться по сонной артерии постоянно. Изменение соотношений между V_c, $V_д$ и V свидетельствует о заболевании кровеносной системы.

Основная область применения допплеровского метода при исследовании кровотока – это обнаружение его нарушений, вызванных поражениями стенок сосудов. Возмущения в потоке крови приводят к расширению диапазона скоростей и углов между вектором скорости и осями УЗ-пучков. Поэтому увеличивается диапазон допплеровских частот, что фиксируется прибором. Кроме того, отмечается значительное увеличение мощности отраженного сигнала при появлении турбулентных потоков.

Другая известная область применения допплеровского измерителя кровотока – это контроль объемного расхода крови в аппарате искусственного кровообращения, о котором речь пойдет ниже.

3.6. Мехатронный аппарат искусственного кровообращения

В современной хирургии широко применяется техника, которая представлена различными мехатронными комплексами, помогающими хирургам проводить сложнейшие операции. Особенность таких систем состоит в том, что объектом медицинского воздействия является человек. Сенсорные устройства, осуществляющие управление автоматическим оборудованием, подключенным к пациенту, должны обеспечивать обратную связь с максимальной надежностью и достоверностью. Во время хирургического вмешательства мониторинг состояния пациента производится по многим физическим и химическим параметрам. Программное обеспечение такой аппаратуры должно работать в широком спектре режимов и предлагать врачу наиболее подходящий вариант. Аппарат искусственного кровообращения является одним из наиболее сложных с точки зрения управления мехатронным оборудованием медицинского назначения (рис. 3.33).

Искусственное кровообращение (ИК), иначе экстракорпоральное кровообращение, искусственная перфузия, – способ поддержания кровотока в организме, отдельном органе или отдельной области тела искусственным путем. Аппарат искусственного кровообращения (АИК) – это аппарат, обеспечивающий оптимальный уровень кровообращения и обменных процессов в организме пациента или в изолированном органе донора. Он предназначен для временного выполнения функций сердца и легких. Разработка аппарата проводилась уже с 1885 г. Фреем и Грубером (Англия). Но первый аппарат для искусственого кровообращения теплокровного организма, так называемый автожектор, был создан в 1925-м советским учёным С. С. Брюхоненко. При помощи этого аппарата советский ученый Н. Н. Теребинский в 1930г. экспериментально доказал возможность успешной операции на клапанах сердца.



Рис. 3.33.Современный АИК

В СССР первую операцию на «сухом» сердце осуществили в 1957-м А. А. Вишневский и Н. М. Амосов.

В настоящее время применяют три метода ИК:

– общее ИК;

– регионарное ИК;

– вспомогательное ИК.

Общее ИК – наиболее распространенный метод. В нем предусматривается полная замена насосной функции сердца и газообменной функции легких механическими устройствами на непродолжительное время (несколько часов). Общее ИК применяется в кардиохирургии, т. е. при операциях на сердце, например при аортокоронарном шунтировании или при замене клапана сердца.

Региональное ИК – перфузия отдельного органа или области организма, временно изолированной от остальной сосудистой системы. Оно применяется главным образом в онкологии, гнойной хирургии для подведения больших концентраций лекарственных веществ к очагу поражения.

Вспомогательное кровообращение используют как дополнительный метод, с помощью которого уменьшается нагрузка на сердце.



Рис. 3.34. Схема кровообращения человека

В человеческом организме система кровообращения (рис. 3.34) имеет два круга: малый (МКК) и большой (БКК). При дыхании насыщенная кислородом кровь попадает из капилляров легких в левое предсердие (ЛП), далее через митральный клапан (это фактически обратный клапан) – в левый желудочек (ЛЖ). При сокращении мышц сердца артериальная кровь

выдавливается через аортальный клапан в большой круг кровообращения для питания кислородом всего организма. Далее венозная кровь возвращается к сердцу, проходит через правое предсердие и правый желудочек и поступает в капилляры легких, где происходит удаление углекислого газа и насыщение крови кислородом. Таким образом, движение крови в организме происходит по своеобразной «восьмерке».

ИК, необходимое при операциях на сердце, осуществляется с помощью перфузионного аппарата (иначе АИК). Любой АИК состоит из двух блоков:

– физиологический;

– механический.

К физиологическому блоку относятся все элементы, соприкасающиеся с кровью, а к механическому блоку – элементы приводов, корпус, информационно-измерительные устройства для контроля характеристик насосов, температуры и т. д.

К АИК предъявляются следующие требования:

– АИК на протяжении всей перфузии должен надежно поддерживать заданный минутный объем кровообращения в организме (4-5 л/мин для взрослого больного) и заданную температуру циркулирующей крови.

– должна обеспечиваться адекватная артериализация крови: насыщение ее кислородом не ниже 95 % и поддержание напряжения (парциального давления) углекислого газа на уровне 35-45 мм рт. ст.

– АИК должен обеспечивать заполнение кровью объема примерно 3 л для взрослого.

– АИК должен быть снабжен устройством для возврата в циркулирующий контур крови, изливающейся из вскрытых кровеносных сосудов.

– Травма крови в АИК должна быть минимальной (травма крови выражается в том, что при прохождении крови через АИК часть эритроцитов перестает выполнять функцию переноса кислорода).

Физиологический блок изготавливают из нетоксичного материала, химически инертного по отношению к крови, он обеспечивает очистку и стерилизацию в условиях клиники.

Для успешного выполнения операций на открытом сердце АИК должен иметь сложную систему управления, позволяющую проводить посто-

янный мониторинг параметров как пациента, так и физиологического блока. Современный АИК является мехатронным аппаратом, так как в его узлы интегрированы не только механические, электромеханические и гидрогазовые компоненты, но и сложнейшие сенсорные устройства, от надежности которых зависит жизнь пациента.

Физиологический блок (ФБ). Подключается к пациенту и представляет собой экстракорпоральную (т. е. находящуюся вне организма) систему с замкнутым контуром, по которому движется кровь. Основные функциональные элементы ФБ:

– оксигенатор («искусственное легкое»);

– артериальный насос («искусственное сердце»).

В ФБ кровь циркулирует следующим образом (рис. 3.35). Во время операции отсекается ввод полой вены в правое предсердие, а венозная кровь из большого круга кровообращения по катетеру поступает в АИК в венозный приемник с фильтром *1*.

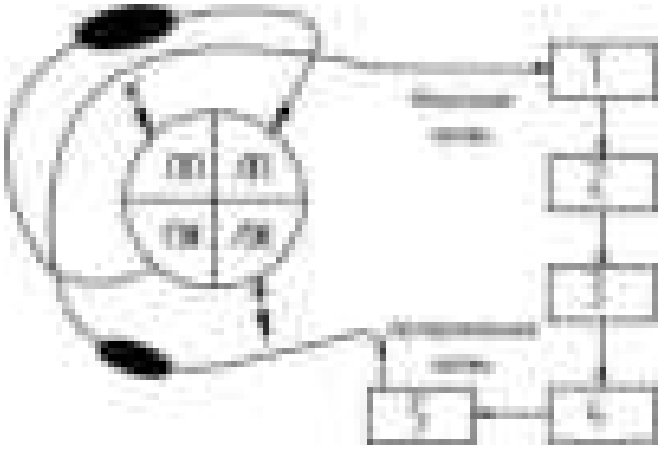


Рис. 3.35. Схема подключения АИК к кровеносной системе пациента

Далее кровь проходит через артериальный насос *2* и поступает в теплообменник *3*, где охлаждается до температуры 33 ^{0}С (в конце операции температуру крови повышают до нормальной). Из теплообменника *3* кровь попадает в оксигенатор *4*, где насыщается кислородом и отдает углекислый газ. Далее через артериальный фильтр *5* с ловушкой пузырьков и сгустков кровь попадает в артериальное русло больного. Следует отметить, что во время операции на сердце оно не должно сокращаться, поэтому в организме пациента МКК не функционирует.

В ФБ входит также система коронарного отсоса, предназначенная для использования крови, вытекающей из рассеченных тканей и органов.

Газогидравлическая схема АИК с элементами сенсорики представлена на рис. 3.36. Рециркуляционный канал в АИК открывается только во время наполнения его донорской кровью перед началом операции в целях вытеснения пузырьков из оксигенатора.

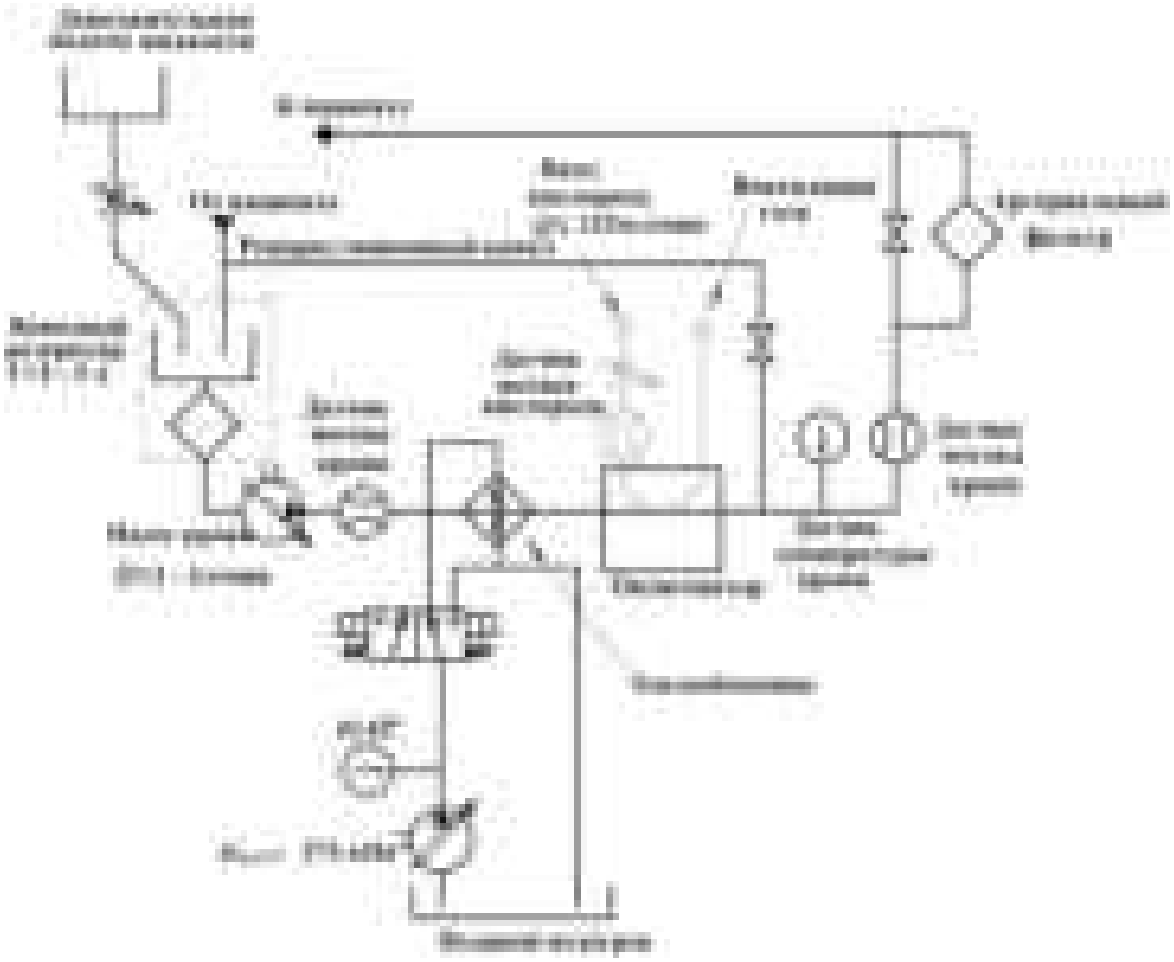


Рис. 3.36. Газогидравлическая схема АИК

В газогидравлическую схему АИК входят контуры крови, воды теплообменника, контур кислорода и контур отвода углекислого газа (на схеме показаны тонкими линиями).

Оксигенаторы (ОГ). Физиология легких человека такова, что механическая копия на сегодняшний день невозможна (неосуществима). Основная трудность – получение пленки крови слоем в один эритроцит, а площадью – примерно 100 м^2 при условии сохранения небольших размеров такого устройства. Однако возможно компромиссное решение на ос-

нове следующих принципов. Во-первых, устройство для газообмена может иметь значительно меньшую производительность, чем естественное легкое, которое рассчитано на интенсивную физическую деятельность. С помощью этого устройства осуществляется газообмен только при условии, когда человек находится в покое, т. е. достаточно 200-300 мл кислорода в минуту.

Во-вторых, из законов диффузии следует, что трудности создания тонкой пленки крови в оксигенаторе могут быть скомпенсированы в известных пределах за счет следующих факторов:

- увеличение парциального давления кислорода над кровью;
- увеличение времени контакта крови с кислородом;
- перемешивание крови в контактирующем слое.

Эти идеи в оксигенаторах реализуются таким образом:

- в ОГ подается чистый кислород при атмосферном давлении, поэтому его парциальное давление в семь раз больше, чем в воздухе и в альвеолах легких;
- медленный пассаж (скорость) крови через ОГ.

Работа капиллярного оксигенатора (рис. 3.37) заключается в том, что кислород, проходя под повышенным давлением по тонким трубочкам (капиллярам) с внутренним диаметром примерно 0,3 мм, имеющим поры в стенках диаметром 3 мкм (эритроциты через них не проходят), через поры выделяется малыми порциями наружу. Таким образом, молекулы кислорода «мягко» взаимодействуют с кровью, омывающей снаружи эти капилляры:

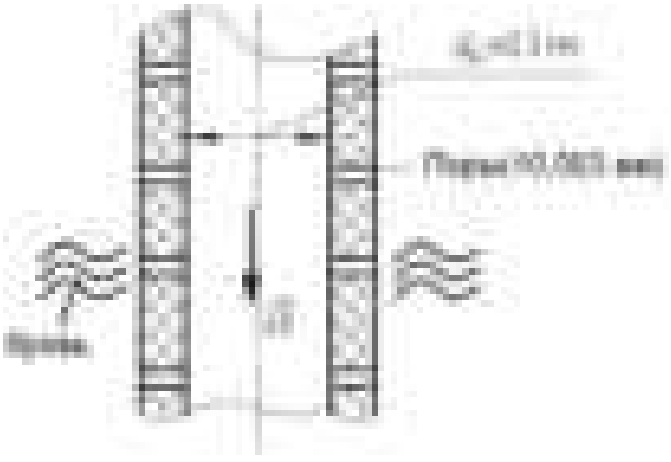


Рис. 3.37. Полипропиленовый пористый полый капилляр

эритроциты захватывают молекулы кислорода и отдают молекулы углекислого газа без образования тромбов (сгустков крови). Технология производства таких пористых капилляров из полипропилена является технологическим секретом фирм, производящих оксигенаторы. В современном оксигенаторе фирмы MINIMAX (рис. 3.38) собственно оксигенатор объединен с водяным теплообменником. Он служит для управления температурным режимом ИК. С помощью оксигенаторов осуществляется метод экстракорпорального охлаждения крови (так называемая гипотермическая перфузия).

Венозная кровь, поступившая от артериального насоса, проходит в теплообменнике вокруг трубок с водой, отдавая или забирая тепло воды. Далее по центральному каналу кровь поднимается в верхнюю часть оксигенатора, изливаясь в его верхней части. Здесь же скапливается углекислый газ, выделяемый кровью.

Затем кровь через отверстия проходит к намотанным на катушку пористым полипропиленовым капиллярам, по которым (как по трубочкам) идет к изолированным торцам этих капилляров сверху (впуск газа) кислород. Благодаря тому что капилляры пористые, кислород малыми порциями соприкасается снаружи капилляров с эритроцитами венозной крови, которые присоединяют к себе молекулы кислорода, в то же время отдавая молекулы углекислого газа. Углекислый газ в виде пузырьков поднимается вверх и удаляется из оксигенатора вместе с кислородом (отвод венозного воздуха). Кислород, пройдя по капиллярам сверху вниз, удаляется в атмосферу (отвод газа). Насыщенная кислородом артериальная кровь, просачиваясь сверху вниз снаружи капилляров, намотанных на катушку, удаляется через нижний штуцер оксигенатора (выход артериальной крови) в трубку, соединенную с артериальным фильтром.

В конструкции оксигенатора предусмотрены специальные штуцеры, предназначенные для подключения датчиков параметров крови.

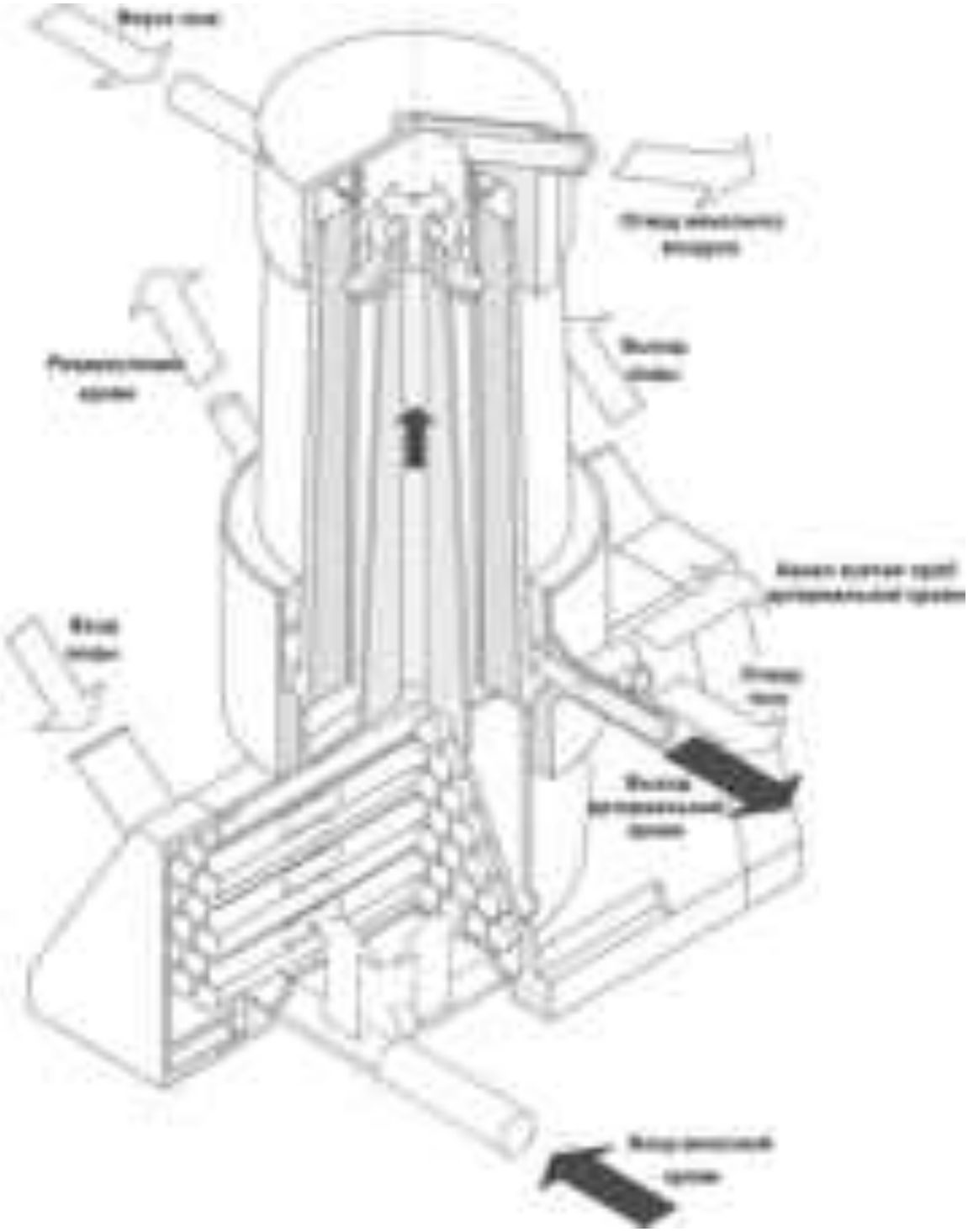


Рис. 3.38. Оксигенатор

Насосы. Артериальные насосы в АИГ выполняют нагнетательную функцию сердца (рис. 3.39). Их производительность должна быть равна минутному объему сердца в покое, т. е. 4 - 5 л/мин для взрослого пациента.



Рис. 3.39. Артериальный насос для АИК

Специфические требования к насосам для АИК:

- минимальная травматизация крови;
- высокая надежность в работе;
- обеспечение простой очистки и стерилизации.

В АИК применяют насосы двух типов: клапанные и бесклапанные. Клапанные насосы могут иметь внутренние или наружные клапаны. Типичные конструкции – это мембранные и камерные насосы.

Бесклапанные насосы работают по принципу перистальтических насосов, в которых кровь выдавливается из эластичной трубки путем прокатывания по ней роликов (рис. 3.40) или попеременного пережатия ее механическими «пальцами» (соответственно насосы роликовые и пальчиковые). Часто для повышения надежности в АИК монтируют два насоса, один из которых рабочий, а другой – резервный.

Роликовые насосы производят волнообразное плавное пережатие эластичной трубки, вследствие чего обеспечивается низкая травма крови.

Регулировку давления в гидросистеме можно производить при помощи редукционного клапана, однако при прокачке крови такое решение мало приемлемо, так как возможна серьезная травма крови. Один из вариантов устройства ограничения давления, создаваемого насосом в АИК, показан на рис. 3.41. В таком устройстве водила роликов выполнены подпружиненными. Изменяя при помощи передачи винт–гайка силу пружины, можно регулировать силу прижима ролика к трубке. При превышении сопротивления течению крови заданного уровня пружина будет сжиматься, и трубка не будет полностью пережата роликом. Граничные значения силы пружины можно задавать положением датчиков (например, герконов).

Теоретическая производительность насоса

$$Q = \omega \quad R_{\text{f}} \frac{\pi d_T^2}{4},$$

где R_{f} – средний радиус криволинейной оси трубки; $d_{\text{ò}}$ – внутренний диаметр трубки; ω – угловая скорость водила роликов.

Полезную мощность насоса N_{f} можно оценить по формуле

$$N_{\text{f}} = p_{\text{f}} Q = M \omega \eta,$$

где p_{f} – артериальное давление, создаваемое насосом, M – момент на валу насоса, $\eta = 0{,}6\text{-}0{,}8$ – к.п.д. насоса.

Все артериальные насосы создают пульсирующий поток крови. Их различают по величине амплитуды пульсаций: насосы с большой амплитудой и насосы с малой амплитудой. У медиков существует различное мнение по поводу того, какие насосы лучше (например, насосы с большой амплитудой по силе пульсаций близки человеческому сердцу, поэтому выдвигалось предположение, что они лучше).

Экспериментальные исследования показали, что при большой амплитуде пульсаций давления высока вероятность турбулизации потока крови, что приводит к повышению травмированности крови.

Дополнительные и вспомогательные узлы функционального блока АИК. Это в основном коронарный отсос (КО). Кровь, изливающаяся во время перфузии в операционную рану, подлежит возврату в АИК, так как такой материал очень дорогой. Для этого служит система коронарного отсоса (название «коронарный» она получила из-за ее использования при

операциях на сердце). Применяют два вида КО: с внешней вакуумной системой и без нее. Для первого вида недостатком является вероятность подмешивания воздуха, во втором – необходимость дополнительного роликового насоса, однако в последнем случае вероятность травмы крови мала. К вспомогательным узлам физиологического блока относят также сосуды для резервной крови, фильтры, ловушки для пузырьков.

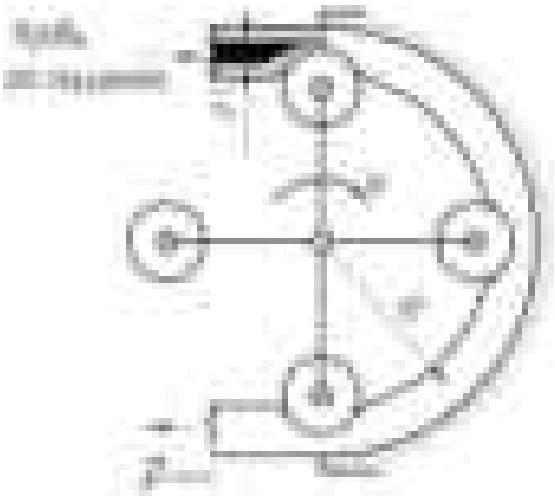


Рис. 3.40. Схема работы роликового насоса

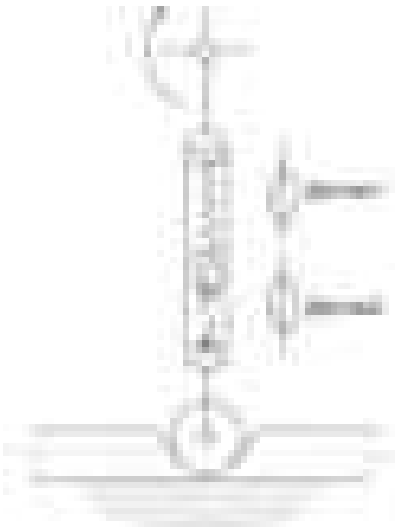


Рис. 3.41. Устройство ограничения давления насоса

Система управления АИК. Включает в себя два блока: система мониторинга состояния пациента и система управления параметрами АИК. Специализированный компьютер, имеющий порт сбора данных и порт управляющих сигналов, выполняет функции двух указанных блоков (рис. 3.42). Новейшие системы управления АИК оснащены интеллектуальным программным обеспечением. Оно позволяет управлять АИК в режиме реального времени. Сложность состоит в том, что реакция организма пациента на изменение параметров крови происходит с задержкой времени, причем эта реакция может иметь множество вариантов. Поэтому применяется программирование с использованием принципов нечеткой логики, для чего в компьютере установлен WARP-процессор.

При проведении операции на сердце производится постоянный мониторинг параметров пациента и системы кровообращения, а именно контроль:

1. артериального давления и пульса (перед остановкой сердца и после);
2. температуры тела пациента;
3. содержания гемоглобина в венозной крови;
4. насыщенности кислородом венозной крови;
5. температуры крови после ее выхода из оксигенатора;
6. давления крови после ее выхода из насоса;
7. температуры воды в теплообменнике;
8. подачи воды в теплообменник;
9. давления крови после ее выхода из артериального фильтра;
10. подачи крови после ее выхода из насоса и оксигинатора;
11. содержания CO_2 в крови после ее выхода из оксигенатора;
12. содержания CO_2 в вентиляционном канале;
13. подачи O_2 в оксигенатор;
14. наличия пузырьков.

В АИК автоматически поддерживаются следующие параметры крови:

- температура;
- подача (объемный расход крови);
- давление.

Кроме того, можно давать рекомендации по выбору режимов работы АИК и принятию решений в различных сложных ситуациях, когда программа не имеет однозначного ответа. Программное обеспечение позволяет проводить диагностику всех систем АИК, определять дефектные элементы системы как перед началом работы, так и во время операции (например, при засорении артериального фильтра компьютер выдает рекомендацию по его замене непосредственно во время операции – для этого предусмотрен обходной канал с зажимом).

Модуль многоцелевого дисплея (ММД), обеспечивающий работу монитора, помещается в контрольное табло, где врач может отслеживать важнейшие параметры всего процесса.

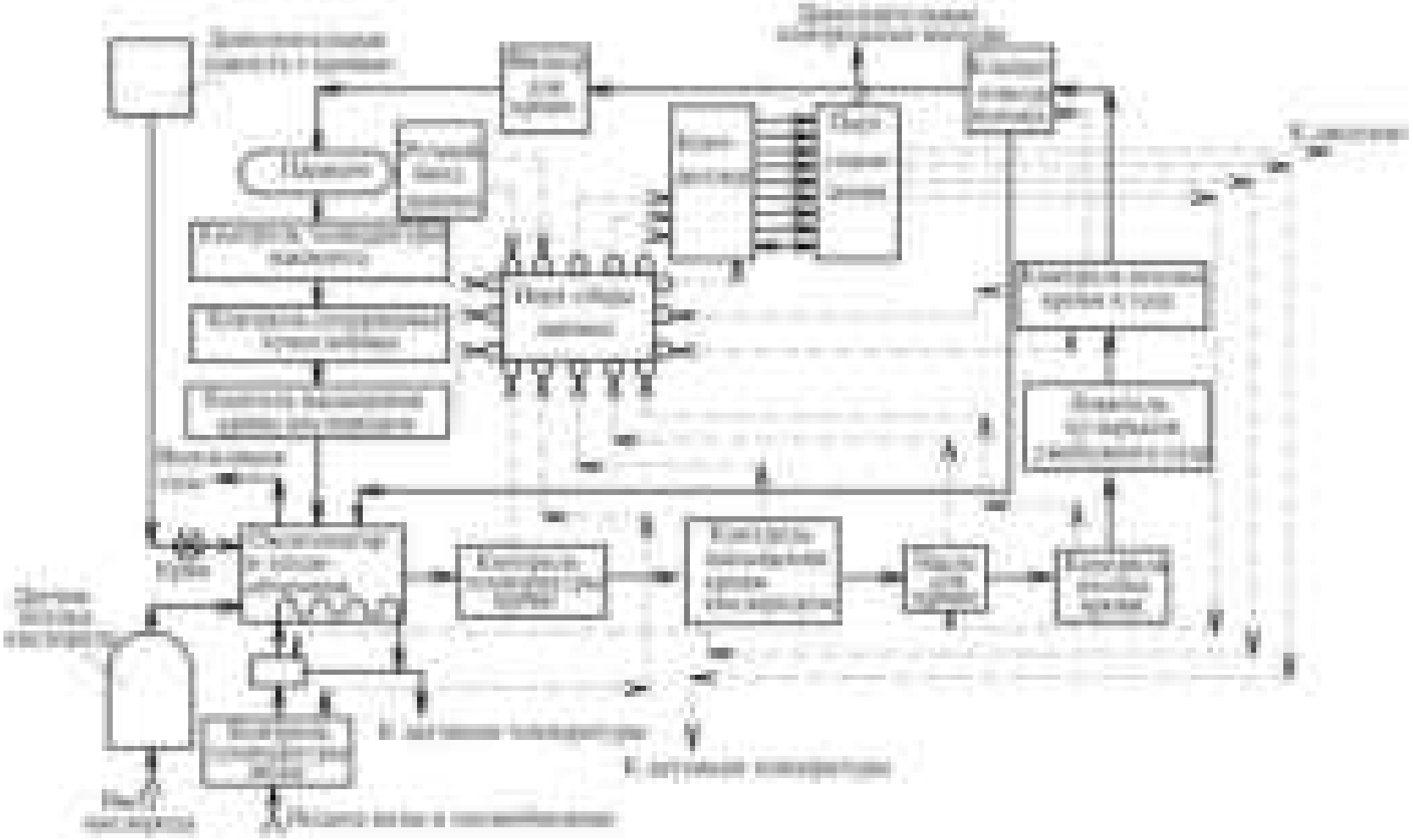


Рис. 3.42. Функциональная схема системы управления

Эти параметры включают в себя температуру пациента, число сердечных сокращений, центральное венозное давление и другие показатели давления от внешний устройств, а также показатели газов крови (pH, pCO_2, pO_2, SO_2, HB, HCT, HCO_3) и кислотно-щелочного состояния.Более того, ММД дает возможность пользователю определять и показывать разницу между любыми двумя из четырех значений давления, измеряемых модулем двойного контроля давления. Характерной чертой модуля является наличие четырех многоцелевых дисплеев, на которых устройства/параметры выбираются по желанию. Этот выбор может быть изменен в любое время. Внешние устройства подключаются через цифровой либо аналоговый интерфейс.

Библиографический список

1. Мехатроника : [пер. с япон.] / Т. Исии [и др.]. – М : Мир, 1988.
2. Государственный образовательный стандарт высшего профессионального образования РФ. Направление подготовки дипломированного специалиста 652000 – Мехатроника и робототехника / Министерство образования РФ //
3. **Подураев Ю. В.** Мехатроника : основы, методы, применение : учеб. пособие для студентов вузов /Ю.В. Подураев – М. : Машиностроение, 2006.
4. Пат. 568346 СССР. Механическая рука / Риддерстрам Г. А. Заявл. 18.02.74.
5. **Жавнер В.Л.** Мехатронные принципы проектирования технологического оборудования /Жавнер В. Л., Смирнов А. Б. // Конструктор-машиностроитель. – 2008. – № 3. – С. 12 – 15.
6. **Аршанский М. М.** Мехатроника: основы глоссария / М. М.Аршанский, Шалобаев Е.В. // Мехатроника. – 2003. – № 4. – С. 47 – 48.
7. **Смирнов А.Б.** Элементная база автоматических машин. Мехатронные модули микроперемещений технологических машин: учеб. пособие / А.Б. Смирнов. – СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2008.
8. **Левин А. И.** Математическое моделирование в исследованиях и проектировании станков / А. И. Левин. – М. : Машиностроение, 1978.
9. **Баутин Н. Н.** Динамическая теория часов: Стабилизация периода в колебательных системах с двумя степенями свободы / Н. Н. Баутин. – М. : Наука, 1986.
10. ГОСТ Р.8. 579–2001. Требования к количеству фасованных товаров в упаковках любого вида при их производстве, расфасовке, продаже и импорте. – М., 2001.
11. Манипуляционные системы роботов /А. И. Корендясев [и др.]. – М. : Машиностроение, 1989.

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по учебно-методическому комплексу
_____С. А. Упоров

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ОРГАНИЗАЦИИ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ

Б1.В.09.04 ТЕОРИЯ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ

Специальность
21.05.04 Горное дело

Специализация
Мехатроника и робототехника промышленных комплексов

Автор: Ситдикова С. В., старший преподаватель каф. АКТ

Одобрены на заседании кафедры
Автоматики и компьютерных технологий
(название кафедры)
Зав. кафедрой _____
(подпись)
Бочков В. С.
(Фамилия И.О.)
Протокол № 1 от 20.09.2023
(Дата)

Рассмотрены методической комиссией факультета
горно-механического
(название факультета)
Председатель _____
(подпись)
Осипов П. А.
(Фамилия И.О.)
Протокол № 2 от 20.10.2023
(Дата)

Екатеринбург

Аннотация дисциплины

«Теория автоматического управления»

Трудоемкость дисциплины (модуля: 3 з.е. 108 часов.

Цель дисциплины: формирование у студентов прочных знаний об общих принципах построения и законах функционирования автоматических систем управления; об основных методах анализа и синтеза непрерывных линейных систем автоматического управления при детерминированных и случайных внешних воздействиях; об основных методах анализа нелинейных и импульсных систем автоматического управления.

Компетенции, формируемые в процессе изучения дисциплины:

профессиональные

- способность обеспечивать технологичность мехатронных и робототехнических систем, их подсистем, отдельных модулей и процессов их изготовления (ПК-1.4).

Результат изучения дисциплины (модуля):

Знать:

- разработку обобщенных вариантов решения проблем, связанных с автоматизацией производств;
- постановку целей проекта, его задач при заданных критериях, целевых функциях, ограничениях;
- разработку проектов по автоматизации технологических процессов;

Уметь:

- участвовать в разработке обобщенных вариантов решения проблем, связанных с автоматизацией производств;
- участвовать в постановке целей проекта, его задач при заданных критериях, целевых функциях, ограничениях;
- участвовать в разработке проектов по автоматизации технологических процессов;

Владеть:

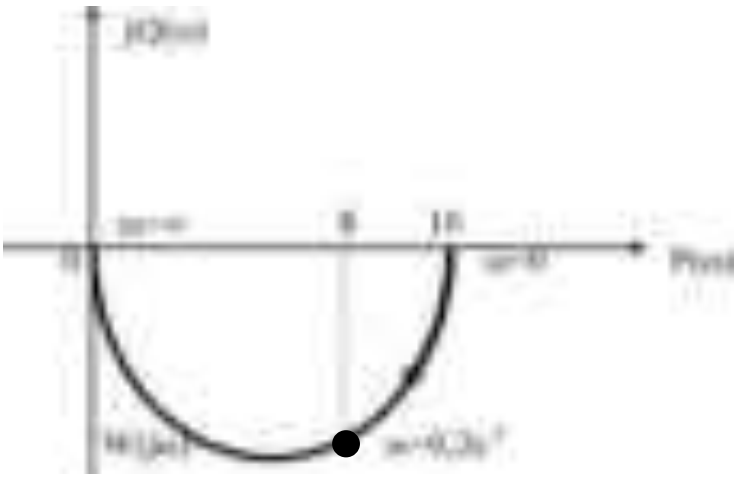
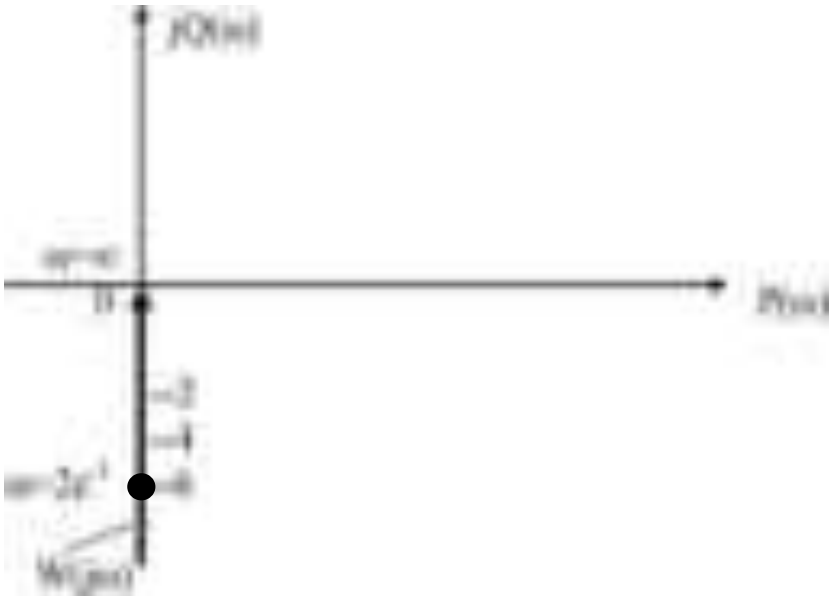
- навыками участия в разработке обобщенных вариантов решения проблем, связанных с автоматизацией производств;
- навыками участия в постановке целей проекта, его задач при заданных критериях, целевых функциях, ограничениях;
- навыками участия в разработке проектов по автоматизации технологических процессов.

Самостоятельная работа № 1.
ИДЕНТИФИКАЦИЯ ТИПОВЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ ЗВЕНЬЕВ

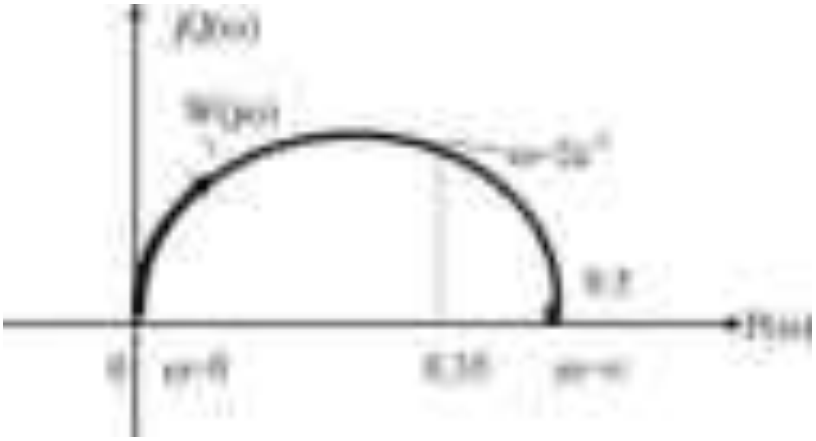
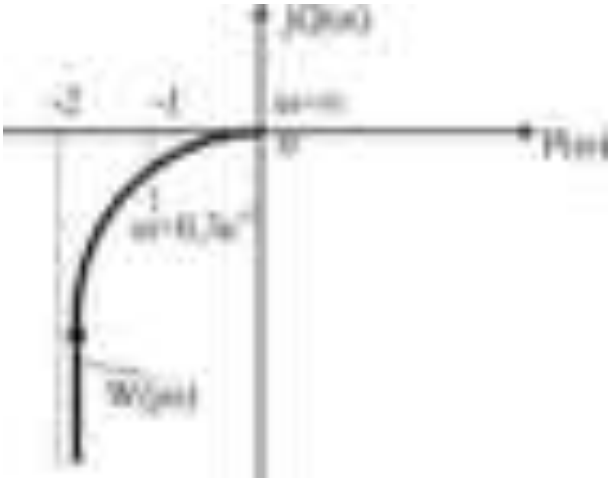
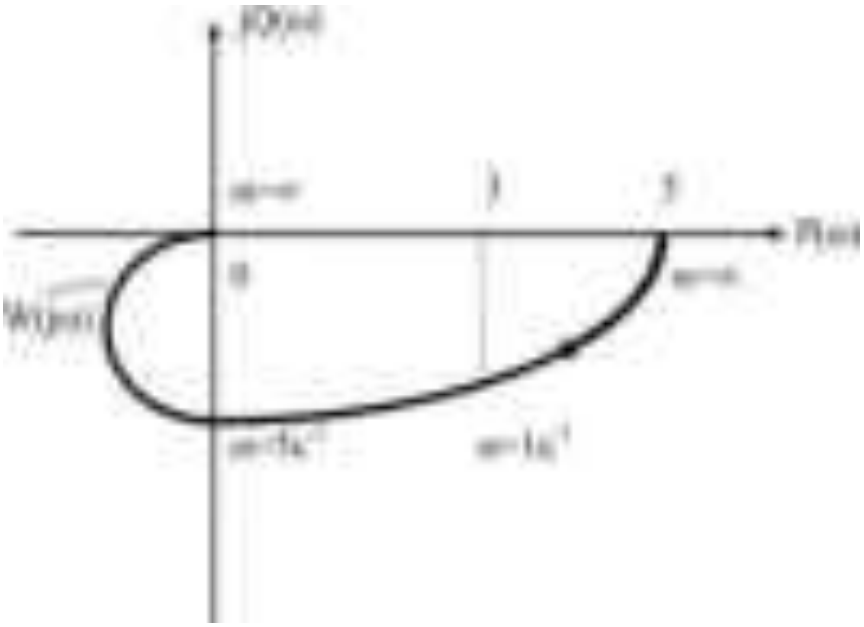
По заданным переходным и частотным характеристикам типовых динамических звеньев (см. табл.1.1) определить типы звеньев, записать их передаточные функции в общем виде и вычислить параметры передаточных функций (передаточные коэффициенты и постоянные времени).

Таблица 1.1

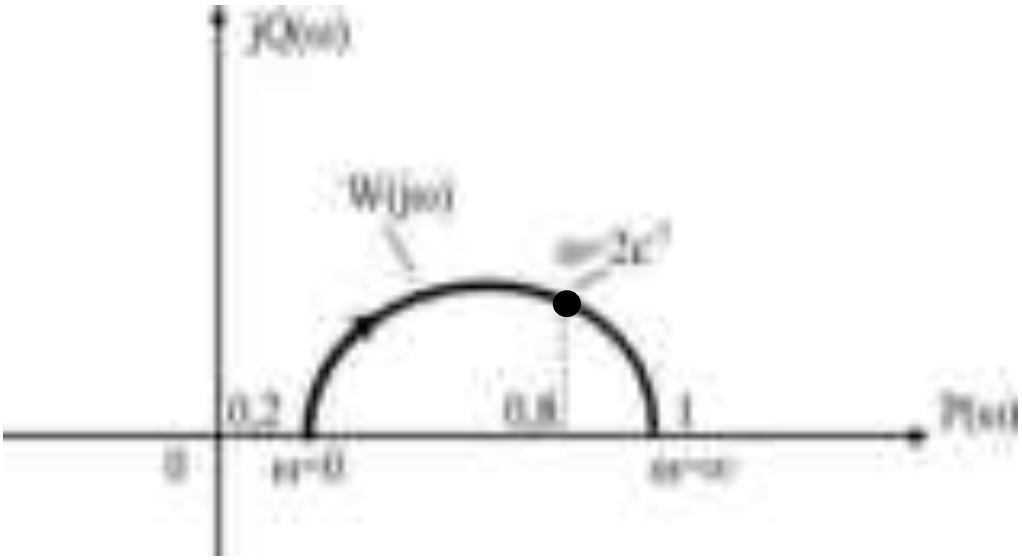
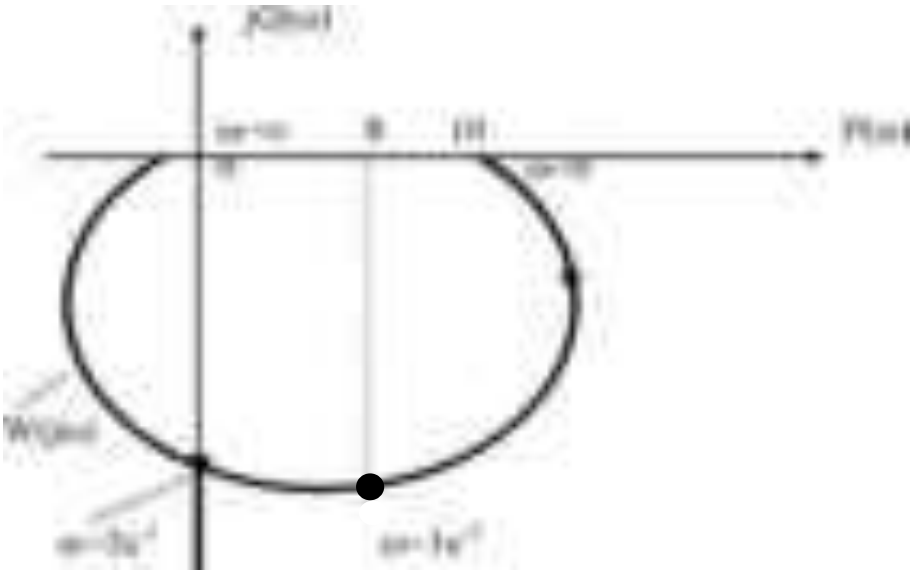
Характеристики динамических звеньев

Номер варианта	Частотная (переходная) характеристика звена
1	
2	

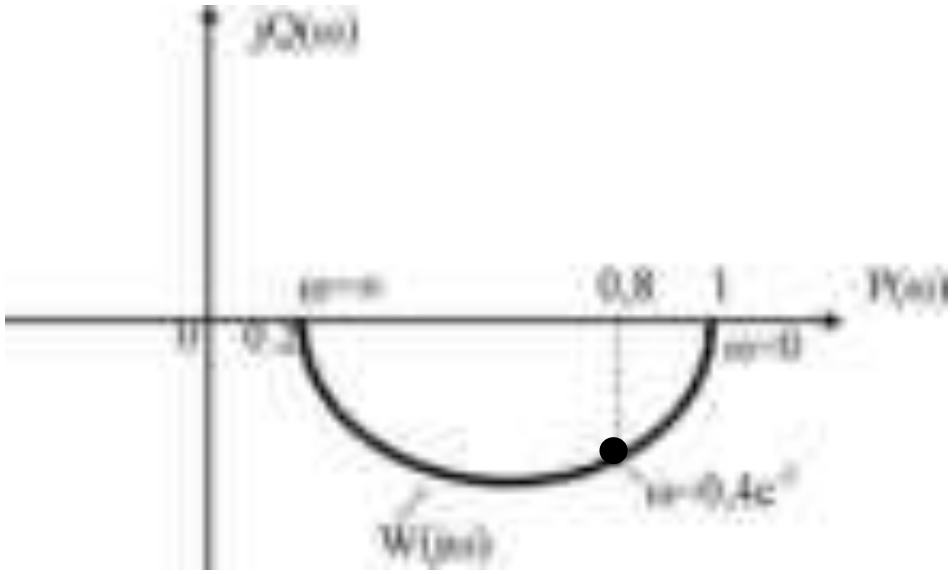
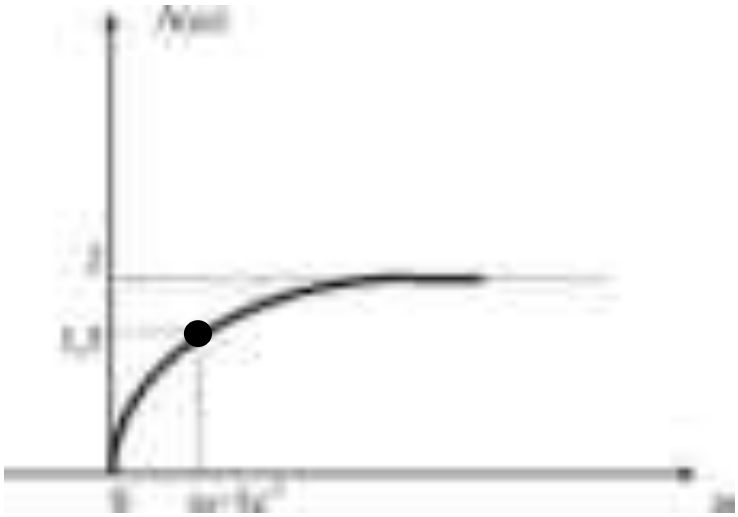
Продолжение табл. 1.1

Номер варианта	Частотная (переходная) характеристика звена
3	
4	
5	

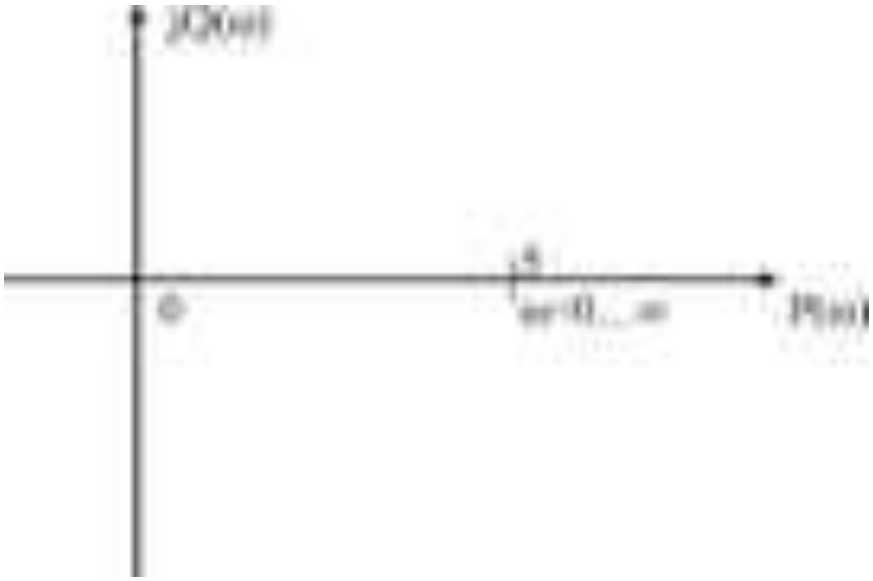
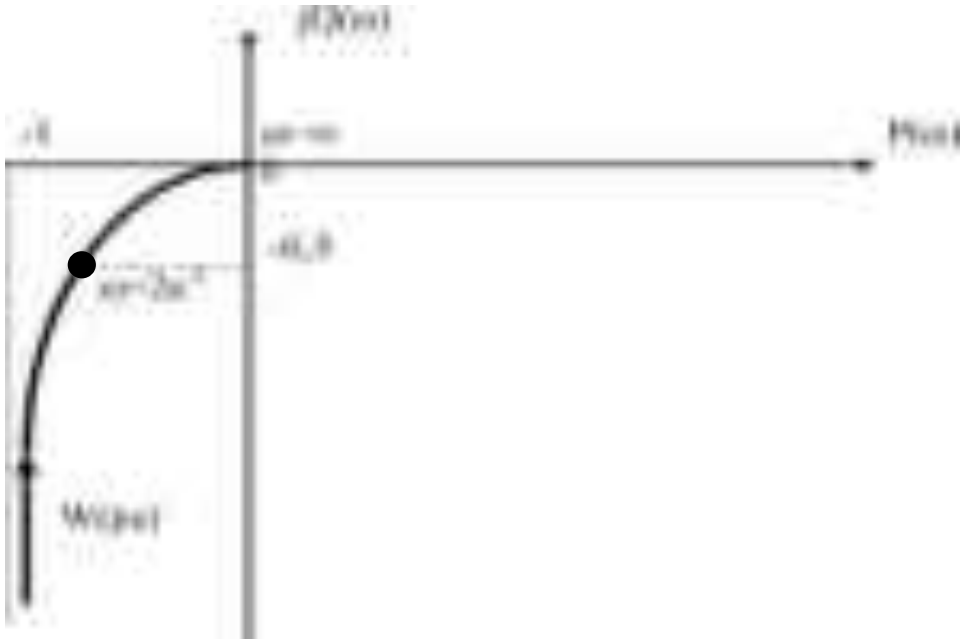
Продолжение табл. 1.1

Номер варианта	Частотная (переходная) характеристика звена
6	
7	

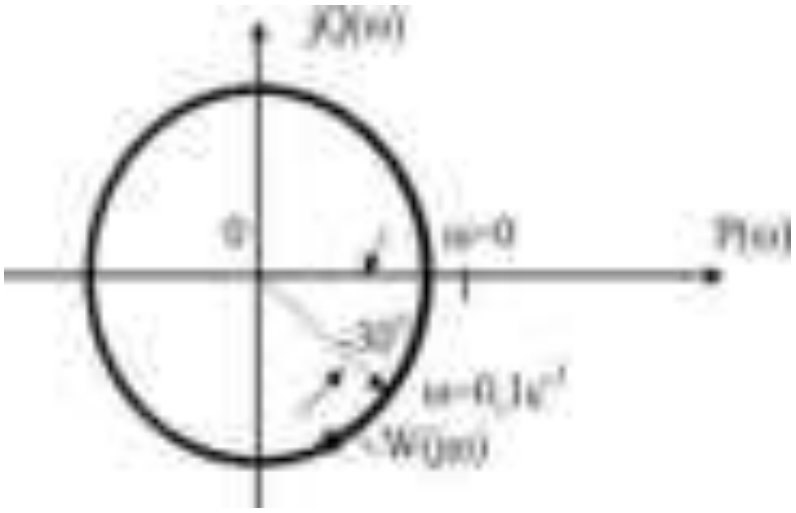
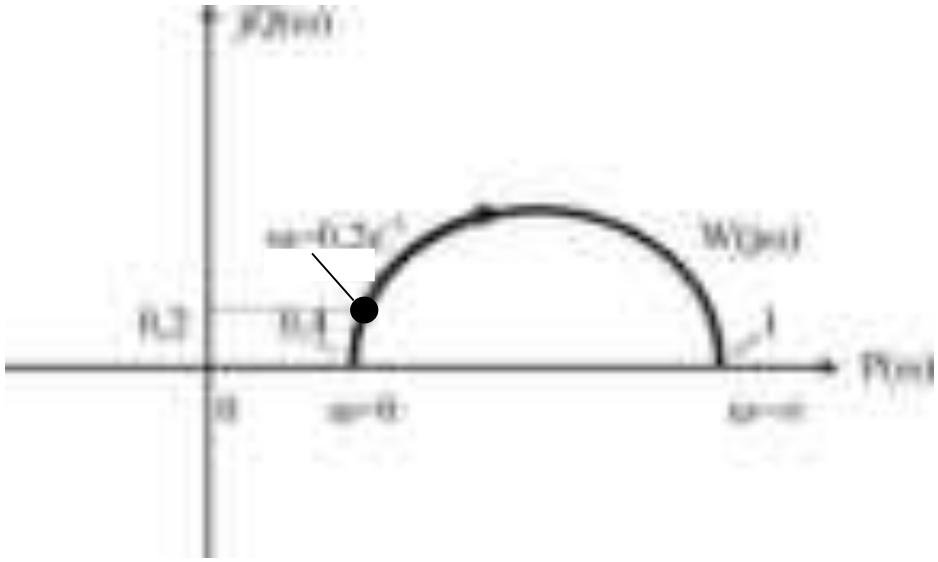
Продолжение табл. 1.1

Номер варианта	Частотная (переходная) характеристика звена
8	
9	

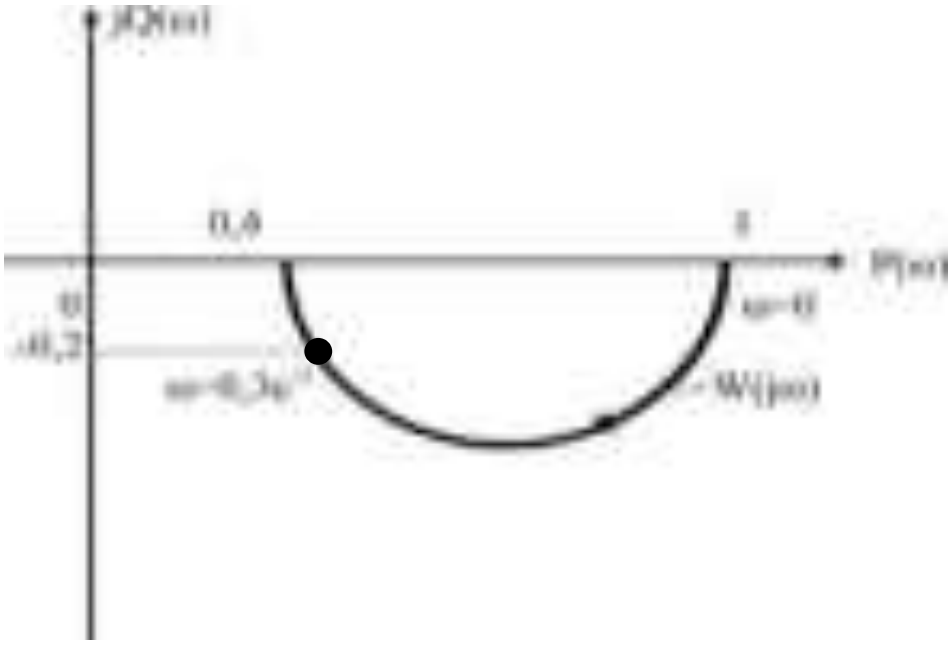
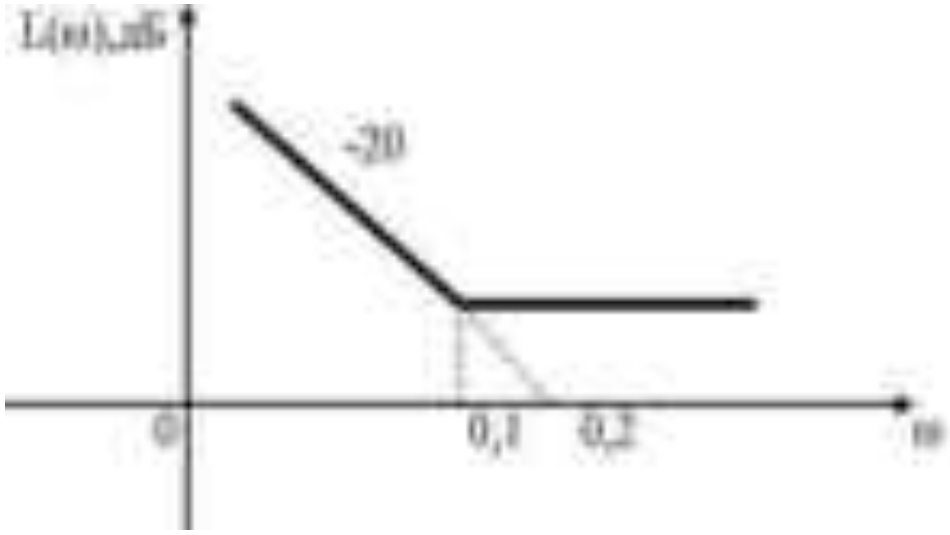
Продолжение табл. 1.1

Номер варианта	Частотная (переходная) характеристика звена
10	
11	

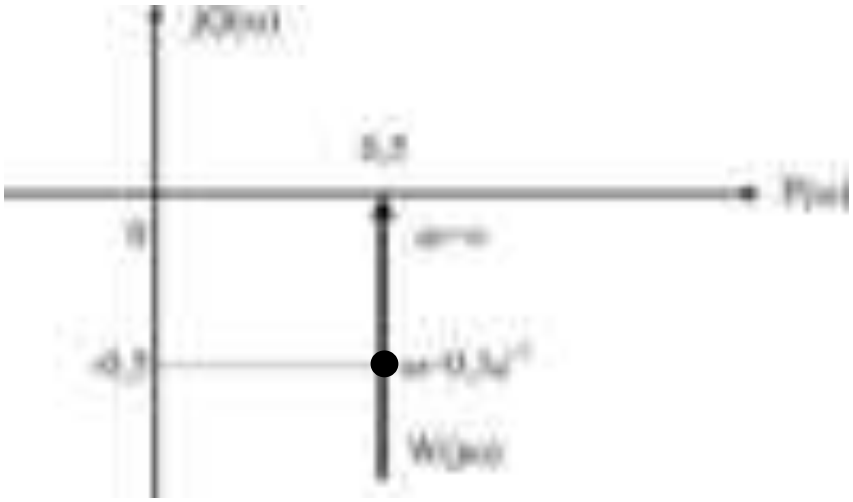
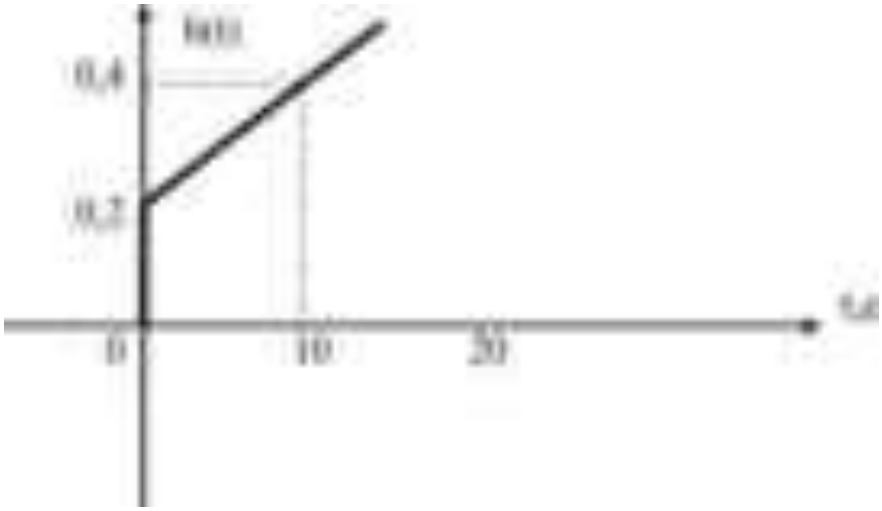
Продолжение табл. 1.1

Номер варианта	Частотная (переходная) характеристика звена
12	
13	

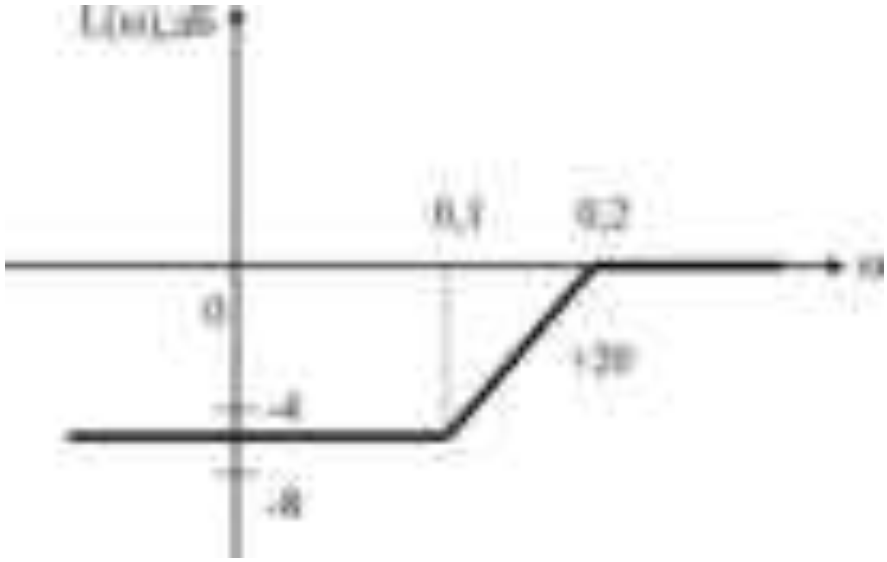
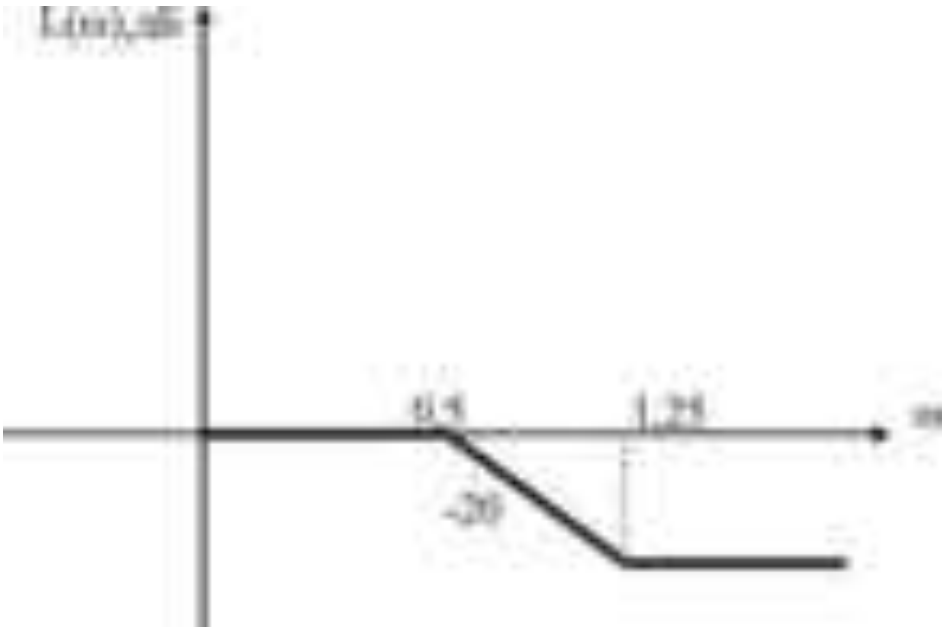
Продолжение табл. 1.1

Номер варианта	Частотная (переходная) характеристика звена
14	
15	

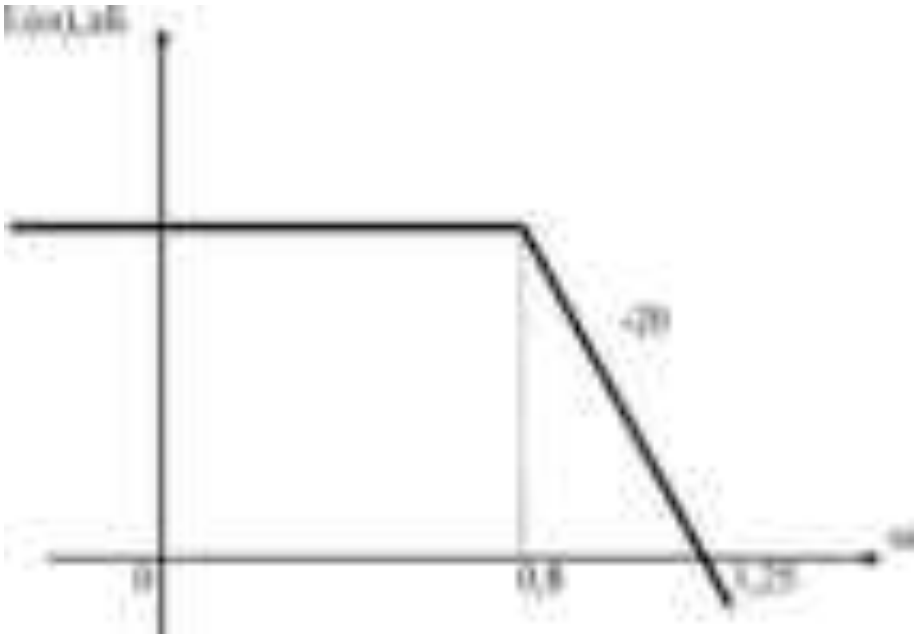
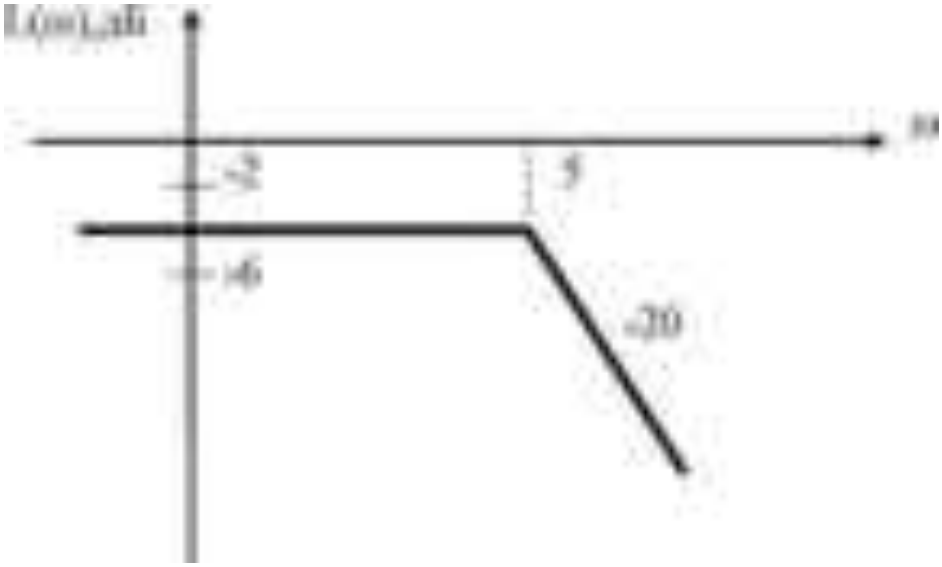
Продолжение табл. 1.1

Номер варианта	Частотная (переходная) характеристика звена
16	
17	

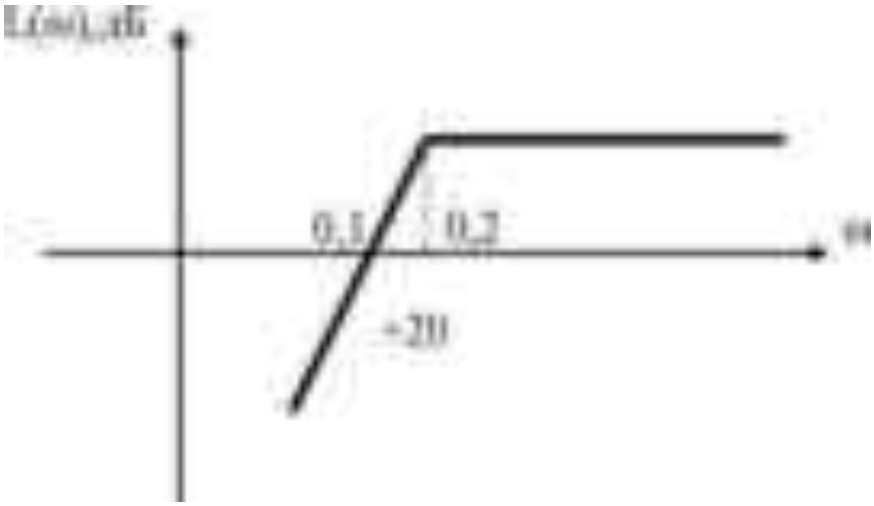
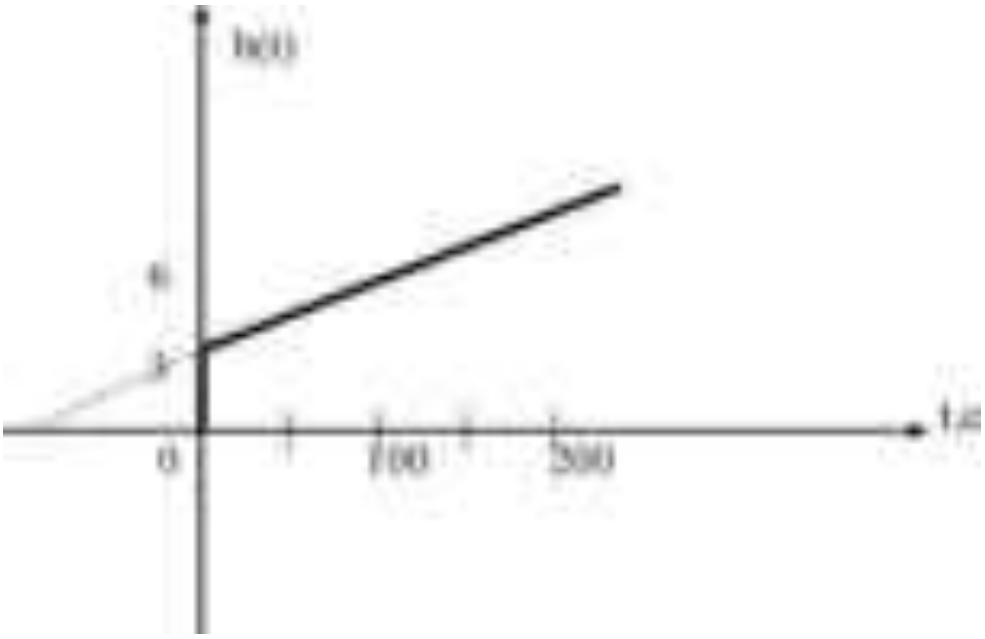
Продолжение табл. 1.1

Номер варианта	Частотная (переходная) характеристика звена
18	
19	

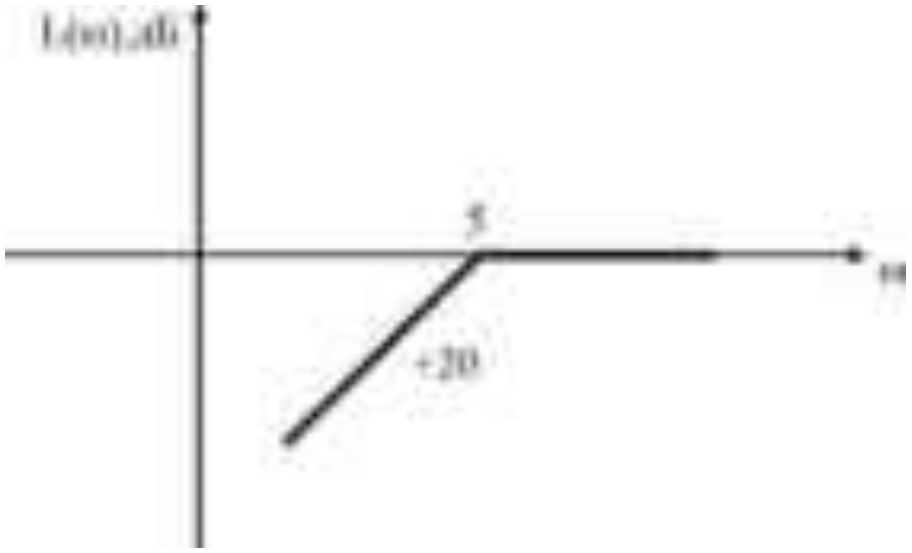
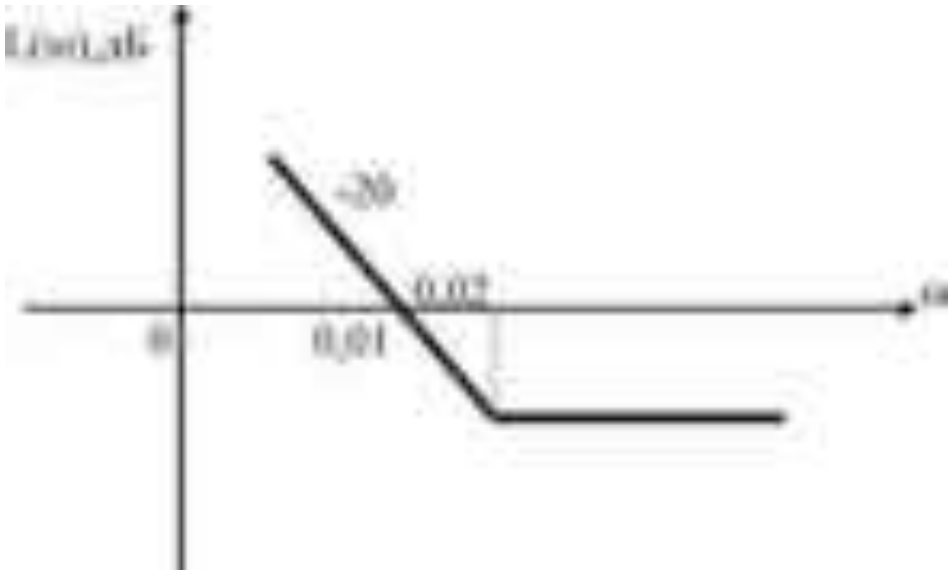
Продолжение табл. 1.1

Номер варианта	Частотная (переходная) характеристика звена
20	
21	

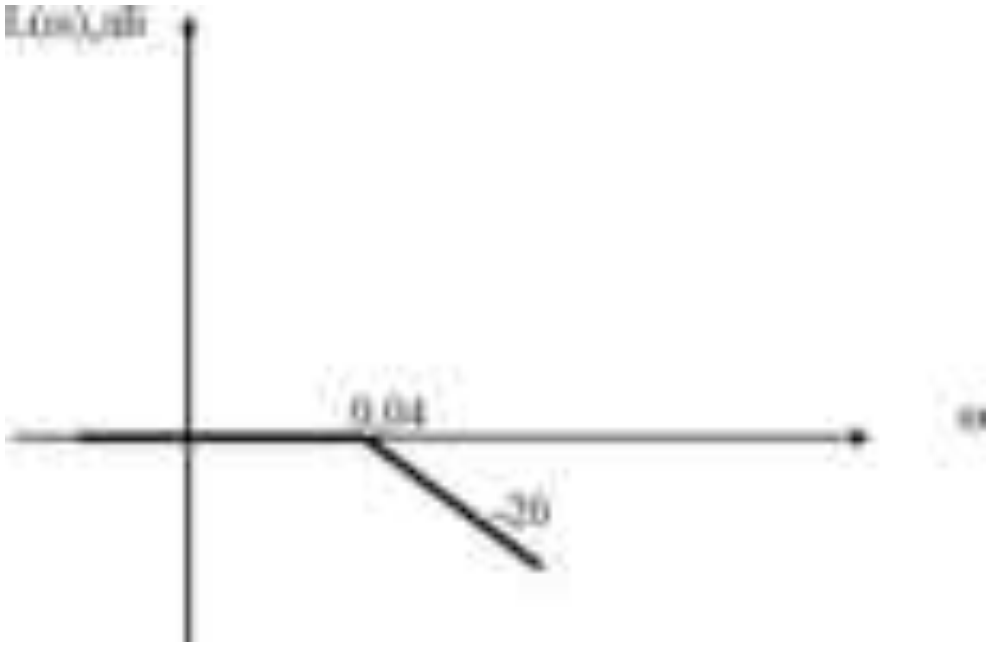
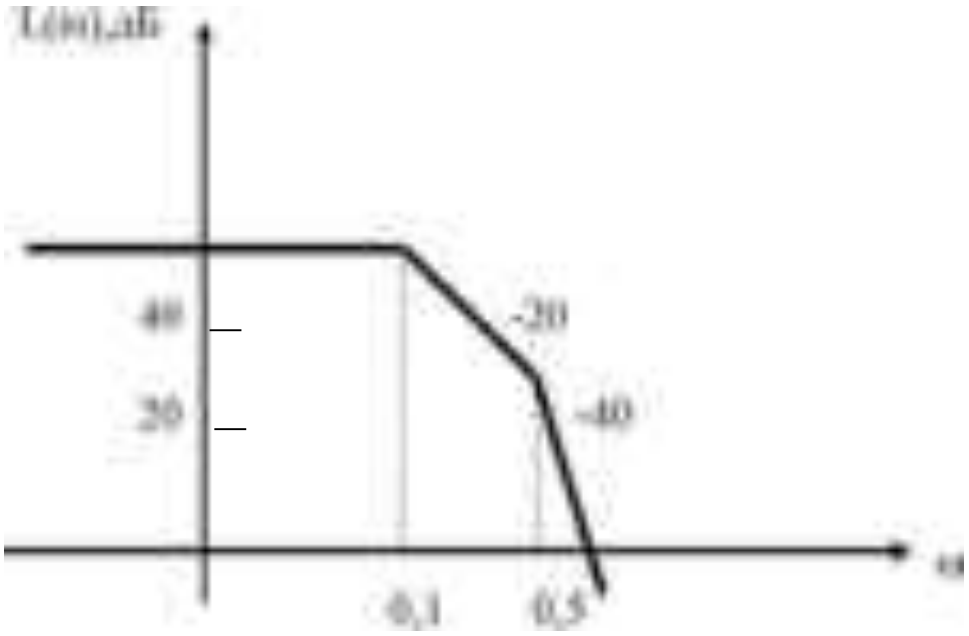
Продолжение табл. 1.1

Номер варианта	Частотная (переходная) характеристика звена
22	
23	

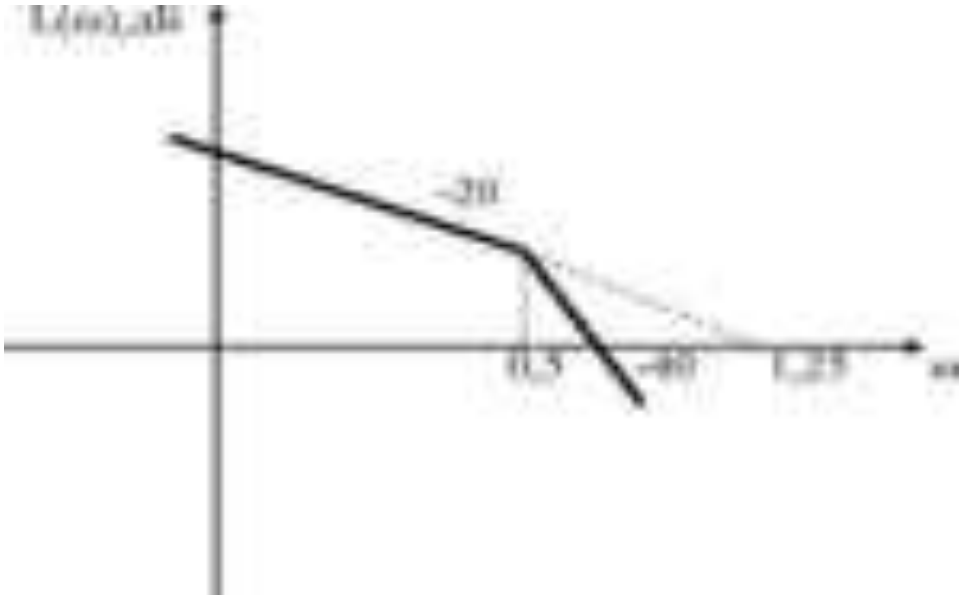
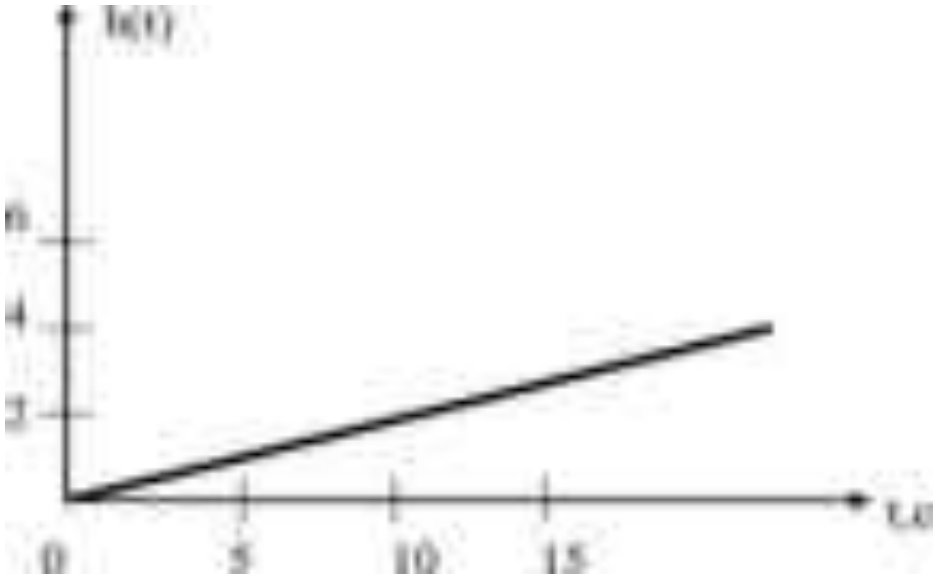
Продолжение табл. 1.1

Номер варианта	Частотная (переходная) характеристика звена
24	
25	

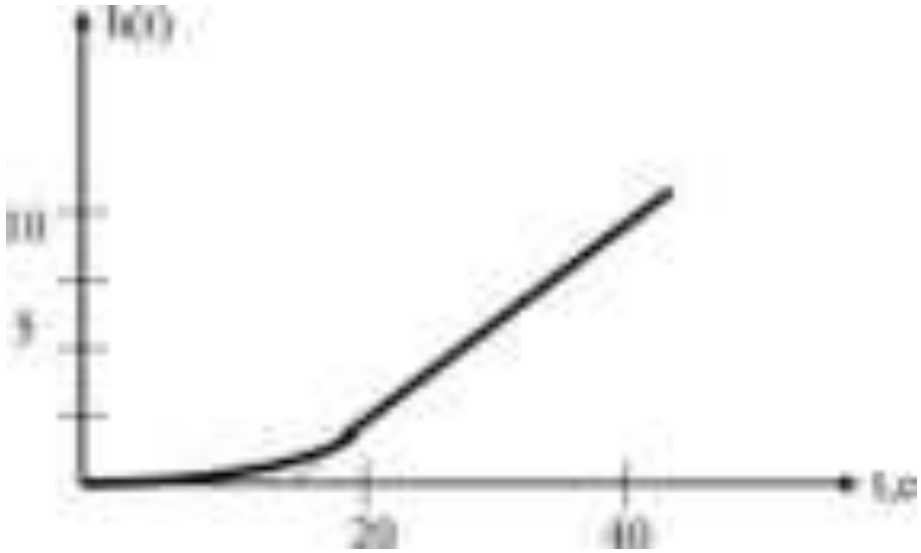
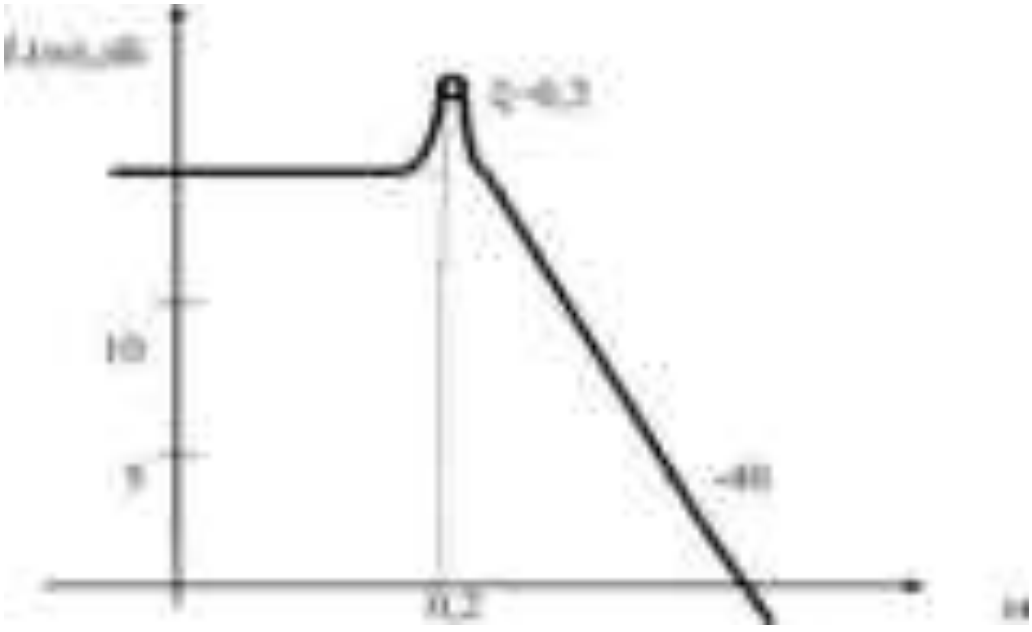
Продолжение табл. 1.1

Номер варианта	Частотная (переходная) характеристика звена
26	
27	

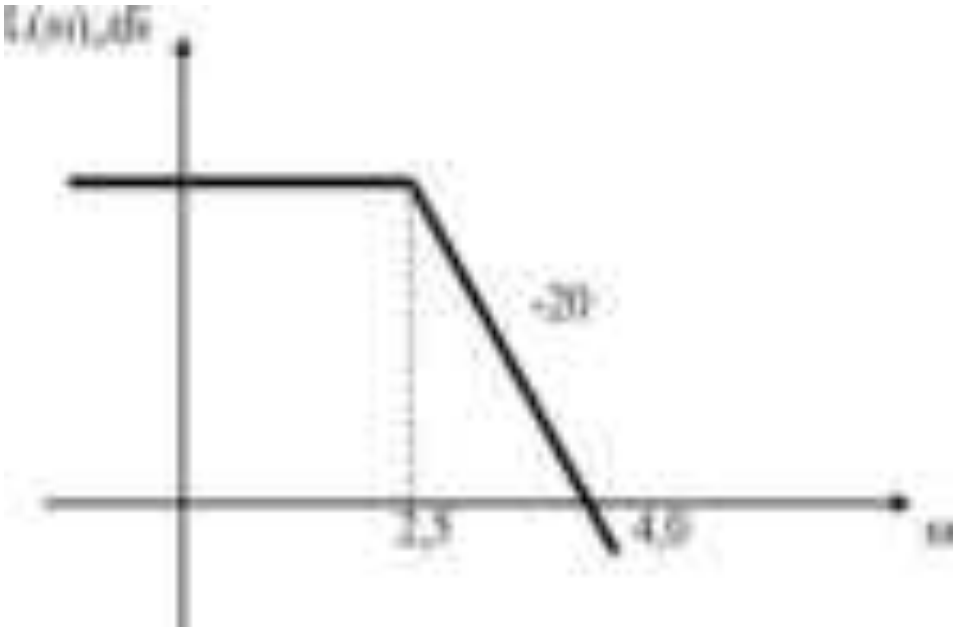
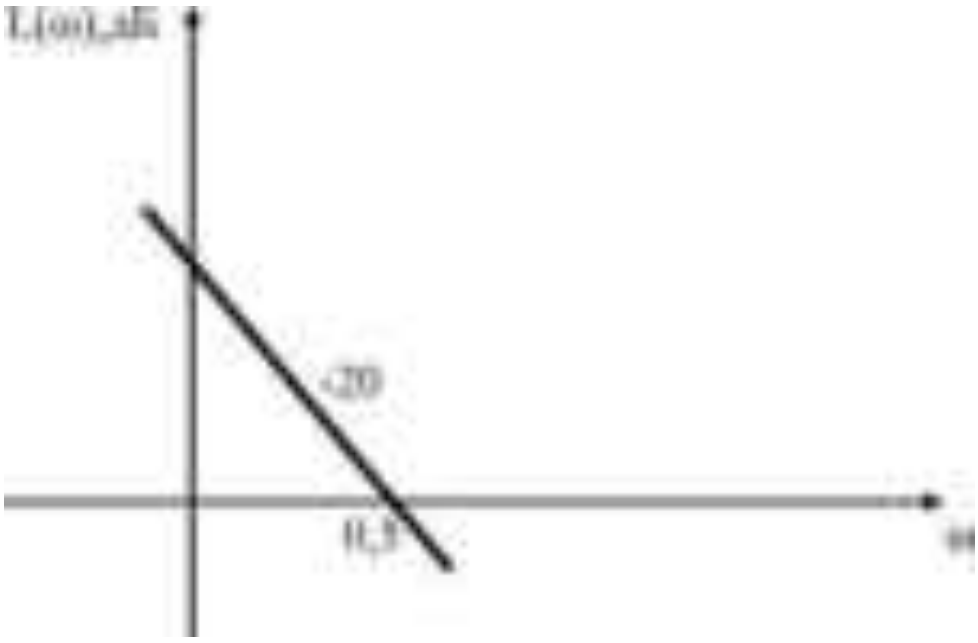
Продолжение табл. 1.1

Номер варианта	Частотная (переходная) характеристика звена
28	
29	

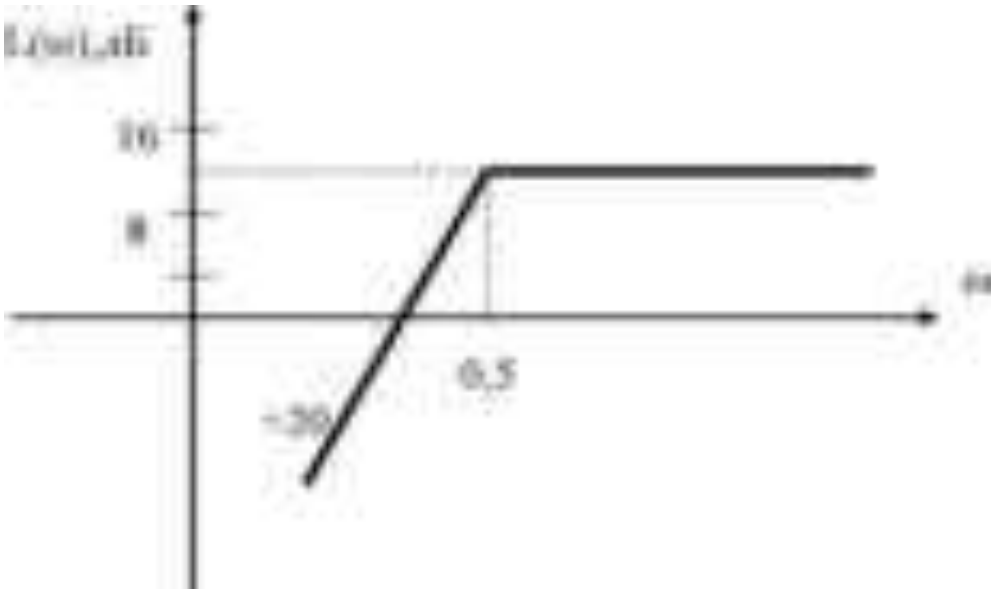
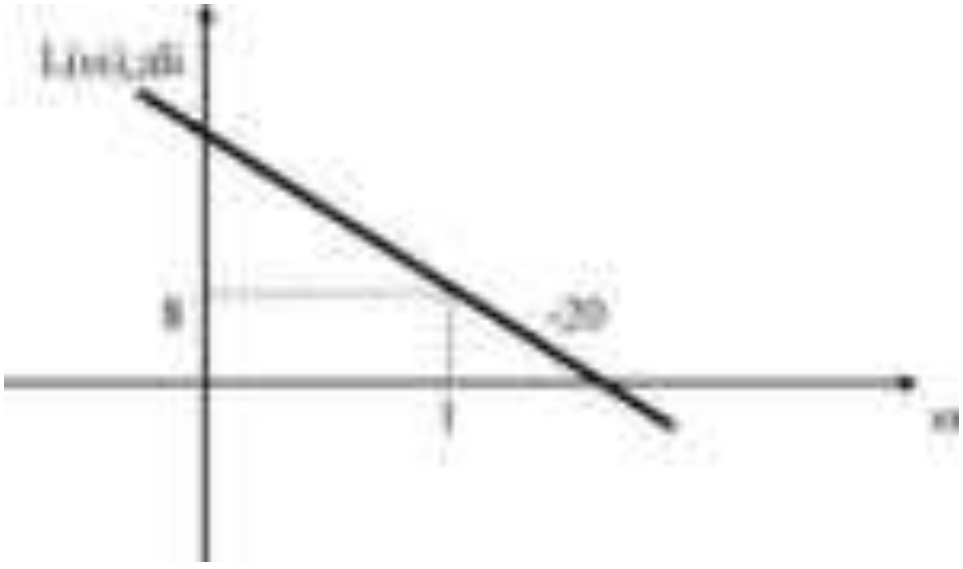
Продолжение табл. 1.1

Номер варианта	Частотная (переходная) характеристика звена
30	
31	

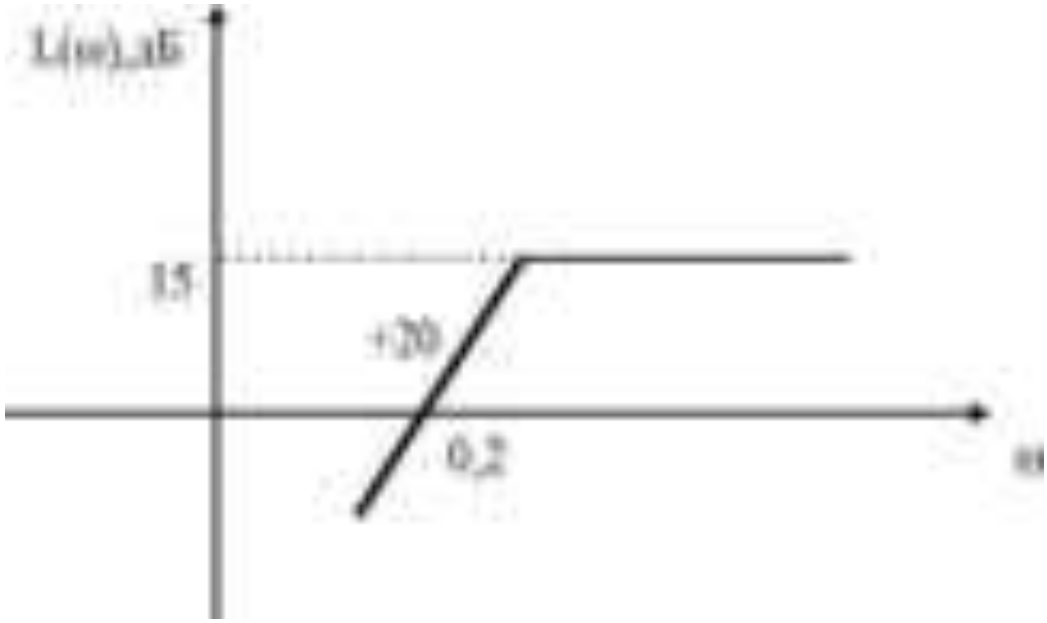
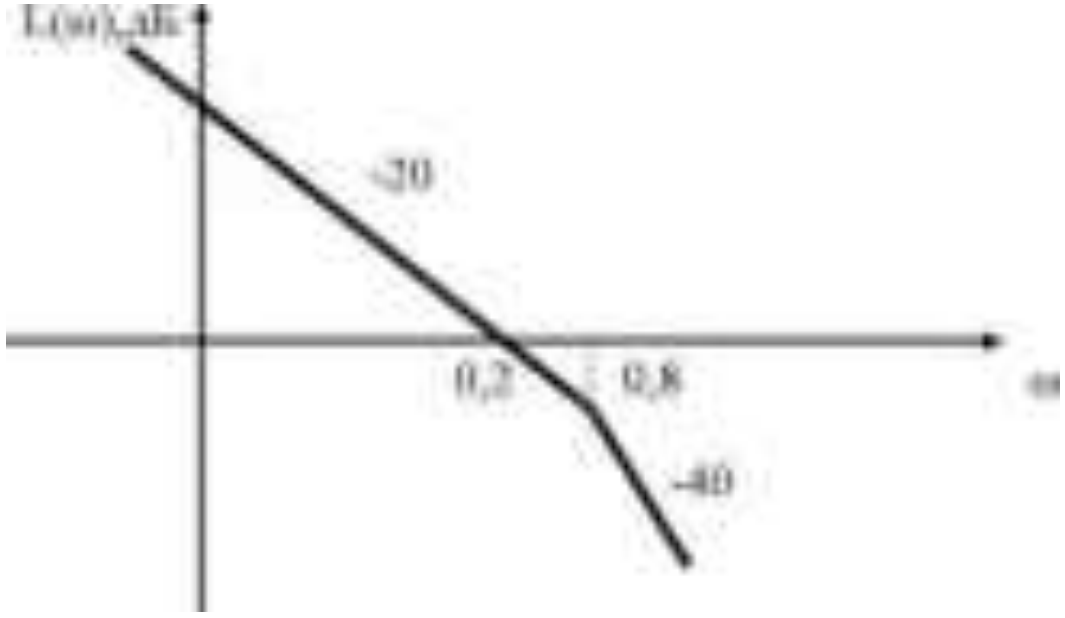
Продолжение табл. 1.1

Номер варианта	Частотная (переходная) характеристика звена
32	
33	

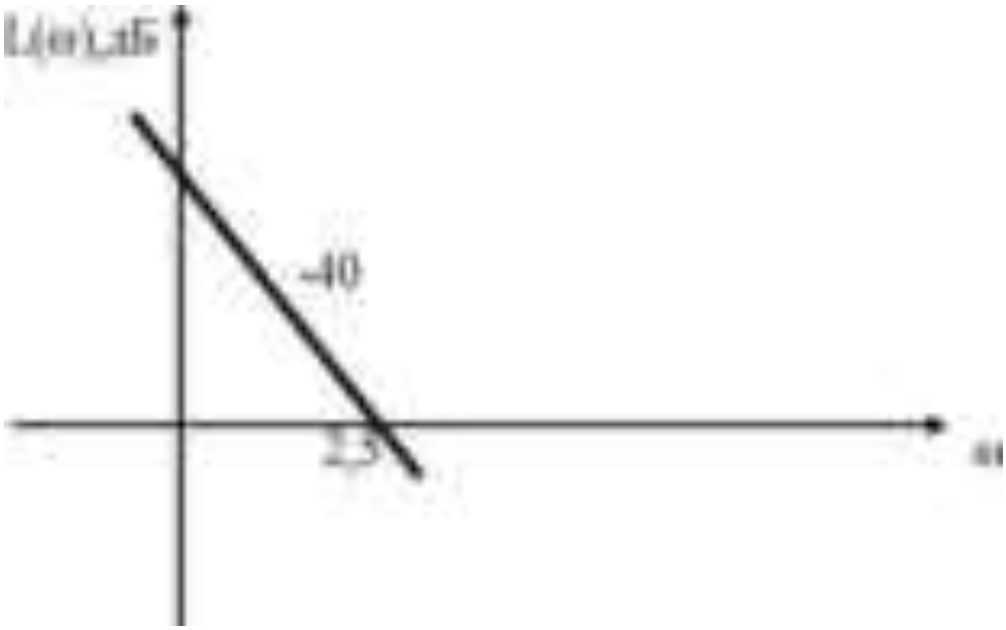
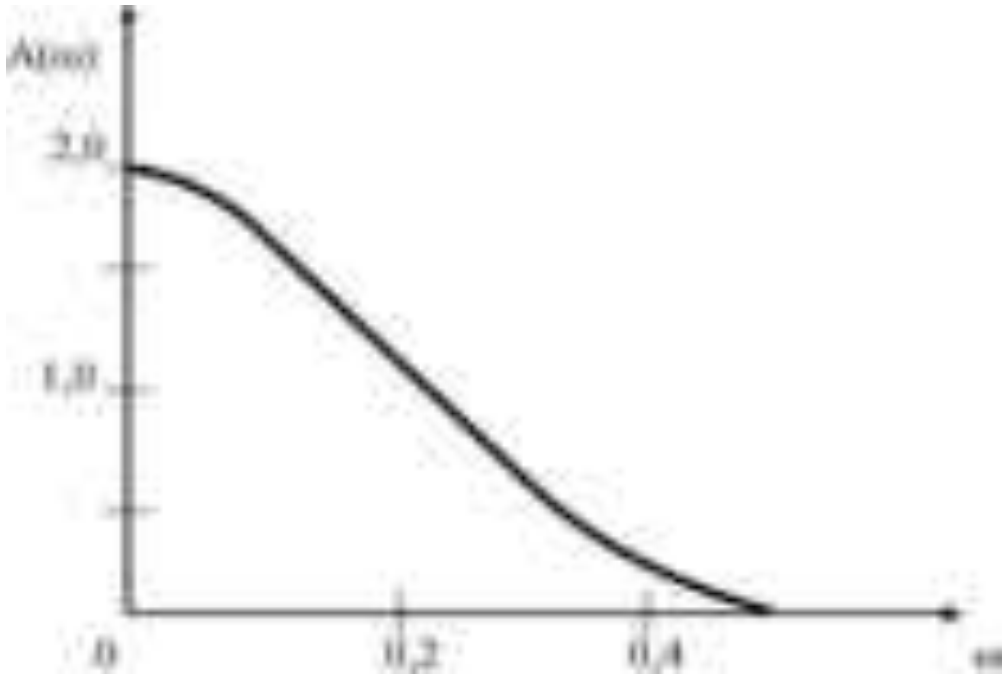
Продолжение табл. 1.1

Номер варианта	Частотная (переходная) характеристика звена
34	
35	

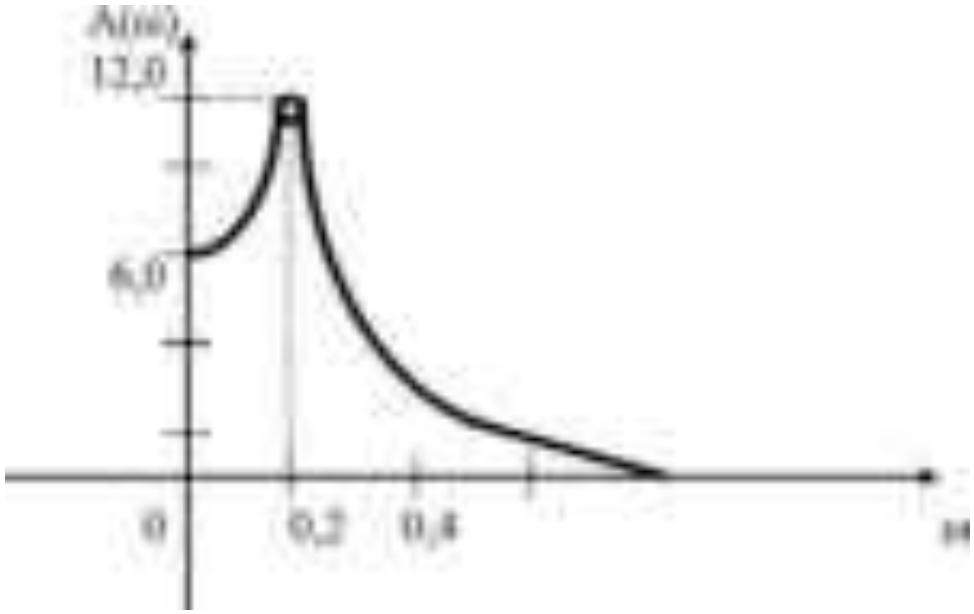
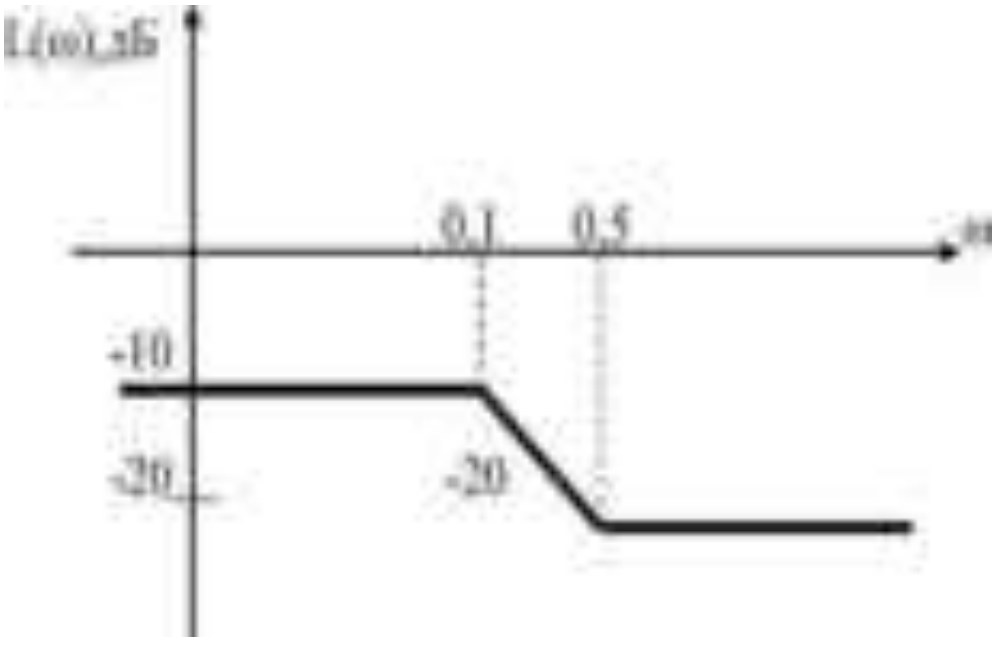
Продолжение табл. 1.1

Номер варианта	Частотная (переходная) характеристика звена
36	
37	

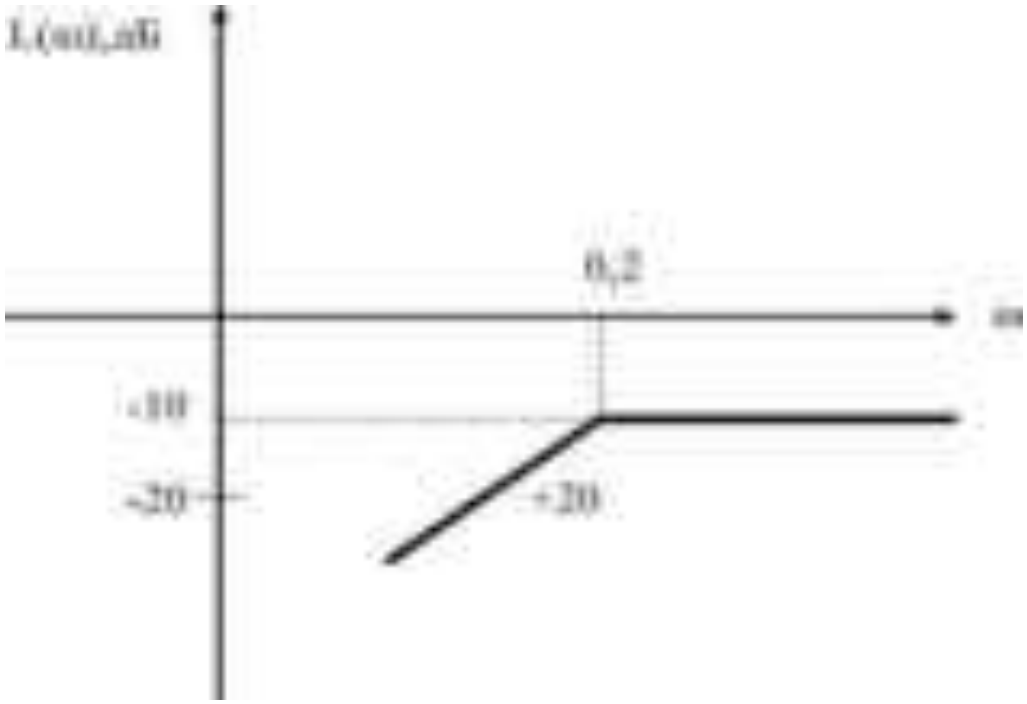
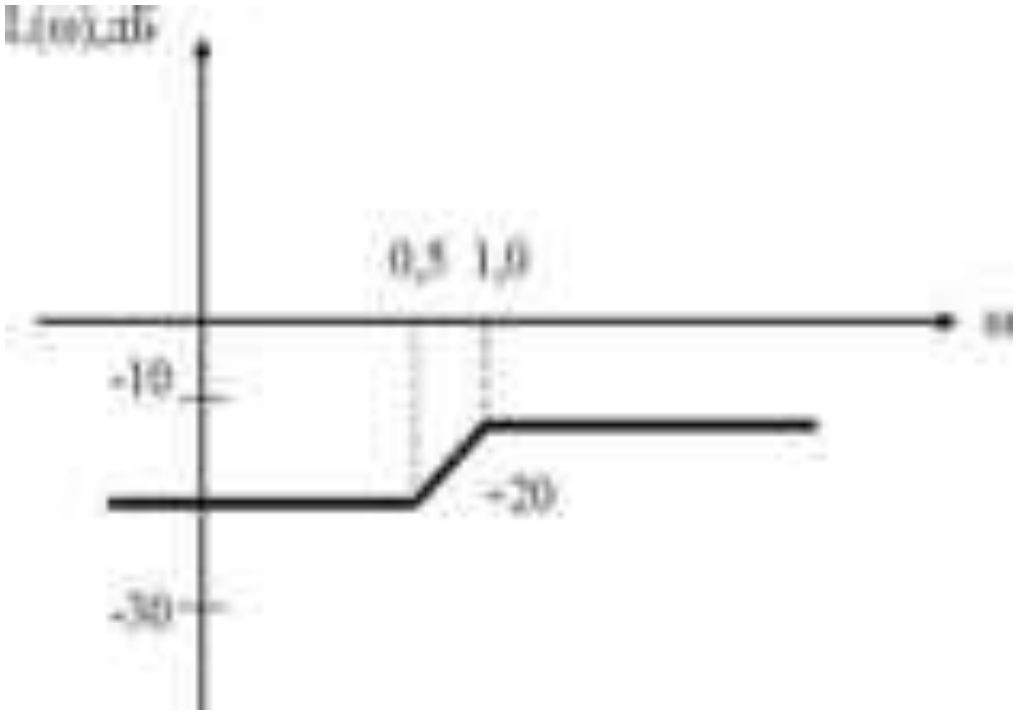
Продолжение табл. 1.1

Номер варианта	Частотная (переходная) характеристика звена
38	
39	

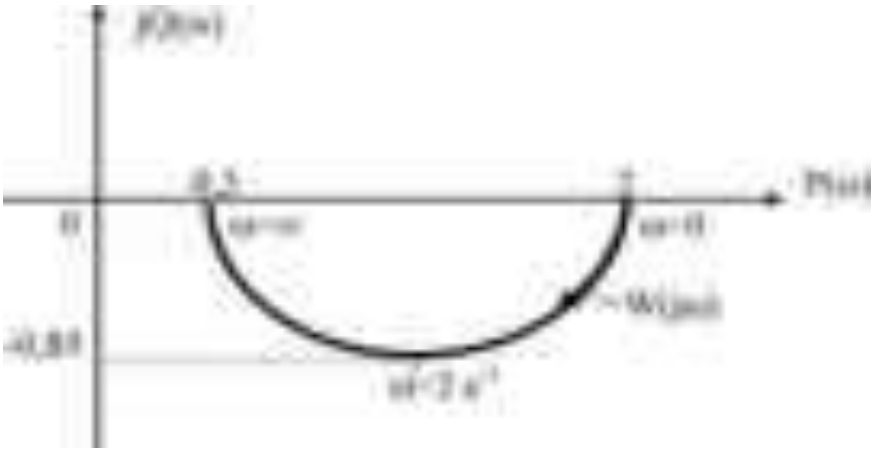
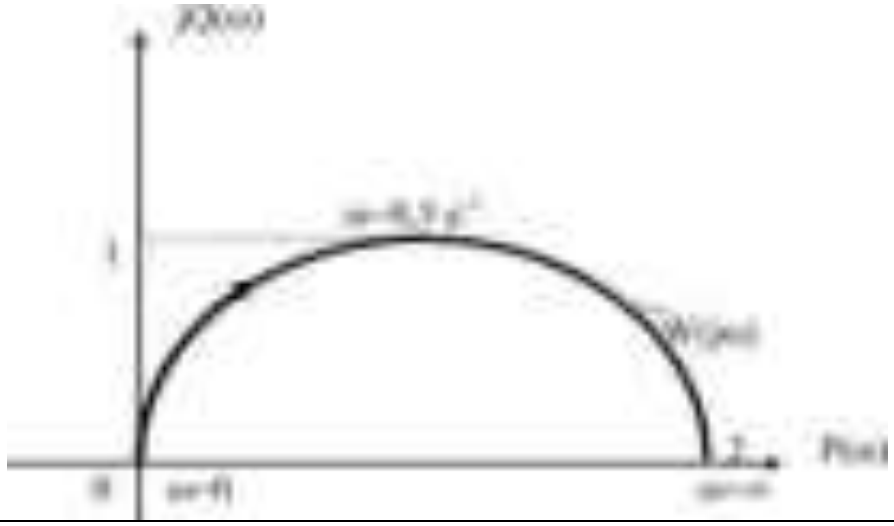
Продолжение табл. 1.1

Номер варианта	Частотная (переходная) характеристика звена
40	
41	

Продолжение табл. 1.1

Номер варианта	Частотная (переходная) характеристика звена
42	
43	

Окончание табл. 1.1

Номер варианта	Частотная (переходная) характеристика звена
44	
45	

Примечания:

1. Звенья в вариантах № 9, 15, 18 - 22, 24 - 28, 31, 32, 34, 36, 37, 39 - 43 являются минимально-фазовыми.
2. Звено в варианте № 39 описывается дифференциальным уравнением первого порядка.
3. Звенья в вариантах № 31, 40 описываются дифференциальным уравнением второго порядка.

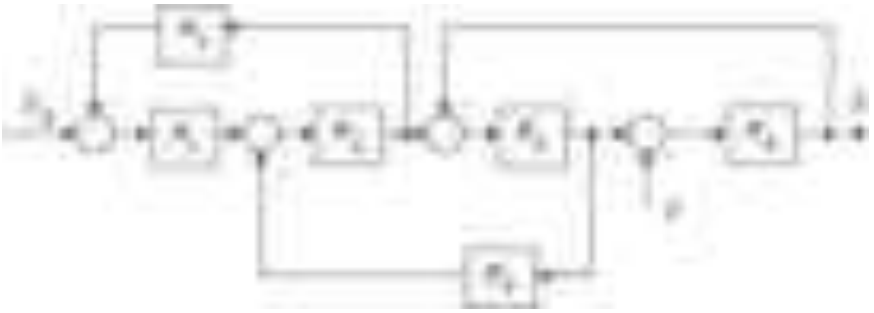
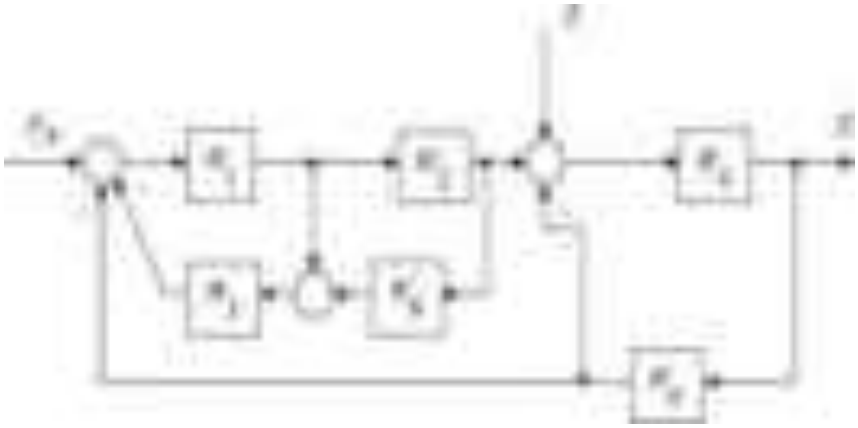
Самостоятельная работа № 2.
ПРЕОБРАЗОВАНИЕ АЛГОРИТМИЧЕСКИХ СХЕМ

В соответствии с заданным вариантом (см. табл. 2.1) необходимо преобразовать исходную многоконтурную систему в одноконтурную с целью получения передаточных функций разомкнутого контура системы $W_{\text{рк}}(p)$ и замкнутой системы $\Phi_i(p)$ по заданным каналам воздействий. Преобразование алгоритмической схемы следует осуществлять последовательно, записывая передаточные функции эквивалентных соединений. Преобразование схемы проводят аргументировано, поясняя все действия, например, «перенесём узел разветвления сигналов 1 через звено $W_i(p)$ вперёд» или «перенесём сумматор 2 в сумматор 1 через звено $W_i(p)$» и т.д. (см. табл. П. 1).

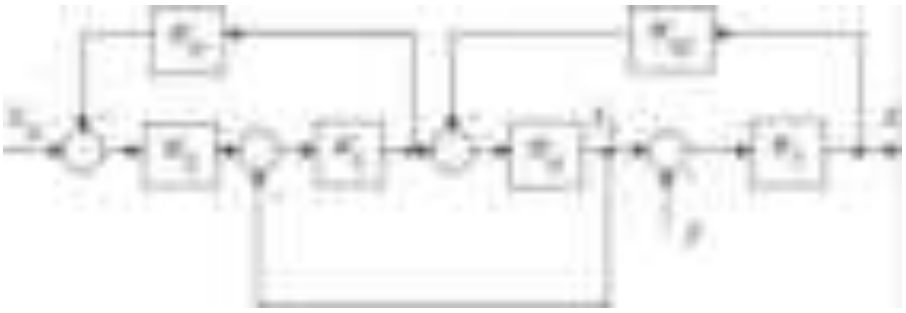
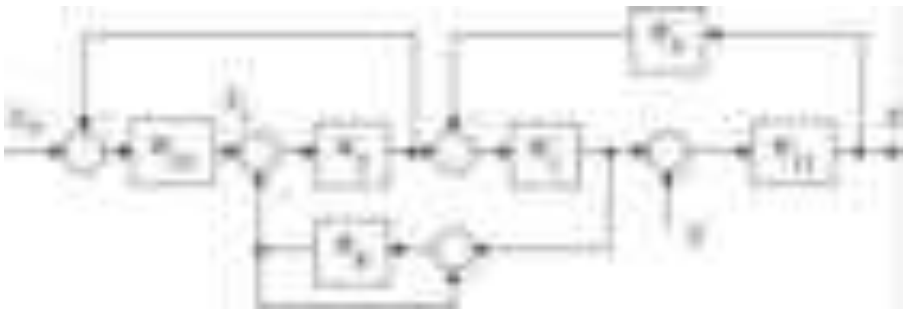
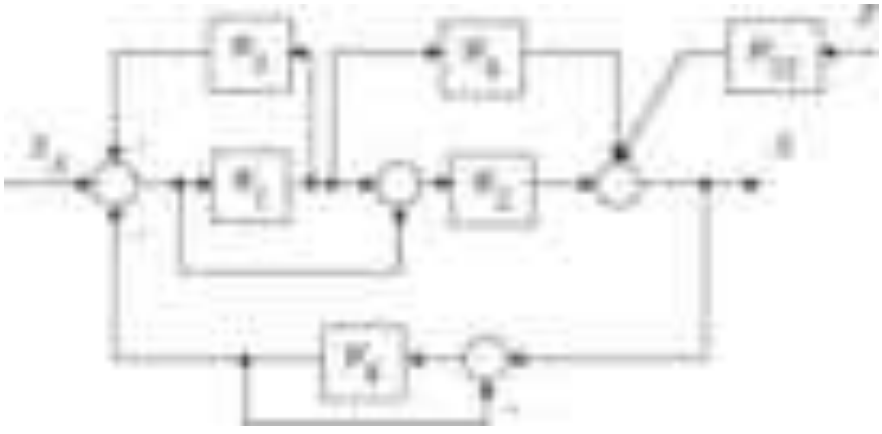
Передаточные функции разомкнутой и замкнутой систем следует записать через **эквивалентные** передаточные функции звеньев, не раскрывая последние.

Таблица 2.1

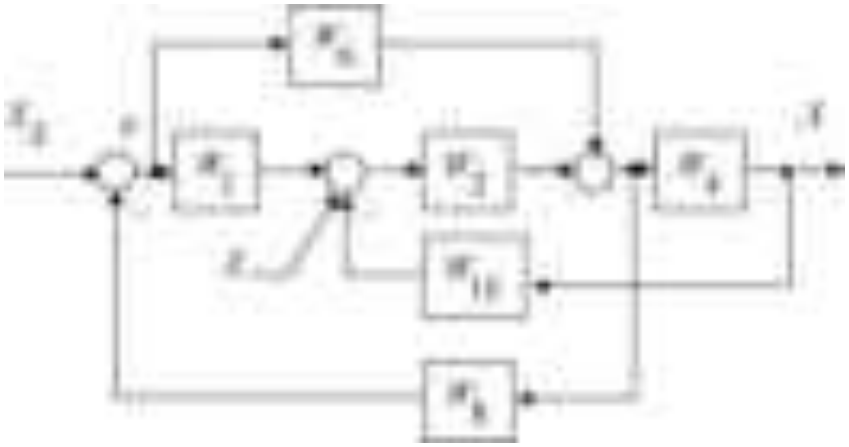
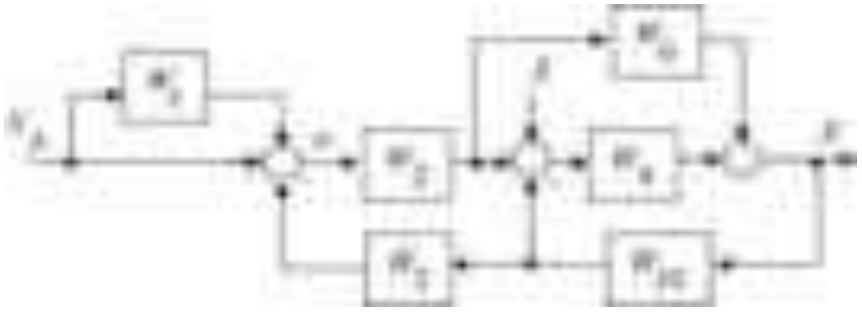
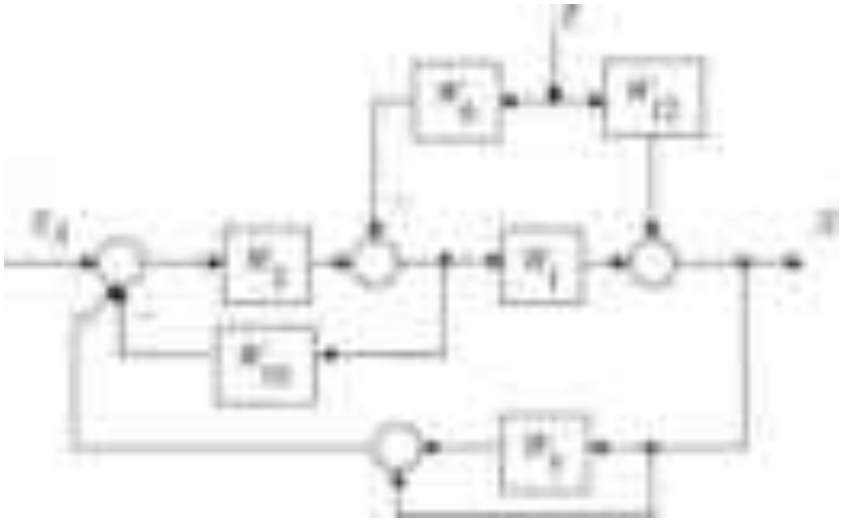
Алгоритмические схемы многоконтурных систем

Номер варианта	Алгоритмическая схема	Каналы воздействий
1		$X_з - X$ $Z - X$
2		$X_з - X$ $Z - X$

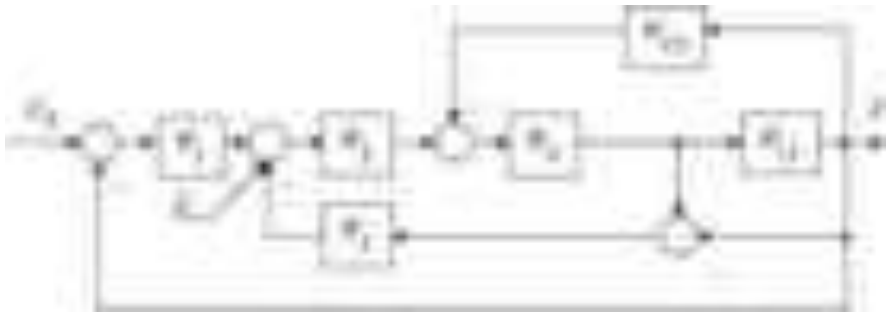
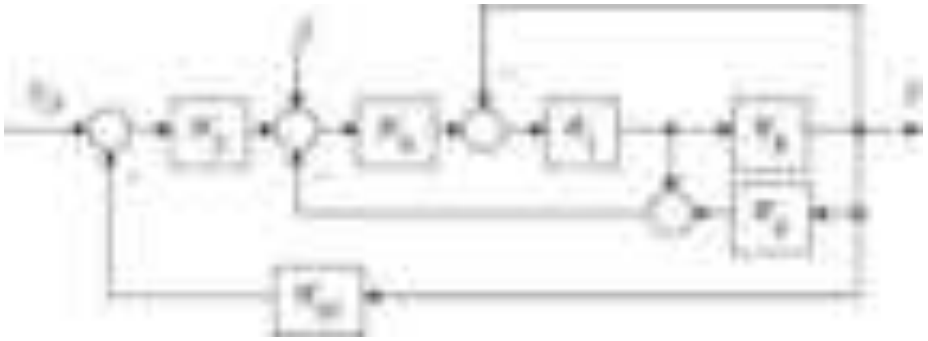
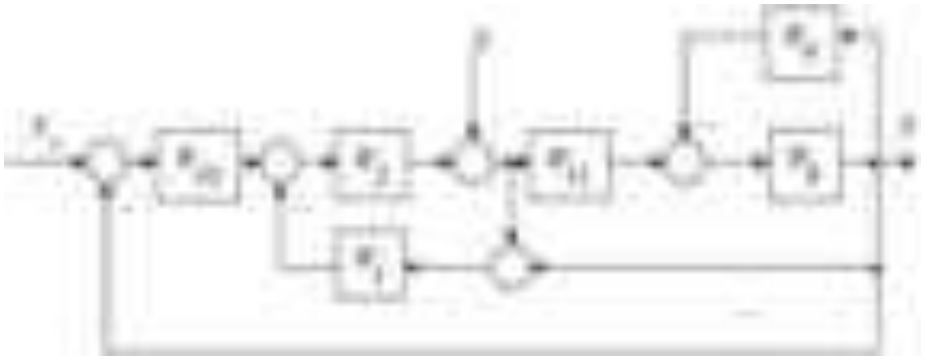
Продолжение табл. 2.1

Номер варианта	Алгоритмическая схема	Каналы воздействий
3		$X_3 - X_1$ $Z - X$
4		$X_3 - X_1$ $Z - X_1$
5		$X_3 - X$ $Z - X$

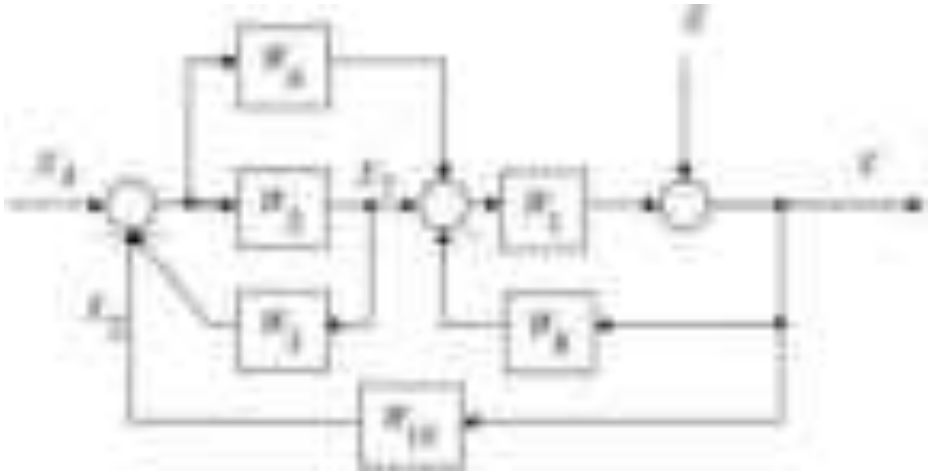
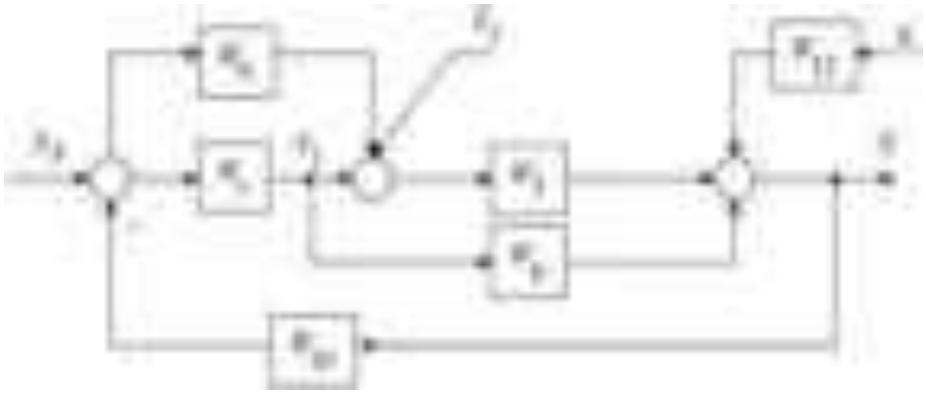
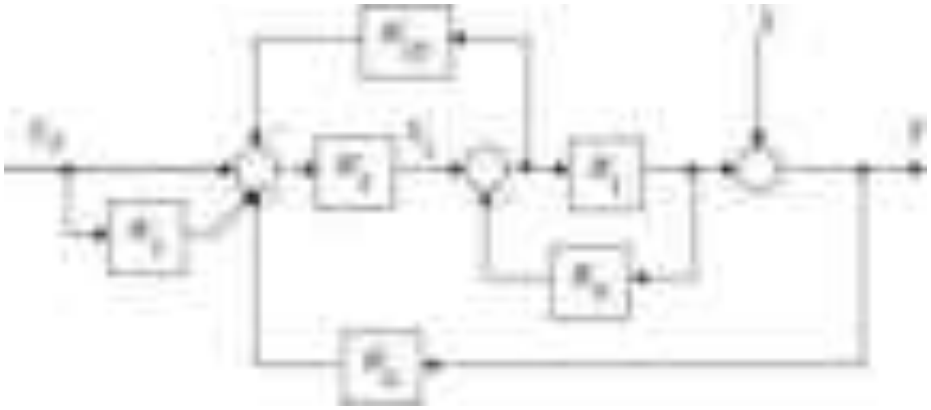
Продолжение табл. 2.1

Номер варианта	Алгоритмическая схема	Каналы воздействий
6		$X_З - X$ $Z - X$
7		$X_З - X$ $Z - \varepsilon$
8		$X_З - X$ $Z - X$

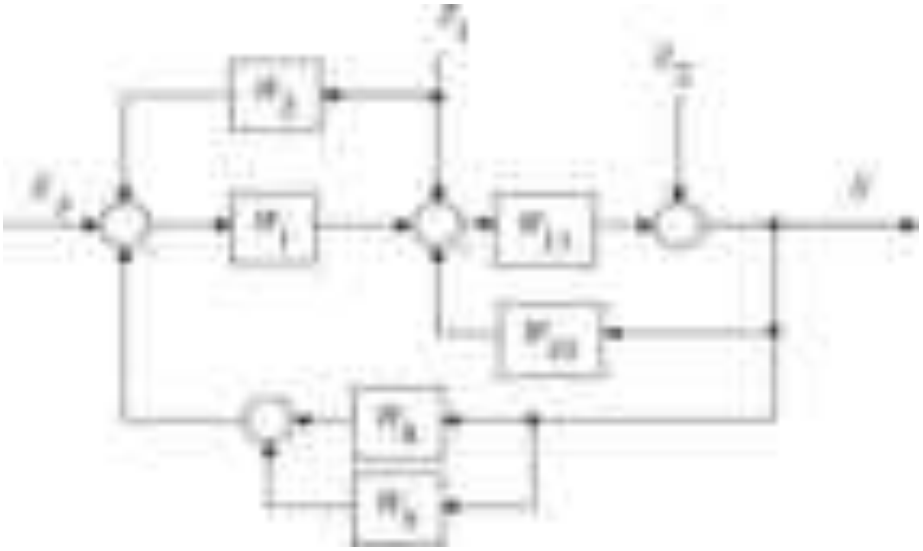
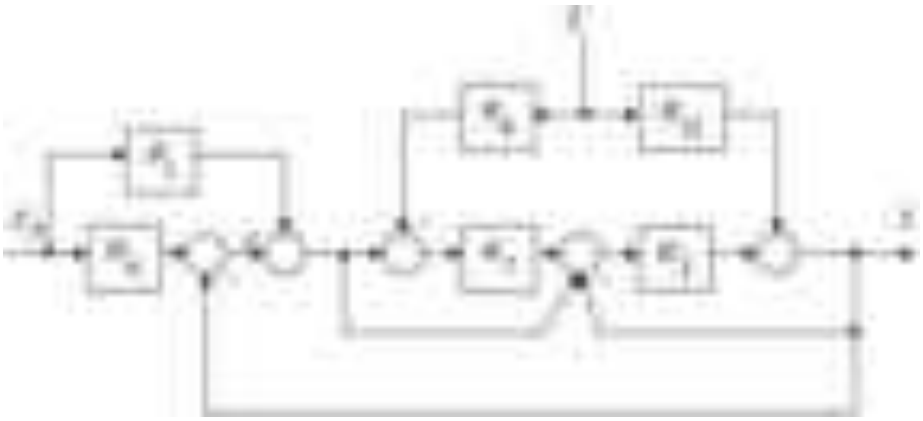
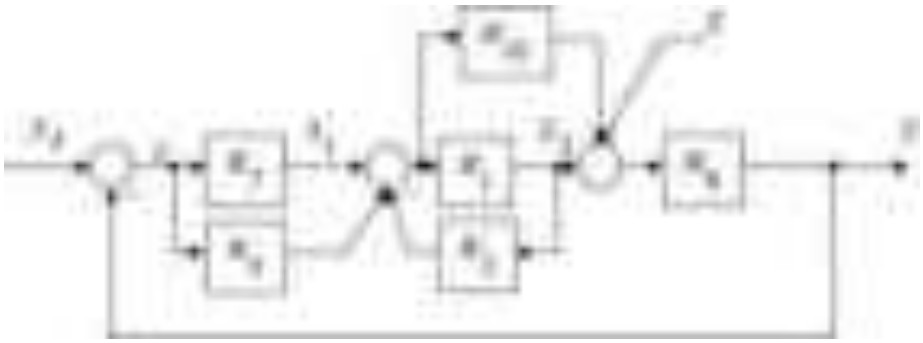
Продолжение табл. 2.1

Номер варианта	Алгоритмическая схема	Каналы воздействий
9		$X_3 - X$ $Z - X$
10		$X_3 - X$ $Z - X$
11		$X_3 - X$ $Z - X$

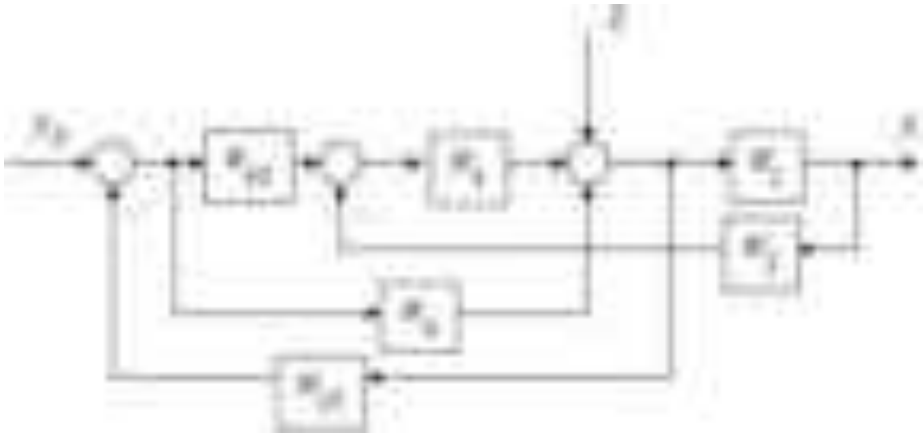
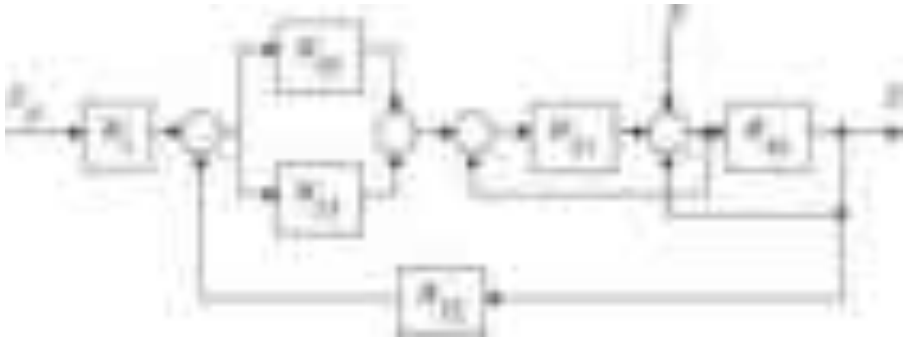
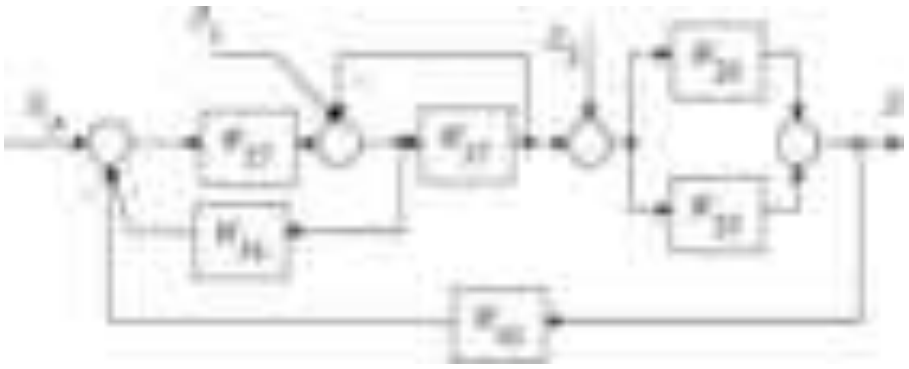
Продолжение табл. 2.1

Номер варианта	Алгоритмическая схема	Каналы воздействий
12		$X_3 - X_1$ $Z - X_2$
13		$X_3 - X_1$ $Z_1 - X_1$
14		$X_3 - X_1$ $Z - X_1$

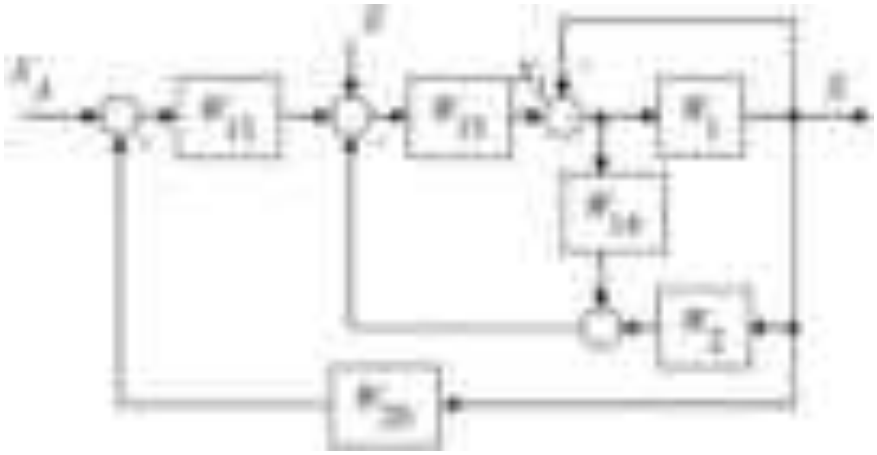
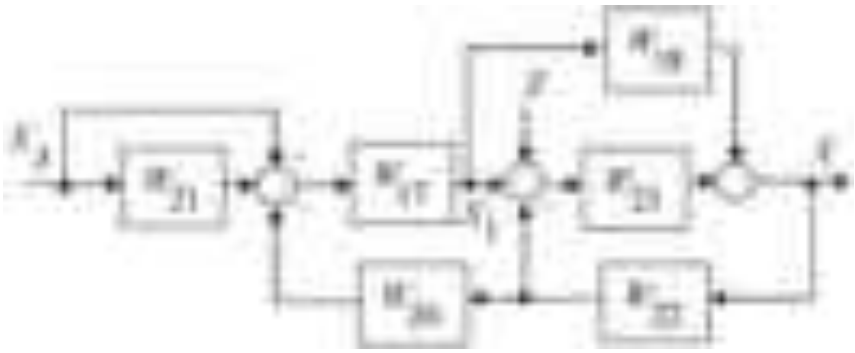
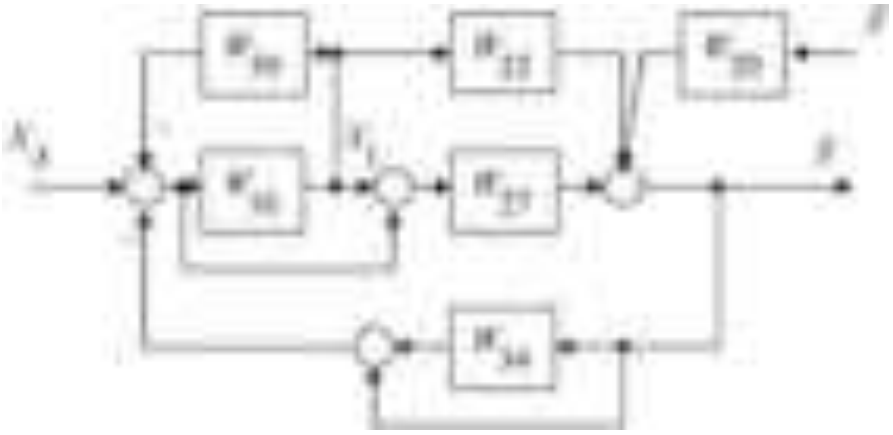
Продолжение табл. 2.1

Номер варианта	Алгоритмическая схема	Каналы воздействий
15		$X_З - X$ $Z_1 - X$
16		$X_З - X$ $Z - X$
17		$X_З - X_1$ $Z - X_2$

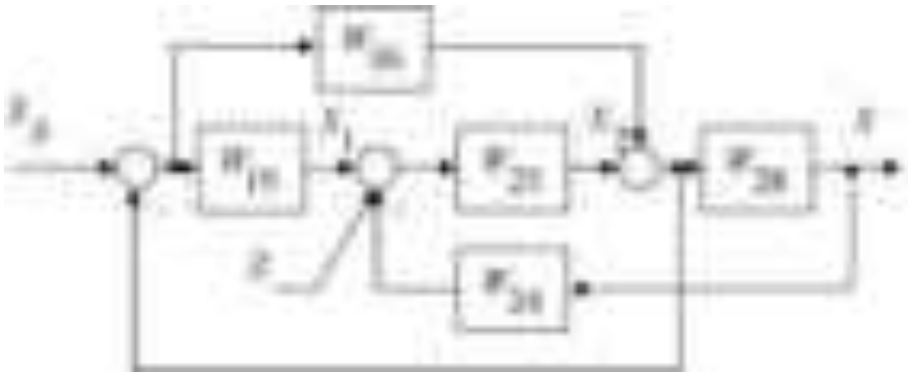
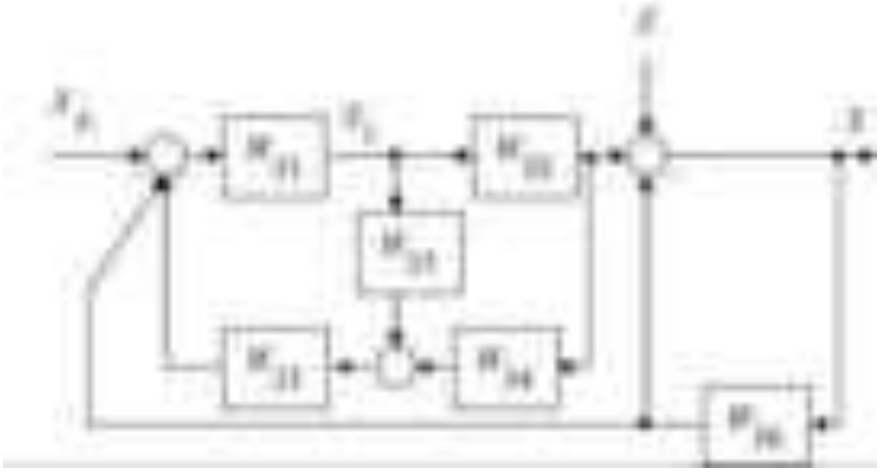
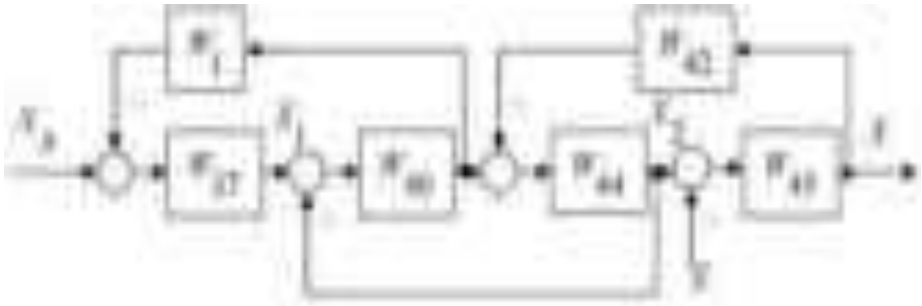
Продолжение табл. 2.1

Номер варианта	Алгоритмическая схема	Каналы воздействий
18		$X_З - X$ $Z - X$
19		$X_З - X$ $Z - X$
20		$X_З - X$ $Z_1 - X$

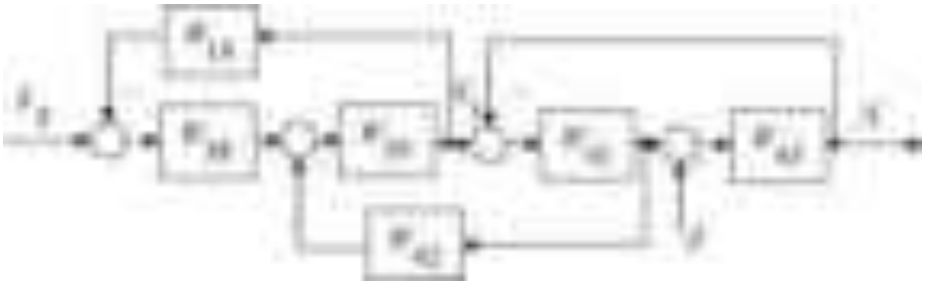
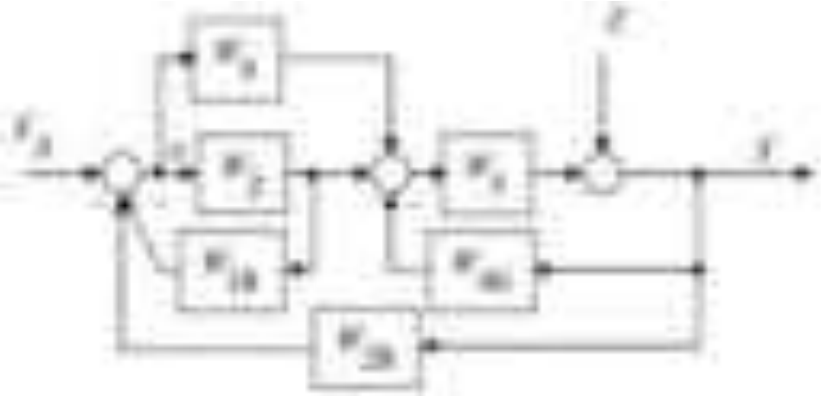
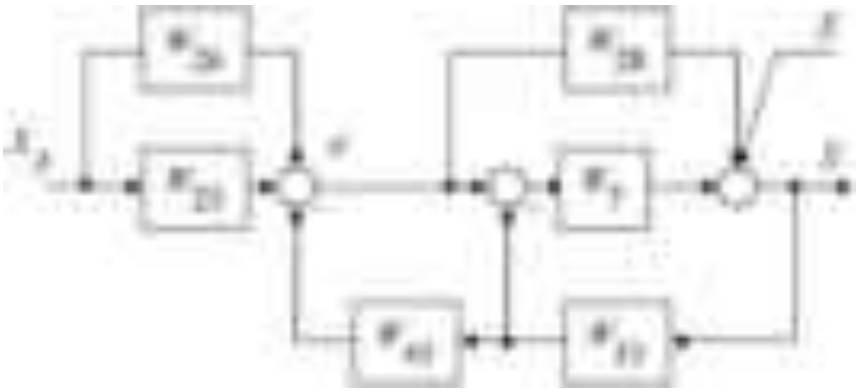
Продолжение табл. 2.1

Номер варианта	Алгоритмическая схема	Каналы воздействий
21		$X_3 - X_1$ $Z - X_1$
22		$X_3 - X_1$ $Z - X_1$
23		$X_3 - X_1$ $Z - X_1$

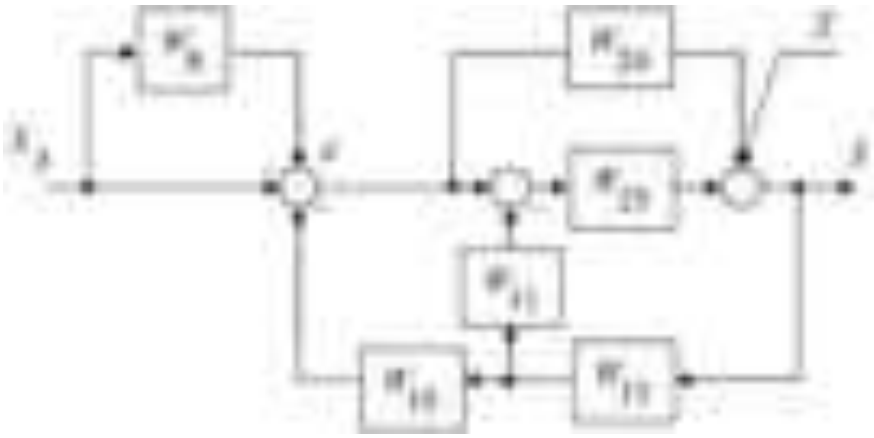
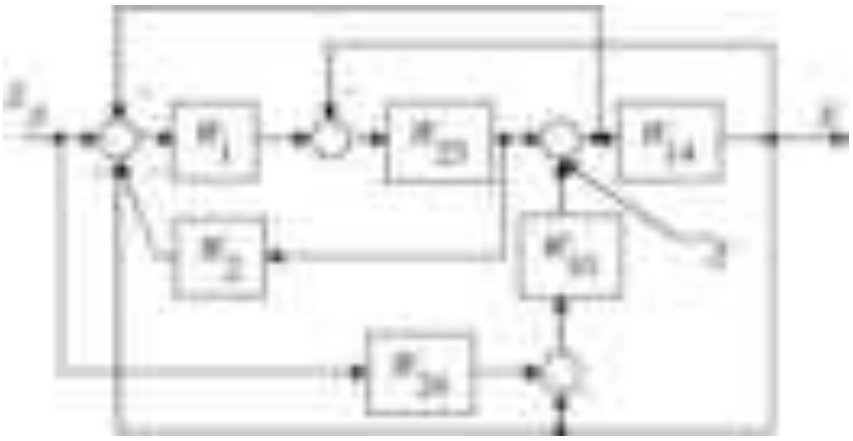
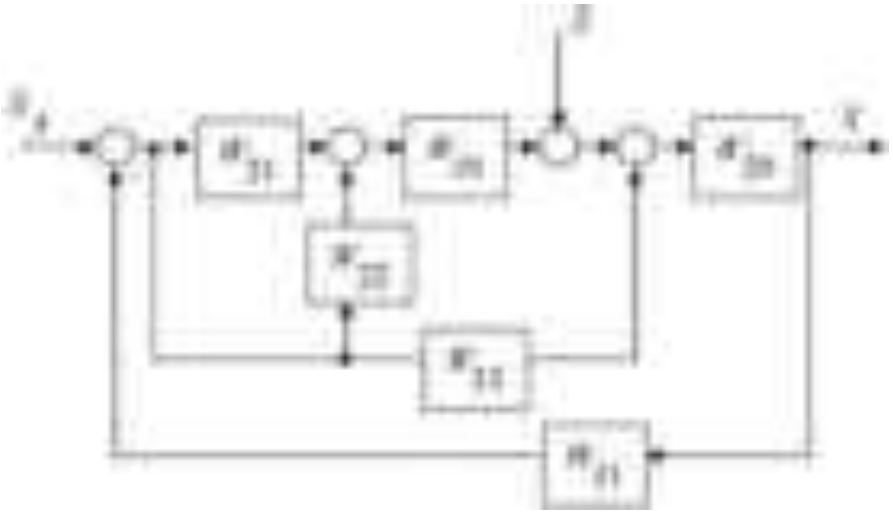
Продолжение табл. 2.1

Номер варианта	Алгоритмическая схема	Каналы воздействий
24		$X_з - X_2$ $Z - X_1$
25		$X_з - X_1$ $Z - X_1$
26		$X_з - X_1$ $Z - X_2$

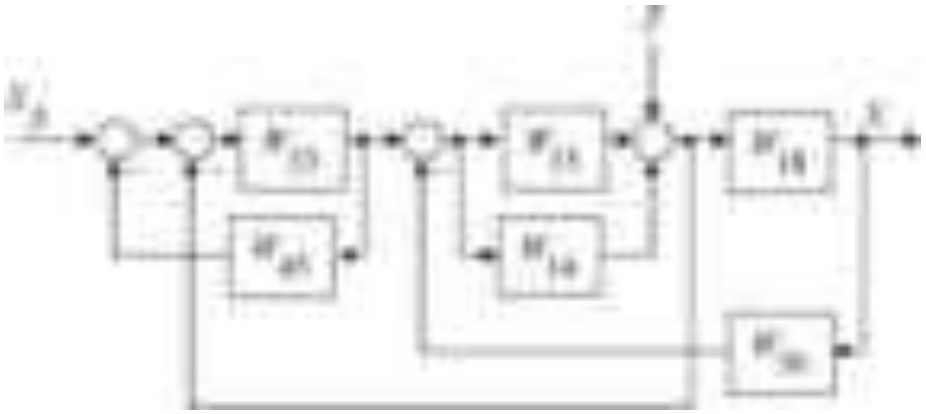
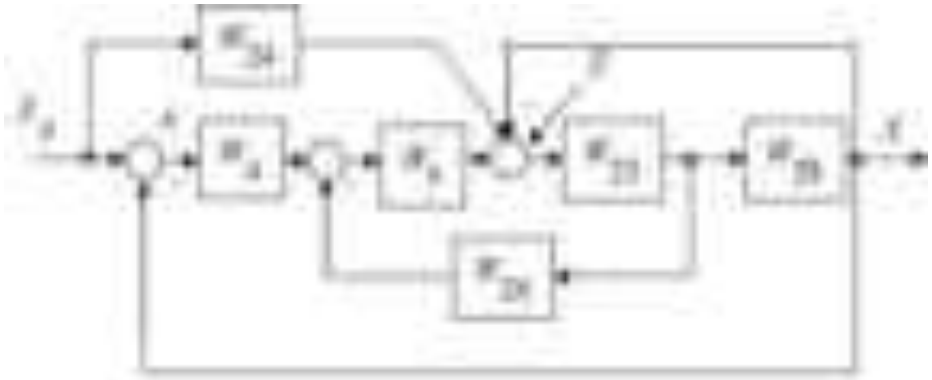
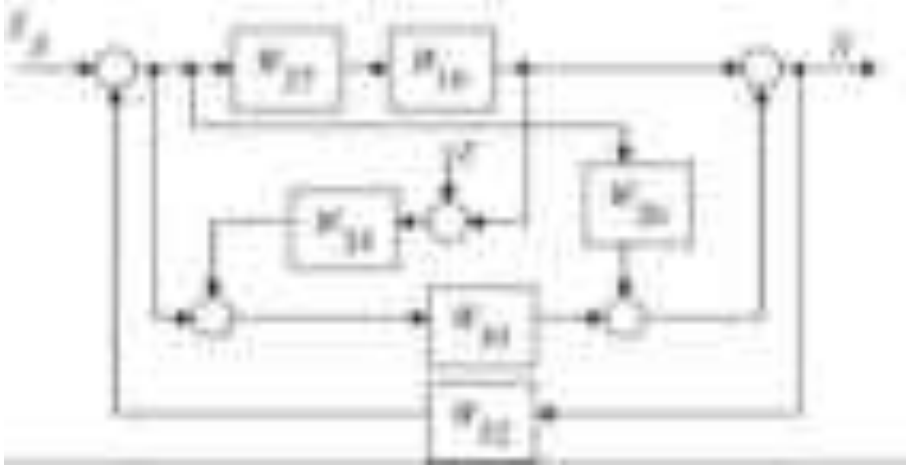
Продолжение табл. 2.1

Номер варианта	Алгоритмическая схема	Каналы воздействий
27		$X_З - X_1$ $Z - X$
28		$X_З - \varepsilon$ $Z - X$
29		$X_З - \varepsilon$ $Z - X$

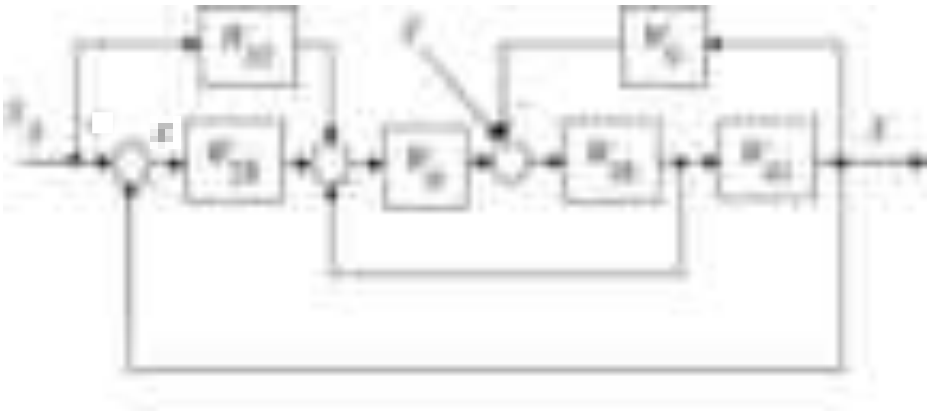
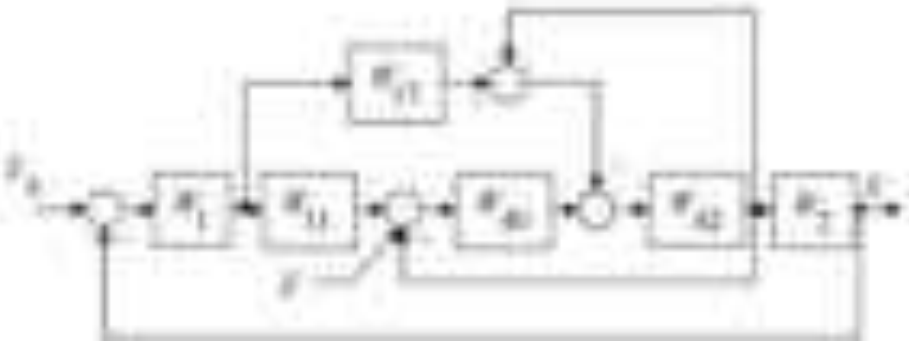
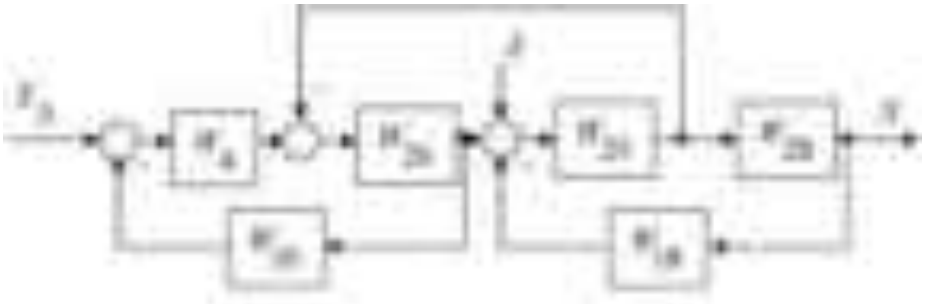
Продолжение табл. 2.1

Номер варианта	Алгоритмическая схема	Каналы воздействий
30		$X_З - \varepsilon$ $Z - X$
31		$X_З - X$ $Z - X$
32		$X_З - X$ $Z - X$

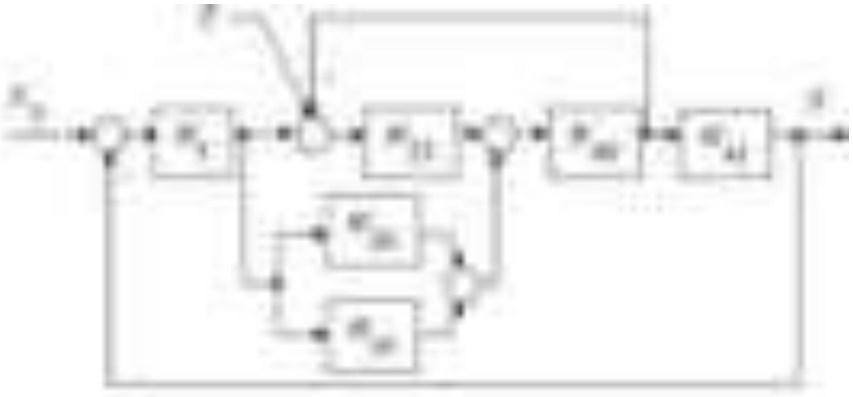
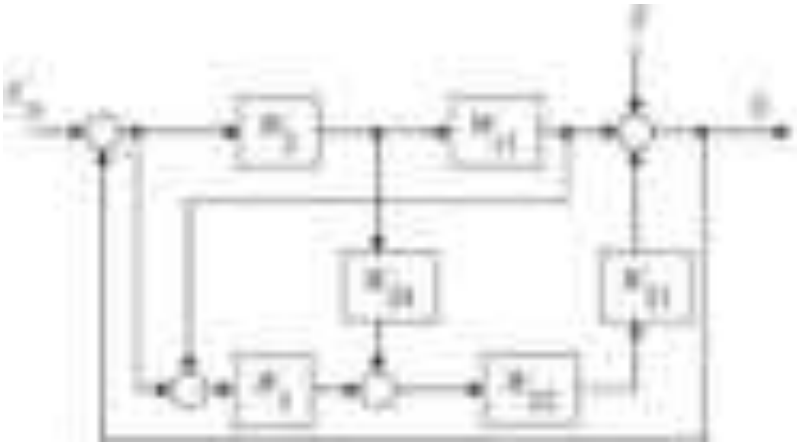
Продолжение табл. 2.1

Номер варианта	Алгоритмическая схема	Каналы воздействий
33		$X_З - X$ $Z - X$
34		$X_З - X$ $Z - \varepsilon$
35		$X_З - X$ $Z - X$

Продолжение табл.2.1

Номер варианта	Алгоритмическая схема	Каналы воздействий
36		$X_З - \varepsilon$ $Z - X$
37		$X_З - X$ $Z - X$
38		$X_З - X$ $Z - X$

Окончание табл.2.1

Номер варианта	Алгоритмическая схема	Каналы воздействий
39		$X_З - X$ $Z - X$
40		$X_З - X$ $Z - X$

Самостоятельная работа № 3.
ЛОГАРИФМИЧЕСКИЕ ЧАСТОТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РАЗОМКНУТЫХ СИСТЕМ

По заданной передаточной функции разомкнутого контура системы $W(p)$ (см.табл. 3.1) построить логарифмическую амплитудно-частотную характеристику (ЛАЧХ) $L(\omega)$ и фазо-частотную характеристику $\varphi(\omega)$.

Таблица 3.1

Исходные данные для построения характеристик

Номер варианта	Передаточная функция $W(p)$
1	$W(p)=\frac{10(p+1)}{(5p+1)(0{,}5p+1)(12p+1)p}$
2	$W(p)=\frac{5(p+2)}{(0{,}3p+1)(0{,}8p+1)(4p+1)(0{,}15p+1)}$
3	$W(p)=\frac{0{,}3(p+0{,}5)}{(10p+1)(0{,}3p+1)^2(15p+1)p}$
4	$W(p)=\frac{0{,}1(2p+1)}{p^2(0{,}4p+1)(11p+1)}$
5	$W(p)=\frac{(p+2)(p+1{,}25)}{(14p+1)(10p+1)(0{,}2p+1)}$
6	$W(p)=\frac{10(0{,}5p+1)}{p(p+1)^2(0{,}2p+1)^2}$
7	$W(p)=\frac{40(50p+1)}{p(2p+1)^2(100p+1)}$
8	$W(p)=\frac{100(0{,}02p+1)^2}{(0{,}5p+1)^2(0{,}01p+1)}$
9	$W(p)=\frac{8(p+2)}{p^2(0{,}02p+1)(8p+1)}$
10	$W(p)=\frac{p+1}{(10p+1)(3p+4)(0{,}2p+1)^2}$
11	$W(p)=\frac{4(0{,}2p+10)(p+2)}{(2p+4)(3p+0{,}5)(5p+4)^2}$

Окончание табл. 3.1

12	$W(p)=\frac{0.5(2p+4)(5p+4)}{p(p+1)(p+2)(p+3)}$
13	$W(p)=\frac{5p(p+0.4)}{(3p+1)^2(4p+0.5)(10p+1)}$
14	$W(p)=\frac{15(2p+3)}{p^2(8p+1)(0.4p+2)^2}$
15	$W(p)=\frac{0.5(4p+0.1)(2p+0.2)}{p(10p+1)(5p+0.4)(8p+1)}$
16	$W(p)=\frac{10(p+0.2)}{(20p+1)^2(4p+1)(3p+1)^2}$
17	$W(p)=\frac{100(p+1)}{(0.1p+1)(0.2p+1)(10p+1)(5p+1)}$
18	$W(p)=\frac{100(p+1)}{p(0.2p+1)(10p+1)(5p+1)}$
19	$W(p)=\frac{40(p+1)^2}{(10p+1)^3(5p+1)p}$
20	$W(p)=\frac{25(p+4)}{(0.2p+1)^2(0.4p+1)^2(10p+1)}$
21	$W(p)=\frac{4p(p+5)}{(10p+1)^2(3p+2)(4p+1)}$
22	$W(p)=\frac{2(p+5)}{(15p+1)(20p+1)(5p+1)(0.2p+1)}$
23	$W(p)=\frac{30(p+0.4)}{p(20p+1)(10p+1)(0.2p+1)}$
24	$W(p)=\frac{20(p+0.4)^2}{p^2(0.1p+1)(10p+1)}$
25	$W(p)=\frac{10(0.25p+1)}{(3p+5)(2p+1)(8p+1)p}$

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по учебно-методическому комплексу
_____ С.А. Упоров

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЕ СТУДЕНТОВ

Б1.В.09.05 МЕЖДУНАРОДНЫЙ ИНЖИНИРИНГ

Специальность –
21.05.04 Горное дело
Специализация –
Мехатроника и робототехника промышленных комплексов

Одобрена на заседании кафедры	Рассмотрена методической комиссией факультета
Технической механики	Горно-механического
(название кафедры)	*(название факультета)*
Зав. кафедрой _____	Председатель _____
(подпись)	*(подпись)*
Волков Е.Б.	Осипов П.А.
(Фамилия И.О.)	*(Фамилия И.О.)*
Протокол № 1 от 15.09.2023	Протокол № 2 от 20.10.2023
(Дата)	*(Дата)*

Екатеринбург

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....4
Методические рекомендации для самостоятельной работы 5
Методические рекомендации для практических занятий..... 7
Методические рекомендации для выполнения контрольной работы.. 11
Библиографический список.....14

ВВЕДЕНИЕ

Обшей тенденцией развития науки и техники последнего столетия явственно выступает интеграция наук, преодоление принципа декомпозиции, стремление к системному подходу. Свидетельством этому является возникновение новых научно-технических направлений, таких, как кибернетика, бионика, системотехника и мехатроника, которая базируется на системных знаниях в областях механики, электроники и компьютерного управления функциональными движениями.

Именно концепция мехатроники наиболее полно отражает глобальную тенденцию интеграции всех функциональных компонентов технических систем вплоть до их конструктивного слияния в виде единых конструкций современных автоматических и автоматизированных систем и комплексов на основе решения двух, тоже общих, проблем развития техники в целом – миниатюризации и интеллектуализации.

Мехатроника является новой и динамично развивающейся отраслью науки и техники. Она базируется на знаниях и достижениях в областях механики, электроники и компьютерного управления и представляет собой более высокий уровень развития современного машиностроения.

Основной целью дисциплины «Международный инжиниринг» является подготовка студентов к научно-исследовательской деятельности посредством обеспечения этапов формирования соответствующих компетенций. Наряду с практической целью курс ставит образовательные и воспитательные цели. Достижение этих целей означает расширение кругозора студентов, повышение уровня их общей культуры и образования, а также культуры мышления, общения и речи и проявляется в готовности студента содействовать налаживанию межкультурных, профессиональных связей.

МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ

Самостоятельная работа – это вид учебной деятельности, выполняемый студентом без непосредственного контакта с преподавателем или управляемый преподавателем опосредовано через специальные учебные материалы; неотъемлемое обязательное звено процесса обучения, предусматривающее, прежде всего, индивидуальную работу студентов в соответствии с установкой преподавателя или учебника, программы обучения.

В процессе самостоятельной деятельности студент должен научиться выделять познавательные задачи, выбирать способы их решения, выполнять операции контроля за правильностью решения поставленной задачи, совершенствовать навыки реализации теоретических знаний.

Самостоятельная работа студента под руководством преподавателя протекает в форме делового взаимодействия: студент получает непосредственные указания, рекомендации преподавателя об организации самостоятельной деятельности, а преподаватель выполняет функцию управления через учет, контроль и коррекцию ошибочных действий.

Успешность самостоятельной работы в первую очередь определяется степенью подготовленности студента. По своей сути самостоятельная работа предполагает максимальную активность студентов в различных аспектах: организации умственного труда, поиске информации, стремлении сделать знания убеждениями. Психологические предпосылки развития самостоятельности студентов заключаются в их успехах в учебе, положительном к ней отношении, заинтересованности и увлеченности предметом, пони мании того, что при правильной организации самостоятельной работы приобретаются навыки и опыт творческой деятельности.

Самостоятельная работа обучающихся является составной частью учебной работы и имеет целью закрепление и углубление полученных знаний и навыков, поиск и приобретение новых знаний, в том числе с использованием автоматизированных обучающих систем, а также выполнение учебных заданий, подготовку к предстоящим занятиям, зачетам и экзаменам.

Самостоятельная работа предназначена не только для овладения дисциплиной, но и для формирования навыков самостоятельной работы вообще, в учебной, научной, профессиональной деятельности, способности принимать на себя ответственность, самостоятельно решить проблему, находить конструктивные решения, выход из кризисной ситуации и т. д.

Самостоятельная работа завершает задачи всех видов учебной работы. Никакие знания, не подкрепленные самостоятельной деятельностью, не могут стать подлинным достоянием человека. Кроме того, самостоятельная работа имеет воспитательное значение: она формирует самостоятельность не только как совокупность умений и навыков, но и как черту характера, играющую существенную роль в структуре личности современного специалиста высшей квалификации.

Для повышения эффективности самостоятельной работы студентов используется:

- организация индивидуальных планов обучения с привлечением студентов к научно-исследовательской работе и по возможности к реальному проектированию по заказам предприятий;
- включение самостоятельной работы студентов в учебный план и расписание занятий с организацией индивидуальных консультаций на кафедрах;
- создание комплекса учебных и учебно-методических пособий для выполнения самостоятельной работы студентов;
- разработка системы интегрированных межкафедральных заданий;
- ориентация лекционных курсов на самостоятельную работу;
- рейтинговый метод контроля самостоятельной работы студентов;
- коллегиальные отношения преподавателей и студентов;
- разработка заданий, предполагающих нестандартные решения;
- индивидуальные консультации преподавателя и перерасчет его учебной нагрузки с учетом самостоятельной работы студентов;
- проведение форм лекционных занятий типа лекции-беседы, лекции-дискуссии, где докладчиками и содокладчиками выступают сами студенты, а преподаватель выполняет роль ведущего. Такие занятия предполагают предварительную самостоятельную проработку каждой конкретной темы выступающими студентами по учебным пособиям, консультации с преподавателем и использование дополнительной литературы.

Тема 1. Materials technology. Describing and categorizing materials. Specifying and describing properties. Discussing quality issue. Выполнение лексико-грамматических упражнений, чтение текста и соответствующие предтекстовые и послетекстовые задания. Выполнение письменного задания, монологическое и диалогические высказывания по пройденным темам. повторение и систематизация ранее пройденного грамматического материала - Present Simple, Present Continuous. Nouns and Pronouns. Numerals.

Тема 2. Component shapes and features. Manufacturing techniques. Jointing and fixing techniques. Positions of assembled components. Выполнение лексико-грамматических упражнений, чтение текста и соответствующие предтекстовые и послетекстовые задания. Выполнение письменного задания, монологическое и диалогические высказывания по пройденным темам. повторение и систематизация ранее пройденного грамматического материала - irregular verbs; Past Simple vs. Present Perfect; articles.

Тема 3. Engineering design. Technical drawing (CAD, CAM). Design phases and procedures. Выполнение лексико-грамматических упражнений, чтение текста и соответствующие предтекстовые и послетекстовые задания. Выполнение

письменного задания, монологическое и диалогические высказывания по пройденным темам. повторение и систематизация ранее пройденного грамматического материала - Speaking about future, adjectives degrees of comparisons.

Тема 4. Electrical circuit concept. Electrical generation and transmission. Electrical loads. Semiconductor devices. Выполнение лексико-грамматических упражнений, чтение текста и соответствующие предтекстовые и послетекстовые задания. Выполнение письменного задания, монологическое и диалогические высказывания по пройденным темам. повторение и систематизация ранее пройденного грамматического материала - other perfect tenses, passive and active voice.

Тема 5. Signal processing. Power electronics. Electromagnetisms. Electricla effect and devices. Sensors and actuators. Выполнение лексико-грамматических упражнений, чтение текста и соответствующие предтекстовые и послетекстовые задания. Выполнение письменного задания, монологическое и диалогические высказывания по пройденным темам. повторение и систематизация ранее пройденного грамматического материала - Modals.

Тема 6. Digital logic. Control systems - models, operation principles. Software engineering. Describing automated systems. Robotics. Выполнение лексико-грамматических упражнений, чтение текста и соответствующие предтекстовые и послетекстовые задания. Выполнение письменного задания, монологическое и диалогические высказывания по пройденным темам. повторение и систематизация ранее пройденного грамматического материала - conditionals; Gerund and Infinitive.

Тема 7. International patenting practice. Norms and regulations in this sphere. Structural, stylistics and lingustic specificity of documentation used in the international patenting practice. Patent search and analysis. Writing a patent. General grammar rules revision and practice.

МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ДЛЯ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ

Практические занятия на уроках дисциплины «Международный инжиниринг» направлены на закрепление теоретических знаний и формирование профессиональных практических умений. Проведение практических занятий позволяет заинтересовать обучающихся в изучении предмета, способствует активному усвоению знаний и умений сбора, обработки и анализа информации, характеризующей различные ситуации. Практические занятия развивают такие профессионально значимые качества, как самостоятельность, ответственность, точность, творческую инициативу, исследовательские умения (наблюдать,

сравнивать, анализировать, устанавливать зависимость, делать выводы и обобщения). Содержание разработанных практических занятий направлено на реализацию Государственных требований и требований работодателя.

Выполнению практических заданий предшествует проверка знаний обучающихся – их теоретической готовности к выполнению данных заданий. К каждому практическому занятию разработана инструкция для обучающихся, в которой указан порядок необходимых действий, а также контрольные вопросы. Основная позиция обучаемого в учебном процессе – активно- деятельностная, субъектная – включает в себя самостоятельный поиск, принятие решений, оценочную деятельность. Основная позиция преподавателя – руководитель и партнер по выполнению практических заданий.

С целью контроля и подготовки студентов к изучению новой темы вначале каждого практического занятия преподавателем проводится индивидуальный или фронтальный устный опрос по выполненным заданиям предыдущей темы. Критерии оценки: – правильность ответа по содержанию задания (учитывается количество и характер ошибок при ответе);

– полнота и глубина ответа (учитывается количество усвоенных фактов, понятий и т.п.);

владение словарем по тематике задания (количество освоенных новых слов);

– сознательность ответа (учитывается понимание излагаемого материала);

– логика изложения материала (учитывается умение строить целостный, последовательный рассказ, грамотно пользоваться специальной терминологией);

– рациональность использованных приемов и способов решения поставленной учебной задачи (учитывается умение использовать наиболее прогрессивные и эффективные способы достижения цели);

– своевременность и эффективность использования наглядных пособий и технических средств при ответе (учитывается грамотно и с пользой применять наглядность и демонстрационный опыт при устном ответе);

– использование дополнительного материала (обязательное условие);

– рациональность использования времени, отведенного на задание (не одобряется затянутость выполнения задания, устного ответа во времени, с учетом индивидуальных особенностей студентов).

Критерии оценки устных ответов студентов

Оценочные средства текущего контроля успеваемости: тест, опрос.

Система оценивания по оценочным средствам текущего контроля

Оценочное средство	Балловая стоимость
Тест	0-50 баллов (10 заданий)
Опрос	0-10 баллов
Итого	60 баллов

Баллы за тестирование проставляются за правильные ответы на вопросы.

В зависимости от типа вопроса ответ считается правильным, если:

- в тестовом задании закрытой формы с выбором ответа выбран правильный ответ;
- в тестовом задании открытой формы дан правильный ответ;
- в тестовом задании на установление правильной последовательности установлена правильная последовательность;
- в тестовом задании на установление соответствия, если сопоставление произведено верно для всех пар.

Оценка за опрос определяется простым суммированием баллов:

Критерии оценки ответа на вопрос	Количество баллов
правильность ответа	4
всесторонность и глубина ответа (полнота)	3
наличие выводов	1
соблюдение норм литературной речи	1
владение профессиональной лексикой	1
Итого	10

Результаты текущего контроля фиксируются преподавателем.

Типовые контрольные задания и материалы

Тест:

1. К какому виду услуг относится оценка стоимости проекта?

А) Инжиниринговые услуги;
Б) Финансовые услуги;
В) Консультативные услуги;
Г) Правильного ответа нет.

2. Как называется оказание услуг производственного, коммерческого, инженерно-проектного и научно-технического характера в международном масштабе?

А) Межнациональные договора;
Б) Международный рейтинг;
В) Международный инжиниринг;
Г) Нет нужного ответа.

3. Кем может быть оказан международный инжиниринг?

А) Поставщиком технологии;
Б) Генеральным подрядчиком;
В) Производителем;
Г) Правильного ответа нет.

4. Что представляют собой инжиниринговые услуги?

А) Услуги, связанные с подготовкой и налаживанием производственного процесса;
Б) Услуги, связанные с оказанием консультационных услуг;
В) Услуги, связанные с осуществлением предпринимательской деятельности;
Г) Правильного варианта нет.

Методические материалы, определяющие процедуры оценивания знаний, умений, владений (опыта деятельности), характеризующие формирование компетенций

1. Ознакомление обучающихся с процедурой и алгоритмом оценивания (в начале изучения дисциплины).

2. Проверка ответов на задания, выполненных работ.

3. Сообщение результатов оценивания обучающимся, обсуждение результатов.
4. Оформление необходимой документации.

Перечень вопросов для устного опроса

Materials technology. Describing and categorizing materials.
Specifying and describing properties of materials.
Component shapes and features.
Manufacturing techniques.
Jointing and fixing techniques.
Positions of assembled components.
Engineering design.
Technical drawing (CAD, CAM). Design phases and procedures.
Manufacturing techniques.
Jointing and fixing techniques.
Electrical circuit concept.
Electrical generation and transmission.
Electrical loads.
Semiconductor devices.
Signal processing.
Power electronics.
Electromagnetisms.
Electrical effect and devices.
Sensors and actuators.
Digital logic.

Практические занятия

1. Materials technology. Describing and categorizing materials. Specifying and describing properties. Discussing quality issue. Выполнение лексико-грамматических упражнений, чтение текста и соответствующие предтекстовые и послетекстовые задания. Выполнение письменного задания, монологическое и диалогические высказывания по пройденным темам. повторение и систематизация ранее пройденного грамматического материала - Present Simple, Present Continuous. Nouns and Pronouns. Numerals.
2. Engineering design. Technical drawing (CAD, CAM). Design phases and procedures. Выполнение лексико-грамматических упражнений, чтение текста и соответствующие предтекстовые и послетекстовые задания. Выполнение письменного задания, монологическое и диалогические высказывания по пройденным темам. повторение и систематизация ранее пройденного грамматического материала - Speaking about future, adjectives degrees of comparisons.
3. Component shapes and features. Manufacturing techniques. Jointing and fixing techniques. Positions of assembled components. Выполнение лексико-грамматических упражнений, чтение текста и соответствующие предтекстовые и послетекстовые задания. Выполнение письменного задания, монологическое и диалогические высказывания по пройденным темам. повторение и систематизация ранее пройденного грамматического материала - irregular verbs; Past Simple vs. Present Perfect; articles.
4. Electrical circuit concept. Electrical generation and transmission. Electrical loads. Semiconductor devices. Выполнение лексико-грамматических упражнений, чтение текста и соответствующие предтекстовые и послетекстовые задания. Выполнение письменного задания, монологическое и диалогические высказывания по пройденным темам. повторение и систематизация ранее пройденного грамматического материала - other perfect tenses, passive and active voice.
5. Signal processing. POwer electronics. Electromagnetisms. Electricla effect and devices. Sensors and actuators. Выполнение лексико-грамматических упражнений, чтение текста и соответствующие предтекстовые и послетекстовые задания. Выполнение письменного задания, монологическое и диалогические высказывания по пройденным темам. повторение и систематизация ранее пройденного грамматического материала - Modals.
6. Digital logic. Control systems - models, operation principles. Software engineering. Describing automated systems. Robotics. Выполнение лексико-грамматических упражнений, чтение текста и соответствующие предтекстовые и послетекстовые задания. Выполнение письменного задания, монологическое и диалогические высказывания по пройден-

ным темам. повторение и систематизация ранее пройденного грамматического материала - conditionals; Gerund and Infinitive.

7. International patenting practice. Norms and regulations in this sphere. Structural, stylistics and lingustic specificity of documentation used in the international patenting practice. Patent search and analysis. Writing a patent. General grammar rules revision and practice.

МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ

Контрольная работа – это одна из форм устной итоговой аттестации, это самостоятельная исследовательская работа, в которой автор раскрывает суть исследуемой проблемы; приводит различные точки зрения, а также собственные взгляды не нее. Содержание работы должно быть логичным; изложение материала носит проблемно-тематический характер.

Контрольная работа, как форма текущей аттестации, стимулирует раскрытие исследовательского потенциала студента, способность к творческому поиску, сотрудничеству, самораскрытию и проявлению возможностей.

Автор работы должен продемонстрировать достижение им уровня формируемых компетенций, продемонстрировать знание предмета, умение проявлять оценочные знания, изучать теоретические работы, использовать различные методы исследования, применять различные приемы творческой деятельности. Для этого необходимо правильно сформулировать тему, отобрать по ней необходимый материал; использовать только тот материал, который отражает сущность темы. Изложение должно быть последовательным. Недопустимы нечеткие формулировки, речевые и орфографические ошибки. В подготовке работы необходимо использовать материалы современных изданий. Оформление реферата должно быть грамотным и соответствовать ГОСТ 2.105–95, ГОСТ 9327-60. Библиографический список оформляется в соответствие с ГОСТ 7.1-2003.

Изложение текста и оформление выполняют в соответствии с требованиями ГОСТ. Страницы текстовой части и включенные в нее иллюстрации и таблицы должны соответствовать формату А4 по ГОСТ 9327-60. Работа должна быть выполнена печатным способом на одной стороне бумаги формата А4 через полтора интервала. Цвет шрифта должен быть черным, высота букв, цифр и других знаков не менее 1.8 (шрифт Times New Roman, 14 пт.). Текст следует печатать, соблюдая следующие размеры полей: верхнее и нижнее — 20 мм, левое — 30 мм, правое — 10 мм. Абзацный отступ должен быть одинаковым по всему тексту и составлять 1,25 см. Выравнивание текста по ширине. Разрешается использовать компьютерные возможности акцентирования внимания на определенных терминах, формулах, применяя выделение жирным шрифтом, курсив, подчеркивание. Точку в конце заголовка не ставят. Если заголовок состоит из двух предложений, их разделяют точкой. Название каждой главы и параграфа в тексте работы можно писать более крупным шрифтом, жирным шрифтом,

чем весь остальной текст. Каждая глава начинается с новой страницы, параграфы (подразделы) располагаются друг за другом.

Все страницы обязательно должны быть пронумерованы. Нумерация листов должна быть сквозной. Номер листа проставляется арабскими цифрами. Нумерация листов начинается с третьего листа (после содержания) и заканчивается последним. Номер страницы на титульном листе не проставляется. Список использованной литературы и приложения включаются в общую нумерацию листов. Рисунки и таблицы, расположенные на отдельных листах, включают в общую нумерацию листов и помещают по возможности следом за листами, на которых приведены ссылки на эти таблицы или иллюстрации. Таблицы и иллюстрации нумеруются последовательно арабскими цифрами сквозной нумерацией. Допускается нумеровать рисунки и таблицы в пределах раздела. В этом случае номер таблицы (рисунка) состоит из номера раздела и порядкового номера таблицы, разделенных точкой. В конце работы размещаются приложения. В тексте на все приложения должны быть даны ссылки. Каждое приложение следует начинать с новой страницы с указанием наверху посередине страницы слова «Приложение» и его номера. Приложение должно иметь заголовок, который записывают симметрично относительно текста с прописной буквы отдельной строкой.

Контрольная работа оценивается по следующим критериям: актуальность темы; соответствие содержания теме; глубина проработки материала; правильность и полнота использования источников; соответствие оформления стандартом.

На «отлично»: присутствие всех вышеперечисленных требований; знание студентом изложенного материала, умение грамотно и аргументировано изложить суть проблемы; присутствие личной заинтересованности в раскрываемой теме, собственную точку зрения, аргументы и комментарии, выводы; умение свободно беседовать по любому пункту плана, отвечать на вопросы, поставленные по темеработы; умение анализировать фактический материал и статистические данные, использованные при написании работы; наличие качественно выполненного презентационного материала или (и) раздаточного, не дублирующего основной текст защитного слова, а являющегося его иллюстративным фоном.

На «хорошо»: мелкие замечания по оформлению реферата; незначительные трудности по одному из перечисленных выше требований.

На «удовлетворительно»: тема контрольной работы раскрыта недостаточно полно; неполный список литературы и источников; затруднения в изложении, аргументировании.

Контрольная работа должна содержать: титульный лист, с обязательным указанием наименования учреждения, в котором выполнялся реферат, Ф.И.О. автора, Ф.И.О. руководителя, год написания; введение; основную часть; заключительные выводы; список литературы; при необходимости приложения.

Задание для контрольной работы

1. Write a simple explanation of the existence and behavior of holes in semiconductors.

2. Briefly describe the process by which purified silicon wafers are produced for electronics use from common sand.

3. Draw a sketch similar to Figure 6.3 for p-type Si with boron doping.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Cambridge English for Engineering / Ibbotson M., Day J. – Cambridge: Cambridge university press, 2012
2. Oxford English for Electrical and Mechanical Engineering / Answer Book with teaching notes / Glendinning E. H., Glendinning N. – Oxford : University Press, 2006
3. Technology-1: students book: oxford English for careers / Glendinning E. H., Pohl Alison. – New York: Oxford University Press, 2007

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по учебно-методическому комплексу
_____ С.А. Упоров

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ

Б1.В.09.06 СРЕДСТВА ИЗМЕРЕНИЙ

Специальность -
21.05.04 Горное дело
Специализация -
Мехатроника и робототехника промышленных комплексов

Одобрена на заседании кафедры	Рассмотрена методической комиссией факультета
Технической механики	Горно-механического
(название кафедры)	*(название факультета)*
Зав. кафедрой _____	Председатель _____
(подпись)	*(подпись)*
Волков Е.Б.	Осипов П.А.
(Фамилия И.О.)	*(Фамилия И.О.)*
Протокол № 1 от 15.09.2023	Протокол № 2 от 20.10.2023
(Дата)	*(Дата)*

Екатеринбург

СОДЕРЖАНИЕ

1 Цель работы ……4
2 Задание ……4
3 Необходимые приборы и пособия ……4
4 Основные теоретические сведения ……4
5 Методические указания по выполнению работы ……...13
6 Содержание отчета ……16
7 Контрольные вопросы ……...…17
Список литературы ……..……...…18
Приложение А ……..… 19
Приложение Б ……..… 22

1 ЦЕЛЬ РАБОТЫ

1.1 Практическое знакомство с методами расчета сопряжений с учетом допусков и посадок по ГОСТ 25347-82.

1.2 Получение навыков практического пользования таблицами допусков и посадок.

1.3 Освоение правил графического построения полей допусков, зазоров и натягов.

2 ЗАДАНИЕ

2.1 Для заданных посадок определить наибольшие, наименьшие предельные размеры и допуски размеров деталей, входящих в соединение;

2.2 Построить схемы расположения полей допусков деталей, входящих в соединение;

2.3 Определить наибольшие, наименьшие зазоры и натяги и допуски посадок; полученные данные занести в таблицу.

3 НЕОБХОДИМЫЕ ПРИБОРЫ И ПОСОБИЯ

ГОСТ 25347-82. ЕСДП. Поля допусков и рекомендуемые посадки.

4 ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ

4.1 Применяемые условные обозначения:

d – диаметр вала;

D – диаметр отверстия;

ES – верхнее отклонение отверстия;

EI – нижнее отклонение отверстия;

es – верхнее отклонение вала;

ei – нижнее отклонение вала;

d_{max}, d_{min} – наибольший и наименьший размеры вала;

D_{max}, D_{min} – наибольший и наименьший размеры отверстия;

S_{max}, S_{min} – наибольший и наименьший зазоры;

N_{max}, N_{min} – наибольший и наименьший натяги.

4.2 Основные понятия и терминология

Машины и механизмы состоят из деталей, которые в процессе работы должны совершать относительные движения или находиться в относительном покое. В большинстве случаев детали машин представляют собой определенные комбинации геометрических тел, ограниченных поверхностями простейших форм: плоскими, цилиндрическими, коническими и т. д. Это объясняется широким использованием в механизмах низших кинематических пар и технологическими соображениями, так как существующие станки приспособлены в основном для обработки простейших поверхностей и их комбинаций. Простейшие геометрические тела, составляющие детали, – будем называть их элементами.

Две детали, элементы которых входят друг в друга, образуют *соединение.* Такие детали называются *сопрягаемыми деталями,* а поверхности соединяемых элементов – *сопрягаемыми поверхностями.* Поверхности тех элементов деталей, которые не входят в соединение с поверхностями других деталей, называются *несопрягаемыми поверхностями.* Соединения подразделяются по геометрической форме сопрягаемых поверхностей. Соединение деталей, имеющих сопрягаемые цилиндрические поверхности с круглым поперечным сечением, называется *гладким цилиндрическим* (рисунок 4.1, а).

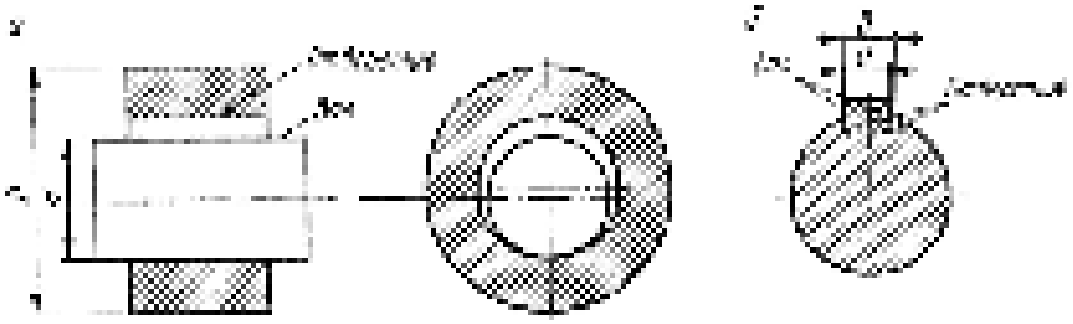


Рисунок 4.1 – Типы соединения деталей

Если сопрягаемыми поверхностями каждого элемента соединения являются две параллельные плоскости, то соединение называется *плоским соединением* с параллельными плоскостями или просто плоским (рис. 4.1, *б).*

В соединении элементов двух деталей один из них является внутренним (охватывающим), другой – наружным (охватываемым). В системе допусков и посадок гладких соединений всякий наружный элемент условно называется *валом,* всякий внутренний – *отверстием.* Термины «отверстие» и «вал» применяются и к несопрягаемым элементам.

Под *размером* элементов, образующих гладкие соединения, и аналогичных несопрягаемых элементов понимается: в цилиндрических соединениях – диаметр, в плоских – расстояние между параллельными плоскостями по нормали к ним. В более узком смысле в системе допусков и посадок *размер* – числовое значение линейной величины (диаметра, длины и т. д.) в выбранных единицах измерения (в машиностроении обычно в миллиметрах).

Номинальный размер – основной размер, полученный на основе расчетов и указанный на чертеже. Он служит началом отчета отклонений и относительно его определяются предельные размеры.

Действительный размер – размер элемента, установленный измерением, с допустимой погрешностью.

Отклонение – разность между действительным и номинальным размерами.

Предельные отклонения – два предельно допустимых размера, между которыми должен находиться действительный размер.

Верхнее отклонение – алгебраическая разность между наибольшим предельным и номинальным размерами.

ES, es – соответственно, верхнее отклонение отверстия и вала:

$$ES = D_{max} - D;\ es = d_{max} - d. \qquad (4.1)$$

Нижнее отклонение – алгебраическая разность между наименьшим предельным и номинальным размерами.

EI, ei – соответственно, нижнее отклонение отверстия и вала:

$$EI = D_{min} - D;\ ei = d_{min} - d. \qquad (4.2)$$

Допуск T – разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами или алгебраическая разность между верхним и нижним отклонениями (рисунок 4.2):

$$T = D_{max} - d_{min};\ T = d_{max} - D_{min}$$

$$\text{или } T = ES - ei;\ T = es - EI. \qquad (4.3)$$

Примечание. Допуск – это абсолютная величина без знака.

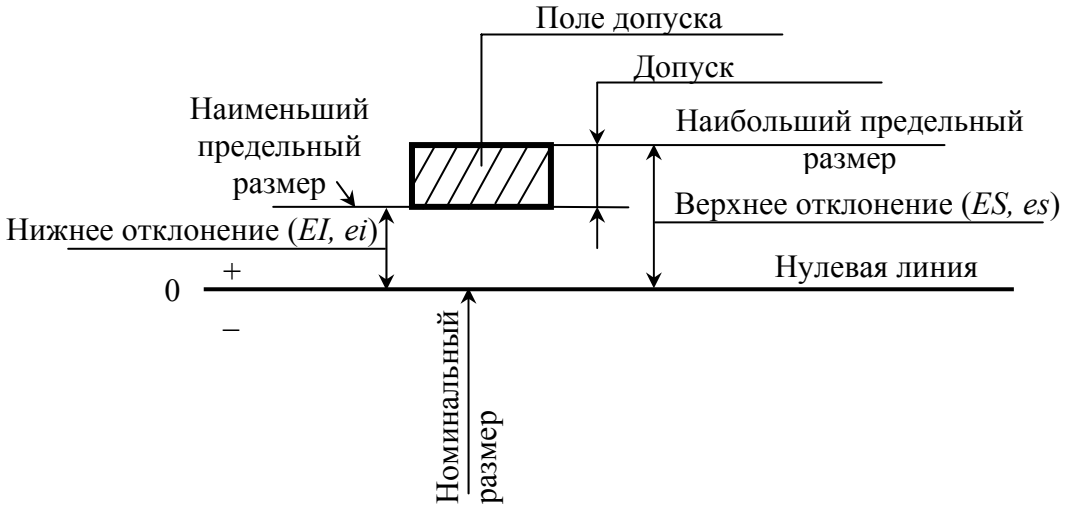


Рисунок 4.2 – Поле допуска

Поле допуска – поле между предельными отклонениями размера: оно определяется величиной допуска и его положением относительно номинального размера (рисунок 4.2).

Нулевая линия – линия, соответствующая номинальному размеру. При графическом изображении полей допусков и посадок от нее откладываются отклонения размеров (рисунок 4.2):

– положительные отклонения – вверх от нее;

– отрицательные отклонения – вниз.

Квалитет (степень точности) – совокупность допусков, которые соответствуют одному уровню точности для всех номинальных размеров.

Стандарт устанавливает 20 квалитетов: 01, 0, 1, 2, ... 18. В основном применяются квалитеты, начиная с 5-го.

Разность размеров отверстия и вала до сборки определяет характер соединения деталей, или *посадку,* т. е. большую или меньшую свободу относительного перемещения деталей или степень сопротивления их взаимному смещению. Разность размеров отверстия и вала, если размер отверстия больше размера вала, называется *зазором S* (рисунок 4.3, а):

$$S = D - d,$$

$$S_{max} = D_{max} - d_{min} \text{ или } S_{max} = ES - ei,$$

$$S_{min} = D_{min} - d_{max} \text{ или } S_{min} = EI - es. \qquad (4.4)$$

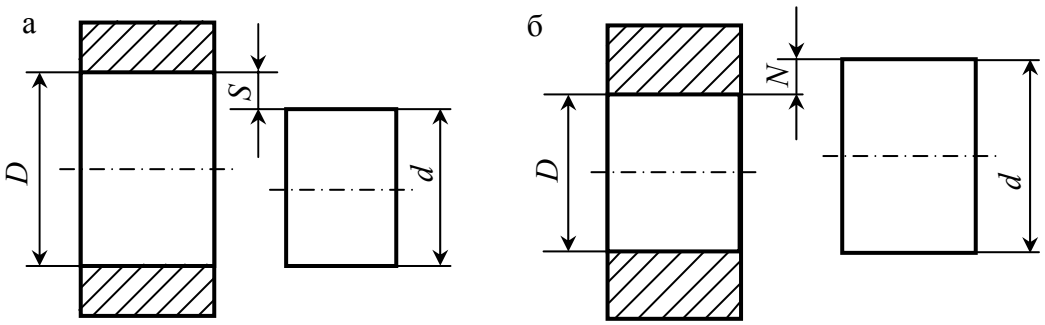


Рисунок 4.3 – Зазор и натяг

Зазор характеризует большую или меньшую свободу относительного перемещения деталей соединения.

Разность размеров вала и отверстия до сборки, если размер вала больше размера отверстия, называется *натягом N* (рисунок 4.3, б):

$$N = d - D,$$

$$N_{max} = d_{max} - D_{min} \text{ или } N_{max} = es - EI,$$

$$N_{min} = d_{min} - D_{max} \text{ или } N_{min} = ei - ES. \quad (4.5)$$

Натяг характеризует степень сопротивления взаимному смещению деталей в соединении.

При соединении двух деталей образуется *посадка*, определяемая разностью их размеров до сборки, т. е. величиной получающихся зазоров или натягов в соединении. Посадка характеризует свободу относительного перемещения соединяемых деталей или степень сопротивления их взаимному перемещению.

В зависимости от взаимного расположения полей допусков отверстия или вала (по характеру соединения) посадка может быть (рисунок 4.4):

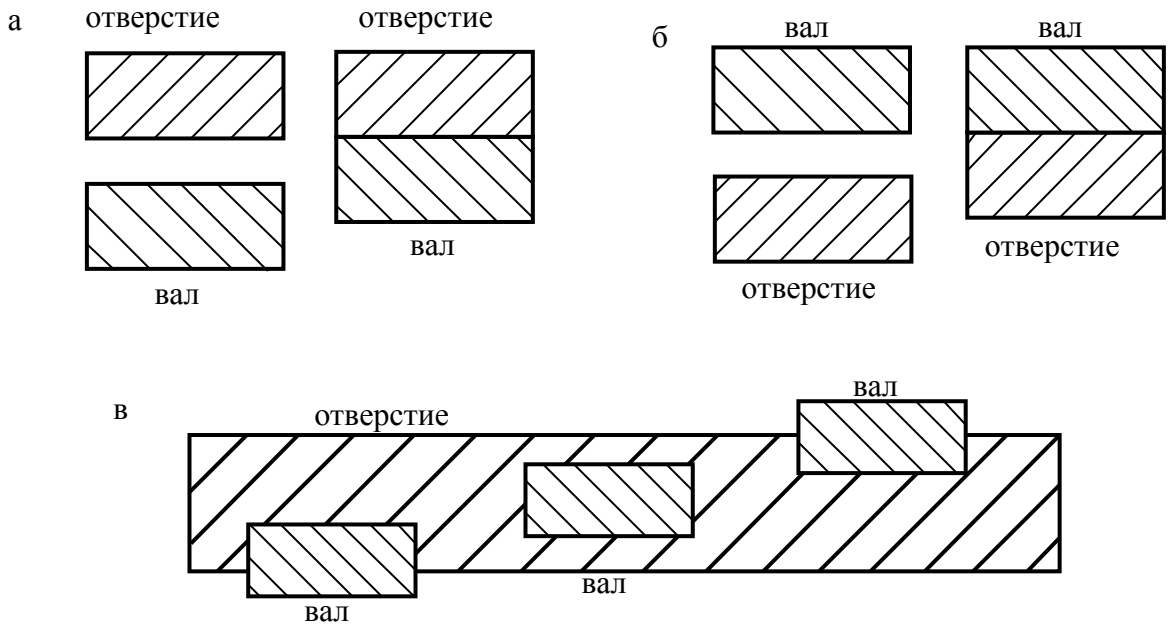


Рисунок 4.4 – Виды посадок

– подвижная (посадка с зазором): поле допуска отверстия над полем допуска вала (рисунок 4.4, а);

– неподвижная (посадка с натягом): поле допуска отверстия под полем допуска вала (рисунок 4.4, б);

– переходная (возможны натяг или зазор в зависимости от действительных размеров): поля допусков отверстия и вала перекрываются частично или полностью (рисунок 4.4, в).

Для сопрягаемых деталей установлены две системы расположения полей допусков:

– система отверстия;

– система вала.

Посадки в системе отверстия – посадки, в которых нужные зазоры и натяги получаются сочетанием различных полей допусков валов с одним и тем же полем допуска основного отверстия (рисунок 4.5, а).

Пример: *ø*20 *H*7/*f*6.

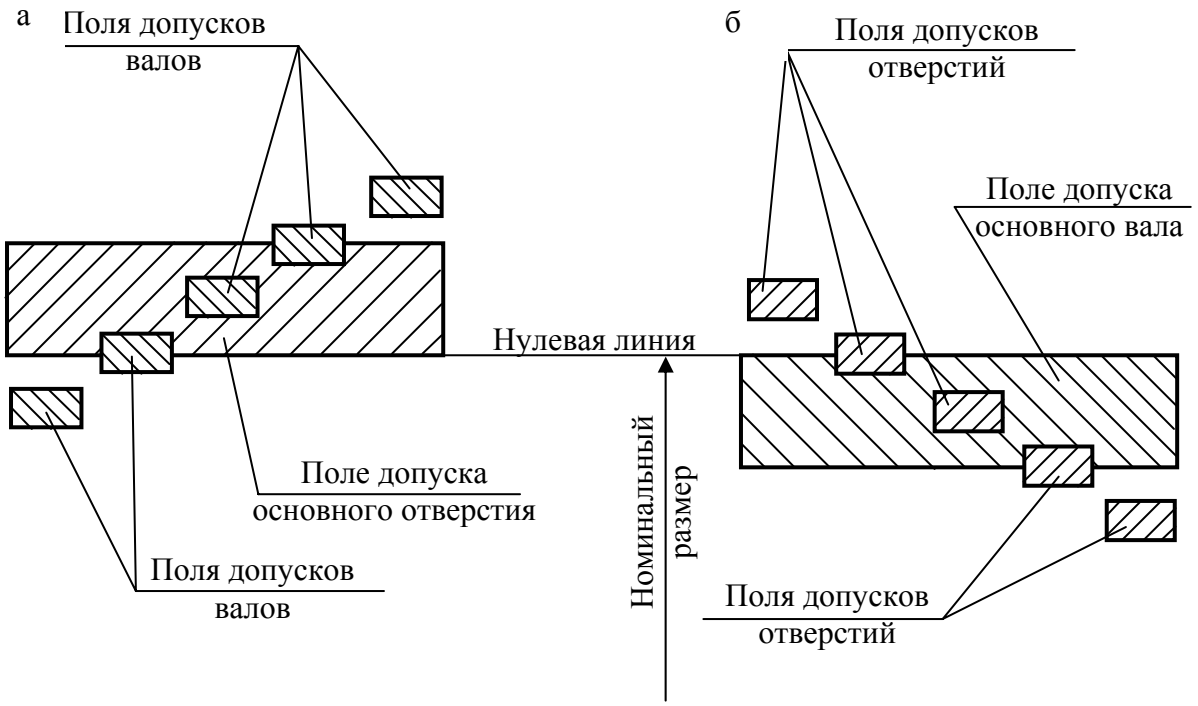


Рисунок 4.5 – Примеры посадок в системе отверстия и в системе вала

Применение системы отверстия предпочтительней.

Посадки в системе вала – посадки, в которых нужные зазоры и натяги получаются сочетанием различных полей допусков отверстий с одним и тем же полем допуска вала (рисунок 4.5, б).

Система вала применяется реже, например, если необходимо получить разные посадки нескольких деталей на одном гладком валу.

Пример: *ø*20 *K*7/*h*6.

Характеристикой расположения поля допуска в ЕСПД является числовое значение основного отклонения – того из двух предельных отклонений размера, которое находится ближе к нулевой линии. Для всех полей допусков, расположенных ниже нулевой линии, основным является верхнее отклонение *es* или *ES* (сокращение французского термина *ecart superieur* – верхнее отклонение); для полей допусков, расположенных выше нулевой линии, основным – нижнее отклонение *ei* или *EI* (сокращение французского термина *ecart inferieur* – нижнее отклонение) – (рисунок 4.6).

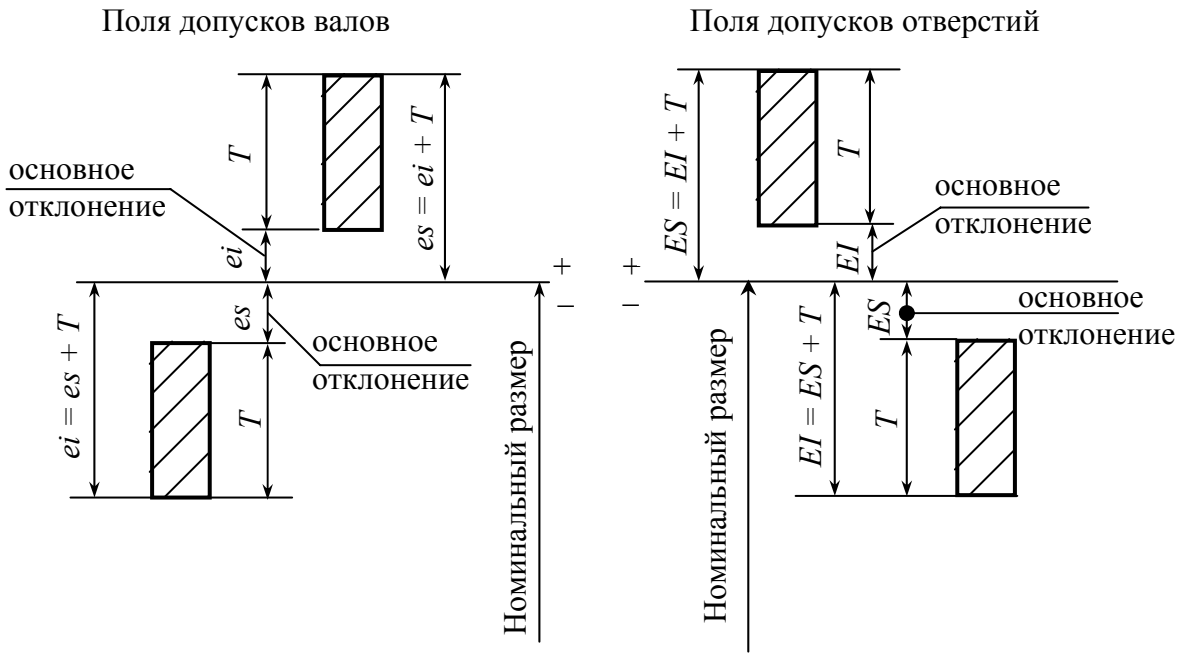


Рисунок 4.6 – Основные отклонения

Для удовлетворения требований в отношении отдельных деталей и их посадок для каждого номинального размера предусмотрены гаммы допусков и основных отклонений, характеризующих положение этих допусков относительно нулевой линии.

Допуск, величина которого зависит от номинального размера, обозначается цифрами (квалитет).

Положение поля допуска относительно нулевой линии, зависящее от номинального размера, обозначается буквой латинского алфавита (или в некоторых случаях двумя буквами) – прописной для отверстий и строчной для валов (рисунок 4.7).

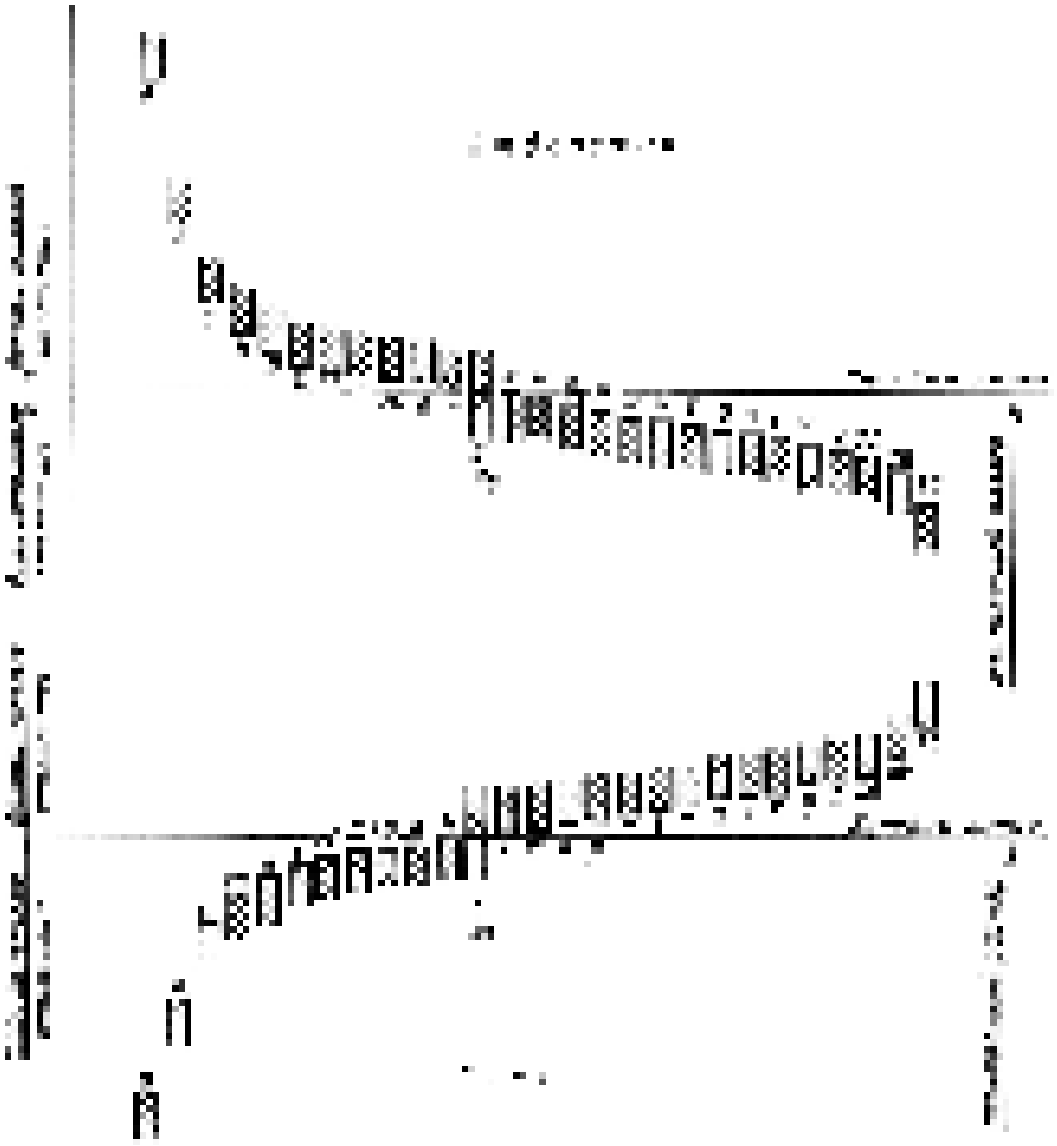


Рисунок 4.7 – Относительные положения полей допусков

Таким образом, размер, для которого указывается поле допуска, обозначается числом, за которым следует условное обозначение, состоящее из буквы (иногда из двух букв) и цифры (или двух цифр).

Примеры: 40 *g*6*,* 40 *H*7, 40 *H*11.

В обозначение посадки входит номинальный размер, общий для обоих соединяемых элементов (отверстия и вала), за которым следуют обозначения полей допусков для каждого элемента, начиная с отверстия. Условное обозначение посадки дается в виде дроби, причем в числителе указывают обозначение поля допуска отверстия, в знаменателе – обозначение поля допуска вала.

Пример: 40 *H*7/*g*6 (или $40\frac{H7}{g6}$).

Таким образом, основные отклонения обозначают:

– для отверстий прописными: *A* ... *ZC*;

– для валов строчными: *a* ... *zc*.

Поле допуска – сочетанием букв основного отклонения и порядкового номера квалитета: *g*6, j_s7, *H*7, *H*11.

5 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ РАБОТЫ

5.1 Выполнение работы начинается с выбора посадки и номинального размера из приложения 1 по варианту, указанному преподавателем.

5.2 Задание 1

Используя таблицы ГОСТ 25347-82 (приложение 2), для заданных посадок определить:

- верхние и нижние предельные отклонения отверстия (*ES*, *EI*);
- верхние и нижние предельные отклонения вала (*es*, *ei*).

Применяя формулы 4.1–4.3, найти:

- наибольшие, наименьшие предельные размеры отверстия (D_{max}, D_{min});
- наибольшие, наименьшие предельные размеры вала (d_{max}, d_{min});

– допуски размеров деталей, входящих в соединение (отверстия T_D и вала T_d).

Пример: 24 *H*8/*f* 7.

Отверстие $24^{+0,033}_{0}$ мм; вал $24^{-0,020}_{-0,041}$ мм.

ES = +0,033 мм, *EI* = 0 мм, *es* = – 0,020 мм, *ei* = – 0,041 мм.

D_{max} = 24,033 мм, D_{min} = 24 мм,

d_{max} = 23, 980 мм, d_{min} = 23,959 мм.

T_D = 0, 033 мм, T_d = 0,021 мм.

5.3 Задание 2

Построить схемы расположения полей допусков деталей, входящих в соединение. Определить, к какой системе относится заданная посадка.

Построение начинается с проведения нулевой линии, которая соответствует номинальному размеру деталей. Выше этой линии откладываются положительные отклонения, ниже – отрицательные. Далее полученные значения соединяются в произвольные прямоугольники (свое поле допуска для отверстия и для вала), заштриховываются и подписываются.

На примере той же посадки 24 *H*8/*f* 7 построим схему расположения полей допусков (рисунок 5.1).

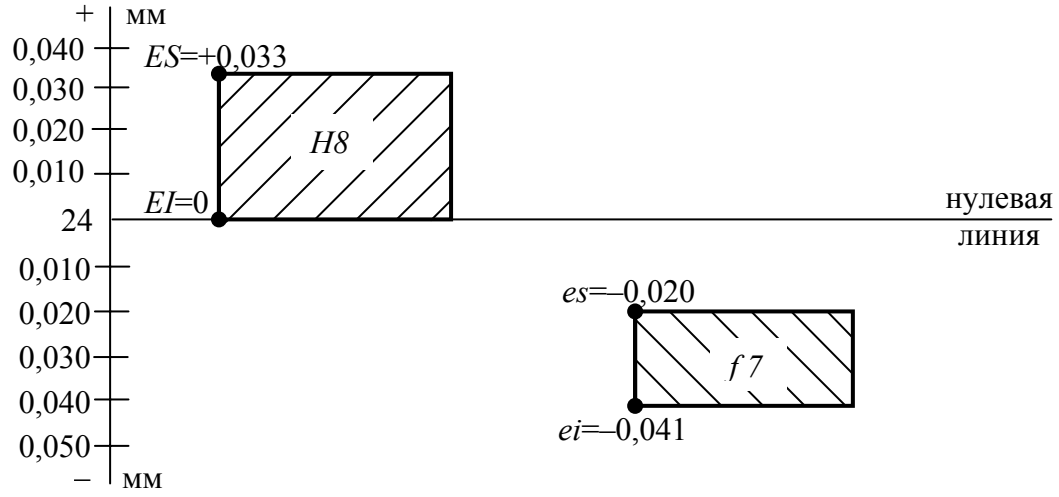


Рисунок 5.1 – Схема расположения полей допусков деталей

Согласно рисунка 4.5 посадка 24 *H*8/*f* 7 относится к системе отверстия.

5.4 Задание 3

Определить тип посадки: с зазором, с натягом или переходная. Найти наибольшие и наименьшие зазоры и (или) натяги, показать их на рисунке.

Если поле допуска отверстия находится над полем допуска вала, то *посадка с зазором.* В этом случае определяются максимальный и минимальный зазоры S_{max}, S_{min} по формуле 4.4.

Если поле допуска отверстия находится под полем допуска вала – *посадка с натягом*. В этом случае определяются максимальный и минимальный натяги N_{max}, N_{min} по формуле 4.5.

Если поля допусков отверстия и вала перекрываются (пересекаются) частично или полностью (рис. 4.4 в), то посадка переходная (возможны и натяг и зазор). В этом случае определяются максимальные значения зазора и натяга S_{max} , N_{max} по тем же формулам.

Продолжим исследовать посадку 24 *H*8/*f*7. Глядя на рисунок 5.1, видим, что поле допуска отверстия *H*8 находится над полем допуска вала *f*7. Следовательно, посадка с зазором. Определим значения зазоров:

$S_{max} = D_{max} - d_{min} = 24,033 - 23,959 = 0,074$ мм,

$S_{min} = D_{min} - d_{max} = 24,000 - 23,980 = 0,020$ мм.

Полученные значения показываем на рисунке 5.2

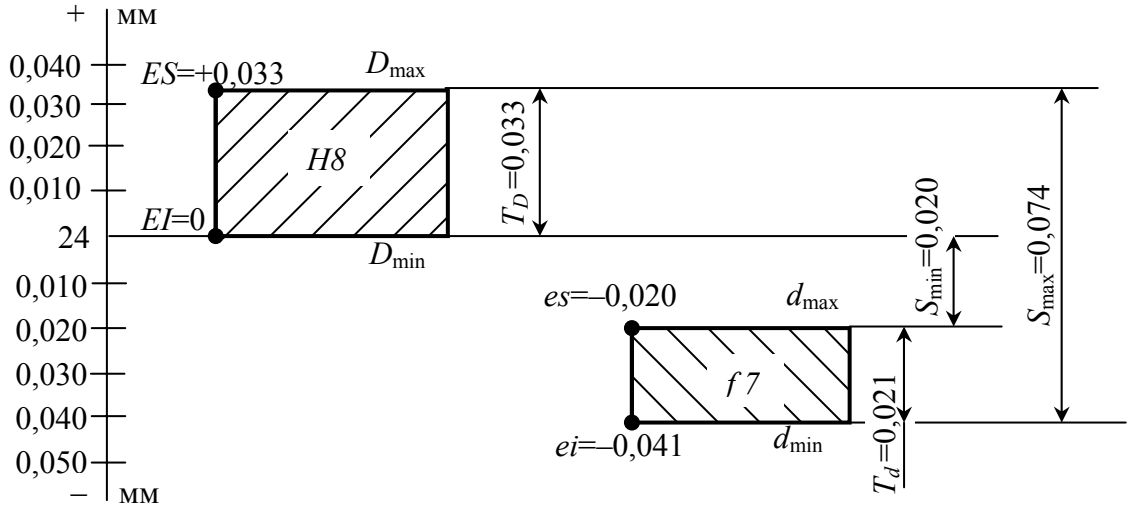


Рисунок 5.2 – Схема посадки 24 *H*8/*f* 7

5.5 Задание 4

Полученные данные занести в таблицу 5.1.

Таблица 5.1

Таблица результатов, мм

Посадка	D_{max}	D_{min}	T_D	d_{max}	d_{min}	T_d	$T_D + T_d$	**Зазоры**		**Натяги**		**Вид посадки**
								S_{max}	S_{min}	N_{max}	N_{min}	

Заполняем таблицу согласно рассматриваемому примеру:

Посадка	D_{max}	D_{min}	T_D	d_{max}	d_{min}	T_d	$T_D + T_d$	**Зазоры**		**Натяги**		**Вид посадки**
								S_{max}	S_{min}	N_{max}	N_{min}	
24*H*8/*f*7	24,033	24,000	0,033	23, 980	23,959	0,021	0,054	0,074	0,020	–	–	Посадка с зазором

6 СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

6.1 Отчет оформляется на 4-х страницах формата А4.

6.2 На стр. 1 помещается титульный лист согласно установленному образцу.

6.3 На стр. 2 располагаются следующие данные:

– цель работы;

– задание на лабораторную работу;

– необходимые приборы и материалы;

– исходные данные (выбранные по варианту посадки);

6.4 На стр. 3 располагаются схемы полей допусков деталей с указанием:

– номинального размера;

– верхних и нижних предельных отклонений;

– допусков на размер;

– максимальных и минимальных зазоров или натягов в зависимости от типа посадки.

6.5 На стр. 4 должны быть:

– табл. 1 с результатами вычисленных величин;

– выводы.

7 КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что такое допуск размера и допуск посадки?

2. Чем характеризуется поле допуска?

3. В каких единицах изображаются допустимые отклонения на чертежах, а в каких – в таблицах полей допусков?

4. Что называется системой отверстия и системой вала? Какая система предпочтительней?

5. Как обозначается посадка?

6. Сколько квалитетов установлено стандартом?

7. Как различаются посадки по характеру соединения (3 вида)?

8. Что называется номинальным, действительным и предельным размерами?

9. Что называется нижним и верхним предельными отклонениями?

10. Что такое зазор и каково его назначение в сопряжении?

11. Что называют натягом и каково его назначение в сопряжениях деталей?

12. Чем характеризуется точность размера?

13. Есть ли связь между точностью размеров и шероховатостью поверхности?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Белкин И. М. Допуски и посадки. – М. : Машиностроение, 1992. – 340 с.

2. Ганевский Г. М., Гольдин И. И. Допуски, посадки и технические измерения в машиностроении. – М. : Высш. шк., 1998. – 288 с.

3. Допуски и посадки: Справочник / под ред. В. Д. Мягкова. Ч.1. – Л. : Машиностроение, 1982. – 544 с.

4. Допуски и посадки: Справочник / под ред. В. Д. Мягкова. Ч. 2 – Л. : Машиностроение, 1982. – 448 с.

5. Якушев А. И., Воронцов Л. Н., Федотов Н. М. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. – М. : Машиностроение, 1986. – 352 с.

Приложение А

Таблица 1

Исходные данные

№ варианта	Посадки			
1	250 *H*7/*e*8	40 *H*6/*n*6	62 *H*7/*s*6	32 *F*7/*h*5
2	315 *H*7/*c*8	24 *H*8/*k*7	50 *H*7/*s*7	48 *N*7/*h*6
3	400 *H*8/*d*8	32 *H*6/*k*5	60 *H*8/*u*8	80 *G*6/*h*5
4	200 *H*7/*e*7	50 *H*8/j_s7	42 *H*6/*s*5	10 *K*6/*h*5
5	105 *H*7/*f*7	8 *H*7/*m*6	40 *H*8/*x*8	24 *K*7/*h*6
6	30 *H*6/*f*7	48 *H*7/*n*7	12 *H*7/*s*6	120 *E*8/*h*7
7	120 *E*8/*h*7	12 *H*6/j_s5	42 *H*7/*t*6	80 *P*7/*h*7
8	60 *H*6/*g*5	8 *H*7/*n*6	32 *H*8/*s*7	120 *H*7/*h*6
9	140 *H*7/*g*6	24 *H*6/j_s5	42 *H*8/*x*8	12 *M*6/*h*5
10	10 *H*5/*g*4	24 *H*6/*k*5	80 *H*8/*s*7	8 J_s7/*h*6
11	42 *H*6/*g*5	5 *H*5/*k*4	50 *H*8/*z*8	80 *F*8/*h*6
12	220 *H*8/*d*9	12 *H*7/*n*6	40 *H*6/*s*5	105 *D*8/*h*6
13	400 *H*8/*e*8	10 *H*5/*n*4	52 *H*6/*s*5	120 *E*8/*h*6
14	120 *H*8/*f*8	48 *H*6/*n*5	62 *H*7/*s*5	8 *P*7/*h*6
15	20 *H*7/*g*6	45 *H*6/*m*5	60 *H*6/*p*5	80 *D*9/*h*9
16	120 *H*8/*f*7	12 *H*6/*k*5	32 *H*7/*u*7	60 *F*8/*h*6
17	315 *H*9/*d*9	48 *H*7/*k*6	32 *H*6/*s*5	10 J_s8/*h*7
18	140 *H*8/*d*8	8 *H*5/*m*4	62 *H*7/*p*5	48 *F*8/*h*7
19	105 *H*9/*n*6	6 *H*5/*m*4	36 *H*7/*u*7	54 *H*8/*h*8
20	80 *H*9/*d*9	16 *H*7/*k*6	48 *H*8/*s*7	12 *H*5/*h*4
21	400 *H*11/*d*11	32 *H*6/j_s5	60 *H*7/*s*6	120 *F*8/*h*6
22	80 *H*8/*h*7	12 *H*5/*m*4	48 *H*7/*p*6	62 *F*7/*h*6
23	82 *H*8/*f*9	40 *H*7/*k*6	120 *H*6/*p*5	12 *K*7/*h*6
24	140 *H*9/*d*9	8 *H*6/j_s5	80 *H*8/*x*8	36 *S*7/*h*6
25	64 *H*8/*h*8	20 *H*7/*n*6	52 *H*8/*s*7	8 *M*6/*h*5
26	36 *H*8/*h*8	12 *H*7/j_s6	50 *H*7/*p*6	52 *P*6/*h*5
27	400 *H*11/*d*11	120 *H*6/*p*5	32 *H*7/*u*7	10 *H*5/*n*4
28	10 *H*5/*n*4	120 *E*8/*h*7	80 *H*9/*d*9	52 *H*6/*s*5
29	8 *H*7/*n*6	48 *H*7/*n*7	62 *F*7/*h*6	105 *D*8/*h*6
30	5 *H*5/*k*4	250 *H*7/*e*8	10 J_s8/*h*7	140 *H*7/*g*6
31	315 *H*9/*d*9	50 *H*8/*z*8	105 *D*8/*h*6	6 *H*5/*m*4
32	32 *H*7/*u*7	6 *H*5/*m*4	120 *E*8/*h*7	80 *H*9/*d*9
33	52 *H*6/*s*5	400 *H*11/*d*11	5 *H*5/*k*4	250 *H*7/*e*8
34	140 *H*7/*g*6	10 J_s8/*h*7	50 *H*8/*z*8	48 *H*7/*n*7
35	62 *F*7/*h*6	8 *H*7/*n*6	315 *H*9/*d*9	120 *H*6/*p*5
36	12 *H*5/*m*4	82 *H*8/*f*9	40 *H*8/*x*8	400 *H*8/*e*8
37	140 *H*8/*d*8	40 *H*7/*k*6	315 *H*9/*d*9	32 *F*7/*h*5
38	40 *H*8/*x*8	250 *H*7/*e*8	50 *H*8/*z*8	12 *H*5/*m*4
39	12 *H*6/*k*5	8 *H*5/*m*4	120 *H*8/*f*7	48 *N*7/*h*6
40	400 *H*9/*e*8	16 *H*5/j_s6	62 *H*7/*s*6	30 *H*7/*h*5
41	450 *H*11/*d*11	52 *H*7/*k*6	32 *H*8/*u*8	42 *H*8/*h*8

Продолжение табл.1

№ варианта	Посадки			
42	250 *H*7/*e*8	24 *H*8/*k*7	22 *H*7/*s*6	10 *K*6/*h*5
43	105 *H*7/*f*7	48 *H*7/*n*6	160 *H*7/*t*6	12 *M*6/*h*5
44	42 *H*7/*h*6	10 *H*5/j_s4	32 *H*6/*s*6	16 *K*8/*h*7
45	80 *H*8/*e*9	32 *H*6/j_s5	48 *H*6/*p*5	24 *K*7/*h*6
46	32 *H*8/*h*9	8 *H*5/*n*4	60 *H*7/*t*6	16 *F*8/*h*6
47	124 *H*12/*h*12	16 *H*6/*m*5	24 *H*8/*x*8	32 *N*6/*h*5
48	42 *H*11/*h*11	*24 H7/k6*	30 *H*7/*p*6	40 *N*8/*h*7
49	64 *H*10/*d*10	*18 H5/m4*	124 *H*7/*s*6	32 *K*7/h6
50	24 *H*9/*h*8	40 *H*6/*k*5	82 *H*7/*s*6	140 *E*8/*h*8
51	72 *H*9/*e*8	12 *H*5/*k*4	42 *H*7/*s*7	64 *T*7/*h*6
52	220 *H*12/*b*12	22 *H*5/*k*4	64 *H*7/*s*7	16 *M*8/*h*7
53	80 *H*10/*h*9	42 *H*5/*k*4	24 *H*7/*p*6	124 *F*7/*h*6
54	105 *H*9/*e*9	22 *H*6/*k*5	84 *H*7/*p*6	8 *M*5/*h*4
55	84 *H*11/*c*11	6 *H*6/*k*5	24 *H*8/*u*8	42 *P*6/*h*5
56	32 *H*9/*h*9	24 *H*8/*n*7	64 *H*6/*s*5	105 *E*9/*h*9
57	124 *H*10/*h*10	12 *H*8/*n*7	48 *H*6/*s*5	60 *F*8/*h*7
58	160 *H*11/*d*11	8 *H*8/*m*7	36 *H*8/*z*8	24 J_s6/*h*5
59	48 *H*9/*e*9	18 *H*8/*m*7	105 *H*8/*z*8	60 *N*7/*h*6
60	64 *H*8/*e*8	24 *H*7/*m*6	96 *H*6/s5	110 *H*11/*h*11
61	105 *H*7/*e*7	60 *H*8/*m*7	16 *H*6/*s*5	48 *H*8/*h*7
62	24 *H*5/*h*4	64 *H*6/j_s5	110 *H*7/*s*7	140 *D*9/*h*8
63	48 *H*5/*h*4	24 *H*6/*n*5	120 *H*8/*u*8	164 *E*8/*h*6
64	10 *H*5/*g*4	60 *H*7/*t*6	140 *H*7/*g*6	24 *K*7/*h*6
65	42 *H*6/*g*5	24 *H*8/*x*8	6 *H*5/*m*4	16 *F*8/*h*6
66	220 *H*8/*d*9	30 *H*7/*p*6	80 *H*9/*d*9	32 *N*6/*h*5
67	400 *H*8/*e*8	124 *H*7/*s*6	250 *H*7/*e*8	40 *N*8/*h*7
68	120 *H*8/*f*8	82 *H*7/*s*6	48 *H*7/*n*7	32 *K*7/*h*6
69	20 *H*7/*g*6	42 *H*7/*s*7	120 *H*6/*p*5	140 *E*8/*h*8
70	20 *H*7/*n*6	80 *H*9/*d*9	160 *H*11/*d*11	32 *F*7/*h*5
71	12 *H*7/j_s6	62 *F*7/*h*6	48 *H*9/*e*9	48 *N*7/*h*6
72	120 *H*6/*p*5	10 J_s8/*h*7	64 *H*8/*e*8	80 *G*6/*h*5
73	120 *E*8/*h*7	105 *D*8/*h*6	105 *H*7/*e*7	10 *K*6/*h*5
74	48 *H*7/*n*7	120 *E*8/*h*7	24 *H*5/*h*4	24 *K*7/*h*6
75	102 *E*8/*h*7	15 *D*8/*h*6	305 *H*7/*e*7	70 *K*6/*h*5
76	23 *H*9/*h*9	94 *H*8/*n*7	364 *H*6/*s*5	105 *E*9/*h*9
77	64 *H*8/*e*8	44 *H*7/*m*6	6 *H*6/*s*5	310 *H*11/*h*11
78	80 *H*10/*h*9	41 *H*5/*k*4	204 *H*7/*p*6	12 *F*7/*h*6
79	204 *H*5/*h*4	14 *H*6/j_s5	90 *H*7/*s*7	140 *D*9/*h*8
80	200 *H*7/*g*6	4 *H*7/*s*7	121 *H*6/*p*5	40 *E*8/*h*8
81	48 *H*6/*g*5	104 *H*8/*x*8	206 *H*5/*m*4	16 *F*8/*h*6
82	280 *H*12/*b*12	2 *H*5/*k*4	64 *H*7/*s*7	116 *M*8/*h*7
83	400 *H*5/*h*4	84 *H*6/*n*5	12 *H*8/*u*8	164 *E*8/*h*6
84	16 *H*11/*d*11	308 *H*8/*m*7	136 *H*8/*z*8	4 J_s6/*h*5

Продолжение табл.1

№ варианта	Посадки			
85	10 *H*5/*g*4	66 *H*7/*t*6	340 *H*7/*g*6	124 *K*7/*h*6
86	408 *H*7/*n*7	125 *E*8/*h*7	4 *H*5/*h*4	84 *K*7/*h*6
87	28 *H*7/*n*6	480 *H*9/*d*9	180 *H*11/*d*11	3 *F*7/*h*5
88	122 *H*8/*d*9	38 *H*7/*p*6	280 *H*9/*d*9	3 *N*6/*h*5
89	201 *H*8/*f*8	88 *H*7/*s*6	148 *H*7/*n*7	32 *K*7/*h*6
90	40 *H*8/*e*8	14 *H*7/*s*6	250 *H*7/*e*8	40 *N*8/*h*7
91	84 *H*11/*c*11	36 *H*6/*k*5	324 *H*8/*u*8	4 *P*6/*h*5
92	21 *H*7/j_s6	262 *F*7/*h*6	348 *H*9/*e*9	8 *N*7/*h*6
93	10 *H*7/*e*7	300 *H*8/*m*7	106 *H*6/*s*5	68 *H*8/*h*7
94	214 *H*10/*h*10	120 *H*8/*n*7	8 *H*6/*s*5	60 *F*8/*h*7
95	48 *H*9/*e*9	180 *H*8/*m*7	15 *H*8/*z*8	360 *N*7/*h*6
96	72 H9/e8	112 *H*5/*k*4	402 *H*7/*s*7	6 *T*7/*h*6
97	15H9/e9	202 *H*6/*k*5	84 *H*7/*p*6	8 *M*5/*h*4
98	12 H6/p5	70 J_s8/*h*7	364 *H*8/*e*8	80 *G*6/*h*5
99	330 H6/f7	56 *H*6/*m*5	12 *H*7/*s*6	120 *E*8/*h*7
100	124 H12/h12	48 *H*7/*n*7	24 *H*8/*x*8	3 *N*6/*h*5

Приложение Б

ЕДИНАЯ СИСТЕМА ДОПУСКОВ И ПОСАДОК

ПОЛЯ ДОПУСКОВ
И РЕКОМЕНДУЕМЫЕ ПОСАДКИ

ГОСТ 25347-82
(СТ СЭВ 144-75)

Квалитеты 4 и 5

Интервал размеров, мм	Поля допусков														
	*g*4	*h*4	j_s4	*k*4	*m*4	*n*4	*g*5	*h*5	j_s5	*k*5	*m*5	*n*5	*p*5	*r*5	*s*5
	Предельные отклонения, мкм														
От 1 до 3	-2 -5	0 -3	+1,5 -1,5	+3 0	+5 +2	+7 +4	-2 -6	0 -4	+2,0 -2,0	+4 0	+6 + 2	+8 +4	+10 + 6	+14 +10	+18 +14
Свыше 3 до 6	-4 -8	0 -4	+2,0 -2,0	+5 + 1	+8 +4	+12 + 8	-4 -9	0 -5	+2,5 -2,5	+6 +1	+9 +4	+13 +8	+17 +12	+ 20 +15	+24 +19
Свыше 6 до 10	-5 -9	0 -4	+2,0 -2,0	+5 +1	+10 +6	+14 +10	-5 -11	0 -6	+3,0 -3,0	+ 7 + 1	+12 + 6	+16 +10	+21 +15	+25 +19	+ 29 +23
Свыше 10 до 14	-6 -11	0 -5	+2,5 -2,5	+6 +1	+12 + 7	+17 +11	-6 -14	0 -8	+4,0 -4,0	+9 +1	+15 +7	+20 +12	+26 +18	+31 +23	+36 +28
Свыше 14 до 18															
Свыше 18 до 24	-7 -13	0 -6	+3,0 -3,0	+8 +2	+14 + 8	+21 +15	-7 -16	0 -9	+4,5 -4,5	+11 +2	+17 + 8	+24 +15	+31 +22	+37 +18	+44 +35
Свыше 24 до 30															
Свыше 30 до 40	-9 -16	0 -7	+3,5 -3,5	+9 +2	+16 +9	+24 +17	-9 -20	0 -11	+5,5 -5,5	+13 +2	+20 +9	+28 +17	+37 +26	+45 +34	+54 +43
Свыше 40 до 50															
Свыше 50 до 65	-10 -18	0 -8	+4,0 -4,0	+10 +2	+19 +11	+ 28 + 20	-10 -23	0 -13	+6,5 -6,5	+15 +2	+24 +11	+33 +20	+45 +32	+ 54 +41	+ 66 +53
Свыше 65 до 80														+56 +43	+72 +59
Свыше 80 до 100	-12 -22	0 -10	+5,0 -5,0	+13 +3	+23 + 13	+33 +23	-12 -27	0 -15	+7,5 -7,5	+18 + 3	+28 +13	+38 +23	+52 +37	+ 66 +51	+86 +71
Свыше 100 до 120														+ 69 +54	+94 +79
Свыше 120 до 140	-14 -26	0 -12	+6,0 -6,0	+15 +3	+17 +15	+39 +27	-14 -32	0 -18	+9,0 -9,0	+21 +3	+33 +15	+45 +27	+61 +43	+ 81 +63	+110 +92
Свыше 140 до 160														+83 +65	+118 +100
Свыше 160 до 180														+86 +68	+126 +108
Свыше 180 до 200	-15 -29	0 -14	+7,0 -7,0	+18 +4	+31 +17	+45 +31	-15 -35	0 -20	+10,0 -10,0	+24 +4	+37 +17	+51 +31	+70 +50	+97 +77	+142 +122
Свыше 200 до 225														+100 +80	+150 +130
Свыше 225 до 250														+104 +84	+160 +140
Свыше 250 до 280	-17 -33	0 -16	+8.0 -8,0	+20 +4	+36 +20	+50 +34	-17 -40	0 -23	+11,5 -11,5	+27 +4	+43 +20	+57 +34	+79 +56	+117 +94	+181 +158
Свыше 280 до 315														+121 +98	+193 +170
Свыше 315 до 355	-18 -36	0 -18	+9,0 -9,0	+22 +4	+39 +11	+55 +37	-18 -43	0 -25	+12,5 -12,5	+29 +4	+46 +21	+62 +37	+87 +62	+133 +108	+215 +190
Свыше 355 до 400														+139 +114	+233 +208
Свыше 400 до 450	-20 -40	0 -20	+10, 0 -10,0	+25 + 5	+43 +23	+60 +40	-20 -47	0 -27	+13,5 -13,5	+32 +5	+50 +23	+67 +40	+95 +68	+153 +126	+259 +232
Свыше 450 до 500														+159 +132	+279 +252

Квалитет 6

Интервал размеров, мм	Поля допусков										
	*f*6	*g*6	*h*6	j_s6	*k*6	*m*6	*n*6	*p*6	*r*6	*s*6	*t*6
	Предельные отклонения, мкм										
От 1 до 3	-6 -12	-2 -8	0 -6	+3,0 -3,0	+6 0	+8 +1	+10 +4	+12 +6	+16 +10	+20 +14	-
Свыше 3 до 6	-10 -18	-4 -12	0 -8	+4,0 -4,0	+9 +1	+12 +4	+16 +8	+10 +12	+23 +15	+27 +19	-
Свыше 6 до 10	-13 -22	-5 -14	0 -9	+4,5 -4,5	+10 +1	+15 +6	+19 +10	+24 +15	+28 +19	+32 +23	-
Свыше 10 до 14	-16 -27	-6 -17	0 -11	+5,5 -5,5	+12 +1	+18 + 7	+23 +12	+29 +18	+34 +23	+39 +28	-
Свыше 14 до 18											
Свыше 18 до 24	-20 -33	-7 -20	0 -13	+6,5 -6,5	+15 +2	+21 +8	+ 28 + 15	+ 35 + 22	+41 +28	+48 +35	-
Свыше 24 до 30											+54 + 41
Свыше 30 до 40	-25 -41	-9 -25	0 -16	+8,0 -8,0	+18 +1	+25 +9	+33 +17	+42 +26	+50 +34	+59 +43	+ 64 + 48
Свыше 40 до 50											+ 70 +54
Свыше 50 до 65	-30 -49	-10 -29	0 -19	+ 9,5 -9,5	+21 +1	+30 +11	+39 +20	+51 +32	+60 +41	+72 +53	+85 +66
Свыше 65 до 80									+62 +43	+78 +59	+94 +75
Свыше 80 до 100	-36 -56	-12 -34	0 -22	+11,0 -11,0	+25 +3	+35 +13	+45 +23	+59 +37	+73 +51	+93 +71	+113 +91
Свыше 100 до 120									+76 +54	+101 +79	+126 +104
Свыше 120 до 140	-43 -68	-14 -39	0 -25	+12,5 -12,5	+28 +3	+40 +15	+52 +27	+68 +43	+88 +63	+117 +92	+147 +122
Свыше 140 до 160									+ 90 + 65	+125 +100	+159 +154
Свыше 160 до 180									+93 +68	+133 +108	+171 +146
Свыше 180 до 200	-50 -79	-15 -44	0 -29	+14,5 -14,5	+33 +4	+46 +17	+60 +31	+79 +50	+106 +77	+151 +122	+195 +166
Свыше 200 до 225									+109 +80	+159 +130	+209 +180
Свыше 225 до 250									+113 +84	+169 +140	+226 +196
Свыше 250 до 280	-56 -88	-17 -49	0 -32	+16,0 -16,0	+36 +4	+52 +20	+66 +34	+88 +56	+126 +94	+190 +158	+250 +218
Свыше 280 до 315									+130 +98	+202 +170	+272 +240
Свыше 315 до 355	-62 -98	-18 -54	0 -36	+18,0 -18,0	+40 +4	+57 +21	+73 +57	+98 +62	+144 +108	+226 +190	+304 +268
Свыше 355 до 400									+150 +114	+244 +208	+330 +294
Свыше 400 до 450	-68 -108	-20 -60	0 -40	+20,0 -20,0	+45 +5	+63 +23	+80 +40	+108 +68	+166 +126	+272 +232	+370 +330
Свыше 450 до 500									+172 +132	+292 +252	+400 +360

Квалитет 7

Интервал размеров, мм	Поля допусков								
	*e*7	*f*7	*h*7	j_s7	*k*7	*m*7	*n*7	*s*7	*u*7
	Предельные отклонения, мкм								
От 1 до 3	-14 -24	-6 -16	0 -10	+5 -5	+10 0	-	+14 +4	+24 +14	+28 +18
Свыше 3 до 6	-20 -32	-12 -22	0 -12	+6 -6	+13 +1	+16 +4	+20 +8	+31 +19	+35 +23
Свыше 6 до 10	-25 -40	-13 -28	0 -15	+7 -7	+16 +1	+21 +6	+25 +10	+38 23	+43 +28
Свыше 10 до 14	-32 -50	-16 -34	0 -18	+9 -9	+19 +1	+25 +7	+30 +12	+45 +28	+51 +33
Свыше 14 до 18									
Свыше 18 до 24	-40 -61	-20 -41	0 -21	+10 -10	+23 +2	+29 +8	+36 +15	+56 +35	+62 +41
Свыше 24 до 30									+69 +48
Свыше 30 до 40	-50 -75	-25 -50	0 -25	+12 -12	+27 +2	+34 +9	+42 +17	+68 +43	+85 +60
Свыше 40 до 50									+95 +70
Свыше 50 до 65	-60 -90	-30 -60	0 -30	+15 -15	+32 +2	+41 +11	+50 +20	+83 +53	+117 +87
Свыше 65 до 80								+89 +59	+132 +102
Свыше 80 до 100	-72 -107	-36 -71	0 -35	+17 -17	+38 +3	+48 +13	+58 +23	+106 +71	+159 +124
Свыше 100 до 120								+114 +79	+179 +144
Свыше 120 до 140	-85 -125	-43 -83	0 -40	+20 -20	+43 +3	+55 +15	+67 +27	+132 +92	+210 +170
Свыше 140 до 160								+140 +100	+230 +190
Свыше 160 до 180								+148 +108	+250 +210
Свыше 180 до 200	-100 -145	-50 -96	0 -46	+23 -23	+50 +4	+63 +17	+77 +31	+168 +122	+282 +236
Свыше 200 до 225								+176 +130	+304 +259
Свыше 225 до 250								+186 +140	+330 +284
Свыше 250 до 280	-110 -162	-56 -108	0 -52	+26 -26	+56 +4	+72 +20	+86 +34	+210 +158	+367 +315
Свыше 280 до 315								+222 +170	+402 +350
Свыше 315 до 355	-125 -182	-62 -119	0 -57	+28 -28	+61 +4	+78 +21	+94 +37	+247 +190	+447 +390
Свыше 355 до 400								+265 +208	+492 +435
Свыше 400 до 450	-135 -198	-68 -131	0 -63	+31 -31	+68 +5	+86 +23	+103 +40	+295 +232	+553 +490
Свыше 450 до 500								+315 +252	+603 +540

Квалитеты 8 и 9

Интервал размеров, мм	Поля допусков													
	*c*8	*d*8	*e*8	*f*8	*h*8	j_s8*	*u*8	*x*8	*z*8	*d*9	*e*9	*f*9	*h*9	j_s9*
	Предельные отклонения, мкм													
От 1 до 3	-60 -74	-20 -34	-14 -28	-6 -20	0 -14	+7 - 7	+32 +18	+34 + 20	+ 40 +25	-20 -45	-14 -39	-6 -31	0 --25	+ 12 -12
Свыше 3 до 6	-70 -88	-30 -48	-20 -38	-10 -28	0 -18	+9 -9	+41 +23	+46 +28	+53 -35	-30 -60	-20 -50	-10 -40	0 -30	+15 -15
Свыше 6 до 10	-80 -102	-40 -62	-25 -47	-13 -35	0 -22	+11 -11	+ 50 +28	+56 +34	+64 + 42	-40 -76	-25 -61	-13 -49	0 -36	+18 -18
Свыше 10 до 14	-95	-50	-32	-16	0	+13	+ 60	+ 67 +40	+ 77 +50	-50	-32	-16	0	+21
Свыше 14 до 18	-122	-77	-59	-43	-27	-13	+ 33	+72 +45	+87 +60	-93	-75	-59	-43	-21
Свыше 18 до 24	-110	-65	-40	-20	0	+16	+74 +41	+87 + 54	+106 +73	-65	-40	-20	0	+26
Свыше 24 до 30	-143	-93	-73	-53	-33	-16	+81 +48	+97 +64	+121 +88	-117	-92	-72	-52	-26
Свыше 30 до 40	-120 -159	-80	-50	-25	0	+19	+99 +60	+119 +80	+151 +112	-80	-50	-25	0	+31
Свыше 40 до 50	-130 -169	-119	-89	-64	-39	-19	+109 +70	+136 +97	+175 +136	-142	-112	-87	-62	-31
Свыше 50 до 65	-140 -186	-100	-60	-30	0	+23	+133 +87	+168 +122	+218 +172	+100	-60	-30	0	+37
Свыше 65 до 80	-150 -196	-146	-106	-76	-46	-23	+148 +102	+192 +146	+256 +210	-174	-134	-104	-74	-37
Свыше 80 до 100	-170 -224	-120	-72	-36	0	+27	+178 +124	+232 +178	+312 +258	-120	-72	-36	0	+43
Свыше 100 до 120	-180 -234	-174	-126	-90	-54	-27	+198 +144	+264 +210	+354 +310	-207	-159	-123	-87	-43
Свыше 120 до 140	-200 -283						+233 +170	+311 +248	+428 +355					
Свыше 140 до 160	-210 -273	-145 -208	-85 -148	-43 -105	0 -63	+31 -31	+253 +190	+343 +280	+478 +415	-145 -245	-85 -185	-43 -143	0 -100	+50 - 50
Свыше 160 до 180	-230 -293						+273 +210	+373 +310	+528 +465					
Свыше 180 до 200	-240 -312						+308 +236	+422 +350	+592 +520					
Свыше 200 до 225	-260 -332	-170 -242	-100 -172	-50 -122	0 -72	+36 -36	+330 +258	+457 +385	+647 +575	-170 -285	-100 -215	-50 -165	0 -115	+57 -57
Свыше 225 до 250	-280 -352						+356 +284	+497 +425	+712 +640					
Свыше 250 до 280	-300 -381						+396 +315	+556 +475	+791 +710					
Свыше 280 до 315	-330 -411	-190 -271	-110 -191	-56 -137	0 -81	+40 -40	+431 +350	+606 +525	+871 +790	-190 -320	-110 -240	-56 -186	0 -130	+65 -65
Свыше 315 до 355	-360 -499						+479 +390	+ 679 +590	+989 +900					
Свыше 355 до 400	-400 -489	-210 -299	-125 -214	-62 -151	0 -89	+44 -44	+524 +435	+749 +660	+1089 +1000	-210 -350	-125 -265	-62 -202	0 -140	+70 -70
Свыше 400 до 450	-440 -537						+587 +490	+837 +740	+1197 +1100					
Свыше 450 до 500	-480 -577	-230 -327	-135 -232	-68 -165	0 -97	+48 -48	+637 +540	+917 +820	+1347 +1250	-230 -385	-135 -290	-68 -223	0 -155	+77 -77

Квалитеты от 10 до 12

Интервал размеров, мм	Поля допусков											
	*d*10	*h*10	j_s10*	*a*11	*b*11	*c*11	*d*11	*h*11	j_s11*	*b*12	*h*12	j_s12*
	Предельные отклонения, мкм											
От 1 до 3	-20 -60	0 -40	+20 -20	-270 -330	-140 -200	- 60 -120	-20 -80	0 -60	+30 -30	-140 -240	0 -100	+50 -50
Свыше 3 до 6	-30 -78	0 -48	+24 -24	-270 -345	-140 -215	- 70 -145	-30 -105	0 -75	+37 -37	-140 -260	0 -120	+60 -60
Свыше 6 до 10	-40 -98	0 -58	+29 -29	-280 -370	-150 -240	-80 -170	-40 -130	0 -90	+45 -45	-150 -300	0 -150	+75 -75
Свыше 10 до 14	-50 -120	0 -70	+35 -35	-290 -400	-150 -260	-95 -205	-50 -160	0 -110	+55 -55	-150 -330	0 -180	+90 -90
Свыше 14 до 18												
Свыше 18 до 24	-65 -149	0 -84	+42 -42	-300 -430	-160 -290	-110 -240	-65 -195	0 -130	+65 -65	-160 -370	0 -210	+105 -105
Свыше 24 до 30												
Свыше 30 до 40	-80 -180	0 -100	+50 -50	-310 -470	-170 -330	-120 -280	-80 -240	0 -160	+80 -80	-170 -420	0 -250	+125 -125
Свыше 40 до 50				-320 -480	-180 -340	-130 -290				-180 -430		
Свыше 50 до 65	-100 -220	0 -120	+60 -60	-340 -530	-190 -380	-140 -330	-100 -290	0 -190	+95 -95	-190 -490	0 -300	+150 -150
Свыше 65 до 80				-360 -550	-200 -390	-150 -340				-200 -500		
Свыше 80 до 100	-120 -260	0 -140	+70 -70	-380 -600	-220 -440	-170 -390	-120 -340	0 -220	+110 -110	-220 -570	0 -350	+175 -175
Свыше 100 до 120				-410 -630	-240 -460	-180 -400				-240 -590		
Свыше 120 до 140	-145 -305	0 -160	+80 -80	-460 -710	-260 -510	-200 -450	-145 -395	0 -250	+125 -125	-260 -660	0 -400	+200 -200
Свыше 140 до 160				-520 -770	-280 -530	-210 -460				-280 -680		
Свыше 160 до 180				-580 -830	-310 -560	-230 -480				-310 -710		
Свыше 180 до 200	-170 -355	0 -185	+ 92 -92	-660 -950	-340 -630	-240 -530	-170 -460	0 -290	+145 -145	-340 -800	0 -460	+230 -230
Свыше 200 до 225				-740 -1030	-380 -670	-260 -550				-380 -840		
Свыше 225 до 250				-820 -1110	-420 -710	-280 -570				-420 -880		
Свыше 250 до 280	-190 -400	0 -210	+105 -105	-920 -1240	-480 -800	-300 -620	-190 -510	0 -320	+160 -160	-480 -1000	0 -520	+260 -260
Свыше 280 до 315				-1050 -1370	-540 -860	-330 -650				-540 -1060		
Свыше 315 до 355	-210 -440	0 -230	+115 -115	-1200 -1560	-600 -960	-360 -720	-210 -570	0 -360	+180 -180	-600 -1170	0 -570	+285 -285
Свыше 355 до 400				-1350 -1710	-680 -1040	-400 -760				-680 -1250		
Свыше 400 до 450	-230 -480	0 -250	+125 -125	-1500 -1900	-760 -1160	-440 -840	-230 -630	0 -400	+200 -200	-760 -1390	0 -630	+315 -315
Свыше 450 до 500				-1650 -2050	-840 -1240	-480 -880				-840 -1470		

Квалитеты от 13 до 17

Интервал размеров, мм	Поля допусков									
	*h*13*	j_s13*	*h*14*	j_s14*	*h*15*	j_s15*	*h*16*	j_s16*	*h*17*	j_s17*
	Предельные отклонения, мкм									
От 1 до 3	0 -140	+70 -70	0 -250	+125 -125	0 -400	+200 -200	0 -600	+300 -300	0 -1000	+500 -500
Свыше 3 до 6	0 -180	+90 -90	0 -300	+150 -150	0 -480	+240 -240	0 -750	+375 -375	0 -1200	+600 -600
Свыше 6 до 10	0 -220	+110 -110	0 -360	+180 -180	0 -580	+290 -290	0 -900	+450 -450	0 -1500	+750 -750
Свыше 10 до 14	0 -270	+135 -135	0 -430	+215 -215	0 -700	+350 -350	0 -1100	+550 -550	0 -1800	+900 -900
Свыше 14 до 18										
Свыше 18 до 24	0 -330	+165 -166	0 -520	+260 -260	0 -840	+420 -420	0 -1300	+650 -650	0 -2100	+1050 -1050
Свыше 24 до 30										
Свыше 30 до 40	0 -390	+195 -195	0 -620	+310 -310	0 -1000	+500 -500	0 -1600	+800 -800	0 -2500	+1250 -1250
Свыше 40 до 50										
Свыше 50 до 65	0 -460	+230 -230	0 -740	+370 -370	0 -1200	+600 -600	0 -1900	+950 -950	0 -3000	+1500 -1500
Свыше 65 до 80										
Свыше 80 до 100	0 -540	+270 -270	0 -870	+435 -435	0 -1400	+700 -700	0 -2200	+1100 -1100	0 -3500	+1750 -1750
Свыше 100 до 120										
Свыше 120 до 140	0 -630	+315 -315	0 -1000	+500 -500	0 -1600	+800 -800	0 -2500	+1250 -1250	0 -4000	+2000 -2000
Свыше 140 до 160										
Свыше 160 до 180										
Свыше 180 до 200	0 -720	+360 -360	0 -1150	+575 -575	0 -1850	+925 -925	0 -2900	+1450 -1450	0 -4600	+2300 -2300
Свыше 200 до 225										
Свыше 225 до 250										
Свыше 250 до 280	0 -810	+405 -405	0 -1300	+650 -650	0 -2100	+1050 -1050	0 -3200	+1600 -1600	0 -5200	+2600 -2600
Свыше 280 до 315										
Свыше 315 до 355	0 -890	+445 -445	0 -1400	+700 -700	0 -2300	+1150 -1150	0 -3600	+1800 -1800	0 -5700	+2850 -2850
Свыше 355 до 400										
Свыше 400 до 450	0 -970	+485 -485	0 -1550	+775 -776	0 -2500	+1250 -1250	0 -4000	+2000 -2000	0 -6300	+3150 -3150
Свыше 450 до 500										

Квалитеты 5 и 6

Интервал размеров, мм	Поля допусков												
	*G*5	*H*5	J_s5	*K*5	*M*5	*N*5	*G*6	*H*6	J_s6	*K*6	*M*6	*N*6	*P*6
	Предельные отклонения, мкм												
От 1 до 3	+6 +2	+4 0	+2,0 -2,0	0 -4	-2 -6	-4 -8	+8 +2	+6 0	+3,0 -3,0	0 -5	-2 -8	-4 -10	-6 -12
Свыше 3 до 6	+9 +4	+5 0	+2,5 -2,5	0 -5	-3 -8	- 7 -12	+12 +4	+8 0	+4,0 -4,0	+2 -6	- 1 - 9	- 5 -13	- 9 -17
Свыше 6 до 10	+11 +5	+6 0	+3,0 -3,0	+1 -5	-4 -10	-8 -14	+14 +5	+9 0	+4,5 -4,5	+2 - 7	-3 -12	- 7 -16	-12 -21
Свыше 10 до 14	+14 +6	+8 0	+4,0 -4,0	+2 -6	-4 -12	-9 -17	+17 +6	+11 0	+ 5,5 -5,5	+2 - 9	-4 -15	- 9 -20	-15 -26
Свыше 14 до 18													
Свыше 18 до 24	+16 +7	+9 0	+4,5 -4,5	+1 -8	-5 -14	-12 -21	+20 +7	+13 0	+6,5 -6,5	+2 -11	-4 -17	-11 -24	-18 -31
Свыше 24 до 30													
Свыше 30 до 40	+20 +9	+11 0	+5,5 -5,5	+2 -9	-5 -16	-13 -24	+25 +9	+16 0	+8,0 -8,0	+3 -13	-4 -20	-12 -28	-21 -37
Свыше 40 до 50													
Свыше 50 до 65	+23 +10	+13 0	+6,5 -6,5	+3 -10	-6 -19	-15 -28	+29 +10	+19 0	+9,5 -9,5	+4 -15	-5 -24	-14 -33	-26 -45
Свыше 65 до 80													
Свыше 80 до 100	+27 +12	+15 0	+7,5 -7,5	+2 -13	-8 -23	-18 -33	+34 +12	+22 0	+11,0 -11,0	+4 -18	-6 -28	-16 -38	-30 -52
Свыше 100 до 120													
Свыше 120 до 140	+32 +14	+18 0	+9,0 -9,0	+3 -15	-9 -27	-21 -39	+39 +14	+25 0	+12,5 -12,5	+4 -21	-8 -33	-20 -45	-36 -61
Свыше 140 до 160													
Свыше 160 до 180													
Свыше 180 до 200	+35 +15	+20 0	+10,0 -10,0	+2 -18	-11 -31	-25 -45	+44 +15	+29 0	+14,5 -14,5	+5 -24	-8 -37	-22 -51	-41 -70
Свыше 200 до 225													
Свыше 225 до 250													
Свыше 250 до 280	+40 +17	+23 0	+11,5 -11,5	+3 -20	-13 -36	-27 -50	+49 +17	+32 0	+16,0 -16,0	+5 -27	-9 -41	-25 -57	-47 -79
Свыше 280 до 315													
Свыше 315 до 355	+43 +18	+25 0	+12,5 -12.5	+3 -22	-14 -39	-30 -55	+54 +18	+36 0	+18,0 -18,0	+7 -29	-10 -46	-26 -62	-51 -87
Свыше 355 до 400													
Свыше 400 до 450	+47 +20	+27 0	+13,5 -13,5	+2 -25	-16 -43	-33 -60	+60 +20	+40 0	+20,0 - 20,0	+8 -32	-10 -50	-27 -67	-55 -95
Свыше 450 до 500													

Квалитет 7

Интервал размеров, мм	Поля допусков										
	*F*7	*G*7	*H*7	J_s7	*K*7	*M*7	*N*7	*P*7	*R*7	*S*7	*T*7
	Предельные отклонения, мкм										
От 1 до 3	+16 +6	+12 +2	+10 0	+5 -5	0 -10	-2 -12	-4 -14	-6 -16	-10 -20	-14 -24	-
Свыше 3 до 6	+22 +10	+16 +4	+12 0	+6 -6	+3 -9	0 -12	-4 -16	-8 -20	-11 -23	-15 -27	-
Свыше 6 до 10	+28 +13	+20 +5	+15 0	+7 -7	+5 -10	0 -15	-4 -19	-9 -24	-13 -28	-17 -32	-
Свыше 10 до 14	+34 +16	+24 +6	+18 0	+9 -9	+6 -12	0 -18	-5 -23	-11 -29	-16 -34	-21 -39	-
Свыше 14 до 18											
Свыше 18 до 24	+41 +20	+28 +7	+21 0	+10 -10	+6 -15	0 -21	-7 -28	-14 -35	-20 -41	-27 -48	-
Свыше 24 до 30											-33 -54
Свыше 30 до 40	+50 +25	+34 +9	+25 0	+12 -12	+7 -18	0 -25	-8 -33	-17 -42	-25 -50	-34 -59	-39 -64
Свыше 40 до 50											-45 -70
Свыше 50 до 65	+60 +30	+40 +10	+30 0	+15 -15	+9 -21	0 -30	-9 -39	-21 -51	-30 -60	-42 -72	-55 -85
Свыше 65 до 80									-32 -62	-48 -78	-64 -94
Свыше 80 до 100	+71 +36	+47 +12	+35 0	+17 -17	+10 -25	0 -35	-10 -45	-24 -59	-38 -73	-58 -93	-78 -113
Свыше 100 до 120									-41 -76	-66 -101	-91 -126
Свыше 120 до 140	+83 +43	+54 +14	+40 0	+20 -20	+12 -28	0 -40	-12 -52	-28 -68	-48 -88	-77 -117	-107 -147
Свыше 140 до 160									-50 -90	-85 -125	-119 -159
Свыше 160 до 180									-53 -93	-93 -133	-131 -171
Свыше 180 до 200	+96 +50	+61 +15	+46 0	+23 -23	+13 -33	0 -46	-14 -60	-33 -79	-60 -106	-105 -151	-149 -195
Свыше 200 до 225									-63 -109	-113 -159	-163 -209
Свыше 225 до 250									-67 -113	-123 -169	-179 -225
Свыше 250 до 280	+108 +56	+69 +17	+52 0	+26 -26	+16 -36	0 -52	-14 -66	-36 -88	-74 -126	-138 -190	-198 -250
Свыше 280 до 315									-78 -130	-150 -202	-220 -272
Свыше 315 до 355	+119 +62	+75 +18	+57 0	+28 -28	+17 -40	0 -57	-16 -73	-41 -98	-87 -144	-169 -226	-247 -304
Свыше 355 до 400									-93 -150	-187 -244	-273 -330
Свыше 400 до 450	+131 +68	+83 +20	+63 0	+31 -31	+18 -45	0 -63	-17 -80	-45 -108	-103 -166	-209 -272	-307 -370
Свыше 450 до 500									-109 -172	-229 -292	-337 -400

Квалитеты 8 и 9

Интервал размеров, мм	Поля допусков													
	*D*8	*E*8	*F*8	*H*8	J_s8	*K*8	*M*8	*N*8	*U*8	*D*9	*E*9	*F*9	*H*9	J_s9*
	Предельные отклонения, мкм													
От 1 до 3	+34 +20	+28 +14	+20 +6	+14 0	+7 -7	0 -14	-	-4 -18	-18 -32	+45 +20	+39 +14	+31 +6	+25 0	+12 -12
Свыше 3 до 6	+48 +30	+38 +20	+28 +10	+18 0	+9 -9	+5 -13	+2 -16	-2 -20	-23 -41	+60 +30	+50 +20	+40 +10	+30 0	+15 -15
Свыше 6 до 10	+62 +40	+47 +25	+35 +13	+22 0	+11 -11	+6 -16	+1 -21	-3 -25	-28 -50	+76 +40	+61 +25	+49 +13	+36 0	+18 -18
Свыше 10 до 14	+77 +50	+59 +32	+43 +16	+27 0	+13 -13	+8 -19	+2 -25	-3 -30	-33 -60	+93 +50	+75 +32	+59 +16	+43 0	+21 -21
Свыше 14 до 18														
Свыше 18 до 24	+98 +65	+73 +40	+53 +20	+33 0	+16 -16	+10 -23	+4 -29	-3 -36	-41 -74	+117 +65	+92 +40	+72 +20	+52 0	+26 -26
Свыше 24 до 30									-48 -81					
Свыше 30 до 40	+119 +80	+89 +50	+54 +25	+39 0	+19 -19	+12 -27	+5 -34	-3 -42	-60 -99	+142 +80	+112 +50	+87 +25	+62 0	+31 -31
Свыше 40 до 50									-70 -109					
Свыше 50 до 65	+146 +100	+106 +60	+76 +30	+46 0	+23 -23	+14 -32	+5 -41	-4 -50	-87 -133	+174 +100	+134 +60	+104 +30	+74 0	+37 -37
Свыше 65 до 80									-102 -148					
Свыше 80 до 100	+174 +120	+126 +72	+90 +36	+54 0	+27 -27	+16 -38	+6 -48	-4 -58	-124 -178	+207 +120	+159 +72	+126 +36	+87 0	+43 -43
Свыше 100 до 120									-144 -198					
Свыше 120 до 140	+208 +145	+148 +85	+106 +43	+63 0	+31 -31	+20 -43	+8 -55	-4 -67	-170 -233	+245 +145	+185 +85	+143 +43	+100 0	+50 -50
Свыше 140 до 160									-190 -253					
Свыше 160 до 180									-210 -273					
Свыше 180 до 200	+242 +170	+172 +100	+122 +50	+72 0	+36 -36	+22 -50	+9 -63	-5 -77	-236 -308	+285 +170	+215 +100	+165 +50	+115 0	+57 -57
Свыше 200 до 225									-258 -330					
Свыше 225 до 250									-284 -356					
Свыше 250 до 280	+271 +190	+191 +110	+137 +56	+81 0	+40 -40	+25 -56	+9 -72	-5 -86	-315 -396	+320 +190	+240 +110	+186 +56	+130 0	+65 -65
Свыше 280 до 315									-350 -431					
Свыше 315 до 355	+299 +210	+214 +125	+151 +62	+89 0	+44 -44	+28 -61	+11 -78	-5 -94	-390 -479	+350 +210	+265 +125	+202 +62	+140 0	+70 -70
Свыше 355 до 400									435 -524					
Свыше 400 до 450	+327 +230	+232 +135	+165 +68	+97 0	+48 -48	+29 -68	+11 -86	-6 -103	-490 -587	+385 +230	+290 +135	+223 +68	+155 0	+77 -77
Свыше 450 до 500									-540 -637					

Квалитеты от 10 до 12

Интервал размеров, мм	Поля допусков											
	*D*10	*H*10	J_s10	*A*11	*B*11	*C*11	*D*11	*H*11	J_s11*	*B*12	*H*12	J_s12*
	Предельные отклонения, мкм											
От 1 до 3	+60 +20	+40 0	+20 -20	+330 +270	+200 +140	+120 +60	+80 +20	+60 0	+30 -30	+240 +140	+100 0	+50 -50
Свыше 3 до 6	+78 +30	+48 0	+24 -24	+345 +270	+215 +140	+145 +70	+105 +30	+75 0	+37 -37	+260 +140	+120 0	+60 -60
Свыше 6 до 10	+98 +40	+58 0	+29 -29	+370 +280	+240 +150	+170 +80	+130 +40	+90 0	+45 -45	+300 +150	+150 0	+75 -75
Свыше 10 до 14	+120 +50	+70 0	+35 -35	+400 +290	+260 +150	+205 +95	+160 +50	+110 0	+55 -55	+330 +150	+180 0	+90 -90
Свыше 14 до 18												
Свыше 18 до 24	+149 +65	+84 0	+42 -42	+430 +300	+290 +160	+240 +110	+195 +65	+130 0	+65 -65	+370 +160	+210 0	+105 -105
Свыше 24 до 30												
Свыше 30 до 40	+180 +80	+100 0	+50 -50	+470 +310	+330 +170	+280 +120	+240 +80	+160 0	+80 -80	+420 +170	+250 0	+125 -125
Свыше 40 до 50				+480 +320	+340 +180	+290 +130				+430 +180		
Свыше 50 до 65	+220 +100	+120 0	+60 -60	+530 +340	+380 +190	+330 +140	+290 +100	+190 0	+95 -95	+490 +190	+300 0	+150 -150
Свыше 65 до 80				+550 +360	+390 +200	+340 +150				+500 +200		
Свыше 80 до 100	+260 +120	+140 0	+70 -70	+600 +380	+440 +220	+390 +170	+340 +120	+220 0	+110 -110	+570 +220	+350 0	+175 -175
Свыше 100 до 120				+630 +410	+460 +240	+400 +180				+590 +240		
Свыше 120 до 140	+305 +145	+160 0	+80 -80	+710 +460	+510 +260	+450 +200	+395 +145	+250 0	+125 -125	+660 +260	+400 0	+200 -200
Свыше 140 до 160				+770 +520	+530 +280	+460 +210				+680 +280		
Свыше 160 до 180				+830 +580	+560 +310	+480 +230				+710 +310		
Свыше 180 до 200	+355 +170	+185 0	+ 92 -92	+950 +660	+630 +340	+530 +240	+460 +170	+290 0	+145 -145	+800 +340	+460 0	+230 -230
Свыше 200 до 225				+1030 +740	+670 +380	+550 +260				+840 +380		
Свыше 225 до 250				+1110 +820	+710 +420	+570 +280				+880 +420		
Свыше 250 до 280	+400 +190	+210 0	+105 -105	+1240 +920	+800 +480	+620 +300	+510 +190	+320 0	+160 -160	+1000 +480	+520 0	+260 -260
Свыше 280 до 315				+1370 +1050	+860 +540	+650 +330				+1060 +540		
Свыше 315 до 355	+440 +210	+230 0	+115 -115	+1560 +1200	+960 +600	+720 +360	+570 +210	+360 0	+180 -180	+1170 +600	+570 0	+285 -285
Свыше 355 до 400				+1710 +1350	+1040 +680	+760 +400				+1250 +680		
Свыше 400 до 450	+480 +230	+250 0	+125 -125	+1900 +1500	+1160 +760	+840 +440	+630 +230	+400 0	+200 -200	+1390 +760	+630 0	+315 -315
Свыше 450 до 500				+2050 +1650	+1240 +840	+880 +480				+1470 +840		

Квалитеты от 13 до 17

Интервал размеров, мм	Поля допусков									
	*H*13*	J_s13*	*H*14*	J_s14*	*H*15*	J_s15*	*H*16*	J_s16*	*H*17*	J_s17*
	Предельные отклонения, мкм									
От 1 до 3	+140 0	+70 -70	+250 0	+125 -125	+400 0	+200 -200	+600 0	+300 -300	+1000 0	+500 -500
Свыше 3 до 6	+180 0	+90 -90	+300 0	+150 -150	+480 0	+240 -240	+750 0	+375 -375	+1200 0	+600 -600
Свыше 6 до 10	+220 0	+110 -110	+360 0	+180 -180	+580 0	+290 -290	+900 0	+450 -450	+1500 0	+750 -750
Свыше 10 до 14	+270 0	+135 -135	+430 0	+215 -215	+700 0	+350 -350	+1100 0	+550 -550	+1800 0	+900 -900
Свыше 14 до 18										
Свыше 18 до 24	+330 0	+165 -166	+520 0	+260 -260	+840 0	+420 -420	+1300 0	+650 -650	+2100 0	+1050 -1050
Свыше 24 до 30										
Свыше 30 до 40	+390 0	+195 -195	+620 0	+310 -310	+1000 0	+500 -500	+1600 0	+800 -800	+2500 0	+1250 -1250
Свыше 40 до 50										
Свыше 50 до 65	+460 0	+230 -230	+740 0	+370 -370	+1200 0	+600 -600	+1900 0	+950 -950	+3000 0	+1500 -1500
Свыше 65 до 80										
Свыше 80 до 100	+540 0	+270 -270	+870 0	+435 -435	+1400 0	+700 -700	+2200 0	+1100 -1100	+3500 0	+1750 -1750
Свыше 100 до 120										
Свыше 120 до 140	+630 0	+315 -315	+1000 0	+500 -500	+1600 0	+800 -800	+2500 0	+1250 -1250	+4000 0	+2000 -2000
Свыше 140 до 160										
Свыше 160 до 180										
Свыше 180 до 200	+720 0	+360 -360	+1150 0	+575 -575	+1850 0	+925 -925	+2900 0	+1450 -1450	+4600 0	+2300 -2300
Свыше 200 до 225										
Свыше 225 до 250										
Свыше 250 до 280	+810 0	+405 -405	+1300 0	+650 -650	+2100 0	+1050 -1050	+3200 0	+1600 -1600	+5200 0	+2600 -2600
Свыше 280 до 315										
Свыше 315 до 355	+890 0	+445 -445	+1400 0	+700 -700	+2300 0	+1150 -1150	+3600 0	+1800 -1800	+5700 0	+2850 -2850
Свыше 355 до 400										
Свыше 400 до 450	+970 0	+485 -485	+1550 0	+775 -776	+2500 0	+1250 -1250	+4000 0	+2000 -2000	+6300 0	+3150 -3150
Свыше 450 до 500										

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по учебно-методическому комплексу
_____С.А. Упоров

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Б1.В.09.06 СРЕДСТВА ИЗМЕРЕНИЙ

Специальность -
21.05.04 Горное дело
Специализация -
Мехатроника и робототехника промышленных комплексов

Одобрена на заседании кафедры
Технической механики
(название кафедры)
Зав. кафедрой _____
(подпись)
Волков Е.Б.
(Фамилия И.О.)
Протокол № 1 от 15.09.2023
(Дата)

Рассмотрена методической комиссией факультета
Горно-механического
(название факультета)
Председатель _____
(подпись)
Осипов П.А.
(Фамилия И.О.)
Протокол № 2 от 20.10.2023
(Дата)

Екатеринбург

1. Общие положения

Курсовая работа – одна из важнейших форм самостоятельной работы студентов, способствующая углубленному изучению курса «Технические измерения и приборы», позволяющая исследовать приобретенные знания, совершенствовать навыки литературного изложения своих мыслей с использованием общенаучной терминологии.

В ходе подготовки и написания курсовой работы студенты приобретают навыки самостоятельного изучения определенной проблемы и умения самостоятельно делать обобщения.

Работа студентов над курсовой работой проходит следующие этапы:

- выбор темы исследования;
- составление библиографии по рассматриваемой проблеме;
- изучение учебной и специальной литературы, нормативных актов, статистических данных, общественно-политической практики;
- составление плана работы;
- написание текста работы и ее оформление с последующим представлением для рецензирования на кафедру.

1.1 Выбор темы курсовой работы

Студент знакомится с тематикой курсовых работ, содержащейся в данных методических рекомендациях, и выбирает заинтересовавшую его тему. При выборе темы рекомендуется исходить из интереса к той или иной проблеме, уже накопленного жизненного опыта. Необходимо также учитывать, что узкая, специальная тема потребует глубокого научного исследования проблемы, анализа источников различного вида.

При этом работа над одной темой нескольких обучаемых не допускается.

С разрешения руководства кафедры студент может выбрать тему, которая не значится в указанном перечне.

Сведения об избранной теме подаются на кафедру в установленные сроки.

Если в отведенный период времени обучаемым тема не избрана, она может быть определена преподавателем, ведущим занятие.

2. Примерная тематика курсовых работ

1. Приборы для измерения температуры.
2. Приборы для измерения давления.
3. Принцип работы пирометры излучения.
4. Измерение переменных и постоянных напряжений электронным

вольтметром.

5. Изучение принципа действия электронно-лучевого осциллографа.

6. Измерение частоты переменного тока и коэффициента мощности с помощью электронного осциллографа и частотомера.

7. Измерение температуры бесконтактным методом.

8. Методы и средства измерения переменных токов.

9. Принцип работы приборы электродинамической системы.

10. Принцип работы приборы Ферродинамические приборы

11. Автоматические измерительные приборы с дифференциально трансформаторными и ферро-динамическими преобразователями.

12. Принцип работы термоэлектрические преобразователи.

13. Тензорезистивные манометры. Схемы их подключения.

14. Выбор средств измерения температуры на узле учета нефти.

15. Методы и приборы для измерения вязкости веществ.

16. Принцип работы биполярного транзистора.

17. Принцип работы полярного транзистора.

18. Бесконтактные методы и приборы для измерения расхода веществ (электромагнитные, ультразвуковые).

19. Выбор средства измерения давления на входе установки осушки газа.

20. Методы и приборы для измерения физических свойств веществ. Плотномеры.

21. Выбор средства измерения уровня в электродегидраторе на установке подготовки нефти.

22. Пирометры излучения.

23. Выбор средства измерения давления перегретого пара котельного агрегата.

24. Термоэлектрические преобразователи.

25. Выбор средства измерения температуры верха ректификационной колонны.

26. Принцип работы магнитоэлектрические приборы.

27. Преобразователь э.д.с. термопары и сопротивления термометра в ток.

28. Выбор средства измерения давления верха ректификационной колонны.

29. Принцип работы Пьезоэлектрические датчики.

30. Исследование датчиков углового перемещения.

31. Исследование датчиков частоты вращения.

32. Выбор средства измерения давления перед низкотемпературным сепаратором.

33. Одинарный индуктивный датчики.

34. Выбор средства измерения и сигнализации температуры в дренажной

емкости.

35. Принцип работы магнитоэлектрические приборы.

36. Индукционные преобразователи.

37. Выбор средства измерения давления в барабане котла.

38. Измерение мощностей и энергии.

39. Выбор средства измерения температуры в низкотемпературном сепараторе.

40. Классификация и принципы построения цифровые измерительные приборы (ЦИП).

41. Цифровые измерительные приборы основных видов и назначений.

42. Выбор средства измерения температуры пара для испарителя.

43. Измерительные мосты постоянного и переменного токов.

44. Цифровые измерительные приборы (ЦИП).

45. Выбор средства измерения и сигнализации температуры в дренажной емкости.

46. Измерения и регистрация изменяющихся во времени электрических величин. Электронно-лучевой осциллограф.

47. Метод измерения индуктивности, добротности, емкости и тангенса угла потерь.

3. Методические рекомендации по выполнению курсовой работы

3.1 ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

В настоящее время чрезвычайно расширяется ассортимент измерительных средств общего и специального назначения (датчиков, приборов и измерительных систем), устройство и применение которых осваивается студентами.

При курсовом проектировании ***студент должен***:

- развить навыки самостоятельной творческой работы;
- использовать элементы научно-исследовательского подхода при решении инженерных задач.

Выполнение курсового проекта должно способствовать закреплению, углублению и обобщению знаний, получаемых студентами в процессе изучения настоящего курса: знаний принципа действия; устройства основных узлов и приборов в целом; особенности характеристик и прикладные вопросы используемых измерительных устройств; общие соображения по выбору конкретных средств измерения (СИ), имея в виду их особенности, качество, возможность сочетания и обслуживания с другими устройствами для измерений и автоматизации; эксплуатационные характеристики при использовании СИ; правила

приемки и поверки СИ. Кроме того, в процессе работы усваиваются навыки применения этих знаний к комплексным разработкам конкретных инженерных проблем, подготавливая тем самым студентов к выполнению дипломного проектирования и к текущей самостоятельной работе на производстве. Все это преследует цель – развитие способностей к самостоятельному инженерному творчеству.

Наряду с этим выполнение курсового проекта должно научить студентов пользоваться всякого рода справочной литературой, каталогами и типовыми проектными разработками отечественных и зарубежных фирм. В ходе курсового проектирования студентам необходимо освоить практику проведения расчетов, применяемых для конкретных СИ, при оценке погрешностей результатов измерений в реальных условиях эксплуатации, а также научиться технически грамотно составлять пояснительные записки, включая составление спецификации по контрольно-измерительной аппаратуре при разработке принципиальных схем технологического контроля, измерения и автоматизации для рассматриваемого технологического процесса и обоснование выбора конкретных элементов и комплектов измерительной техники для систем контроля и управления.

3.2 ТЕМАТИКА КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Так как от правильного определения тематики курсовых проектов зависят научность, современность и реальность разрабатываемого проекта, то ее выбору должно уделяться большое внимание. Последнее тем более справедливо, что задание на курсовое проектирование обязательно должно быть индивидуальным и согласованно с интересами, способностями и направлением работы каждого студента без снижения требований.

3.3 СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Курсовой проект состоит из ***графической части*** и ***пояснительной записки*** к ней.

Графическая часть включает в себя:

- функциональную схему автоматизации (в части выбора средств измерения) технологического участка на одном листе формата А4;
- принципиальную механическую или электрическую схему выделенного из схемыизмерительного устройства на одном листе формата А4;
- установочный чертеж выделенного из схемы измерительного датчика или прибора илимонтажный чертеж установки прибора на щите на 1 листе формата А4.

Требования к оформлению графической части

Графическая часть должна быть выполнена в соответствии с требованиями стандартов на обозначения основных величин и условное изображение приборов в схемах автоматизации производственных процессов.

Пояснительная записка содержит:

- титульный лист (Приложение 1);
- задание на разработку проекта, подписанное руководителем проектирования и студентом, выполняющим проект (Приложение 2);
- *первую часть*, посвященную краткому описанию технологических процессов, их характеристик и параметров, а также особенности эксплуатационных характеристик используемого оборудования для выбранного участка (цеха) производства, подробной спецификации на измерительные устройства, используемые в схеме управления или контроля с подробным описанием обоснования выбора основных 5-6 измерительных комплектов;
- *вторую часть*, состоящую из расчета метрологических характеристик (мх) измерительного канала информационно-измерительной системы для определения одного из выбранных СИ;
- *третью часть*, - реферат, содержащий описание СИ (принцип действия, устройство, характеристики, область и особенности применения);
- библиографический список;
- содержание.

Требования к оформлению пояснительной записки

Пояснительная записка должна быть напечатана и изложена технически грамотно, четко и сжато. Решения, приводимые в ней, должны иметь обоснования путем сравнения имеющихся и возможных вариантов и выбором лучших из них под углом зрения метрологического обеспечения систем контроля, измерения и управления, унификации, простоты, дешевизны, а также удобства эксплуатации, ремонта и обеспечения техники безопасности в работе. Расчеты должны сопровождаться необходимыми схемами, графиками и эскизами. Располагать расчеты в записке следует в тойпоследовательности, в которой они выполнялись. Все расчетные формулы, приведенные в записке, следует вначале написать в буквенном выражении, а затем в том же порядке, в каком даны буквы, в формулы подставить их численные значения и полученные результаты. Входящие в формулы буквенные обозначения, за исключением общепринятых, должны иметь пояснения. Во всех расчетах должна применяться Международная система единиц.

Приводимые расчеты должны быть обоснованы ссылкой на соответствующую литературу и источники, список которых помещается в конце пояснительной записки.

3.4 УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Первая часть курсового проекта включает в себя:

- краткое описание технологического процесса; при этом необходимо:

- дать краткое описание места данного технологического процесса вобщем процессе выработки продукции;
- по возможности привести стехиометрические уравнения реакций, происходящие в данном аппарате, реакторе, цехе и дать краткое описание технологического процесса;
- привести технологический регламент работы оборудования данного участка производства;
- дать краткую техническую характеристику каждой единице оборудования, принадлежащей рассматриваемому объекту, аппарату, цеху;
- указать особое условие эксплуатации СИ с указанием температуры, статического давления, специфические характеристики измеряемой среды, агрессивность окружающей среды и ее параметры;

- выбор параметров, подлежащих контролю и управлению;

при этом необходимо, помимо перечня параметров, определить погрешности, допускаемые при контроле или измерении того или иного технологического параметра, руководствуясь основными условиями ведения технологического процесса и постановкой измерительной задачи.

- таблица контролируемых параметров;

в таблице необходимо указать специфические характеристики измеряемой среды и условия работы СИ, а также средние (номинальные) значения измеряемого параметра и необходимую погрешность измерения параметра в абсолютных или относительных значениях.

Форма таблицы представлена табл. 1. В таблицу заносятся все параметры, подлежащие контролю или измерению. Условия работы СИ и места их установки уточняются во время ознакомительной практики, либо используютсялитературные данные;

Таблица 1

Контролируемые параметры технологического процесса

Измеряемый параметр		особенности измеряемого параметра, характеристика измеряемой среды	характеристика окружающейсреды	требования к погрешности	примечание
наименование	пределы измерения				
1	2	3	4	5	6

- обоснование выбора измерительных комплектов;

подробное обоснование выбора измерительного комплекта должно производиться в соответствии с:

- *постановкой измерительной задачи,* при этом указывается, какой технологический параметр, где и в каких эксплуатационных условиях, при каких дополнительных требованиях должен быть измерен с заданными метрологическими характеристиками, удовлетворяющими требованиями технологического контроля производственного процесса;
- *перечислением возможных вариантов принципиального решения измерительной задачи,* при этом необходимо перечислить все измерительные устройства, которые могут решать поставленную задачу с точки зрения принципа действия;
- *выбором вариантов измерительных комплектов, реализующих метрологические требования:* здесь проводится расчет основных метрологических характеристик измерительных комплектов для измерения данного информативного параметра в соответствии с имеющимися метрологическими характеристиками датчиков и приборов и правилами их нормирования и суммирования;
- *выбор окончательного варианта измерительного комплекта,* при выборе окончательного варианта измерительной аппаратуры, если сравнение по метрологическим характеристикам равнозначно, должно отдаваться предпочтение:

а) современным средствам измерения;

б) комплектам ГСП, унифицированным по принципу действия с остальной аппаратурой, используемой на производстве;

в) наиболее простым, надежным и дешевым средствам измерения из сравниваемых вариантов;

- заполнение спецификации на контрольно-измерительные приборы;

порядокзаполнения спецификации желателен следующий:

1) температура;
2) давление;
3) расход;
4) уровень;
5) физико-химические свойства;
6) специальные приборы.

После заполнения спецификации на функциональную схему автоматизации проставляются номера измерительных комплектов согласно номерам позиций спецификации.

Форма спецификации должна соответствовать табл. 2.

Таблица 2

Позиция	Наименование и техни-ческая характеристика	Тип, марка	Завод-изготовитель	Количество

Приложение А

Образец выполнения курсовой работы

ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ПЕРВОЙ ОБЩЕЙ ЧАСТИ

КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Описание технологического процесса на примере процесс сульфатной варки

Варка сульфатной целлюлозы осуществляется периодическим способом в вертикальных стационарных котлах клепаной или сварной конструкции, стальной корпус которых изнутри защищен кислотоупорной футеровкой.

Котел загружают щепой из бункера, заливают варочным раствором и герметически закрывают. Затем содержимое котла нагревают паром до температуры 105-110ºС (заварка)и выдерживают при этой температуре для завершения пропитки щепы кислотой. Далее нагрев продолжают до конечной температуры варки – до 128-155ºС. Различают прямой и непрямой нагрев варочного котла. При прямом нагреве пар поступает непосредственно в котел и там конденсируется, при непрямом нагреве пар поступает в установленный рядом с котлом поверхностный подогреватель, через который непрерывно прогоняется циркуляционным насосом варочная жидкость. В последнем случае конденсат пара не смешивается с раствором. Рабочее давление в котле может составлять от 0,6 до 1 МПа.

В зависимости от условий продолжительность варки колеблется в широких пределах – примерно от 5 до 12 ч. В процессе варки из котла периодически производят сдувки, т.е. удаляют из верхней части котла водяной пар и сернистый газ в систему регенерации, где они смешиваются с сырой щелочью, образуя варочные щелока.

Ход варки контролируется варщиком по показанию приборов и по результатам анализа варочной жидкости. В конце варки иногда отбирают из котла пробы сваренной массы. Отработанная варочная жидкость носит название черного сульфатного щелока.

По окончанию варки котел опоражнивают в сцежу или приемныйрезервуар способом выдувки или вымывки. При выдувке давление в котле снижают до 0,15-0,25МПа, открывают шабер на выдувном трубопроводе и целлюлозная масса остаточным давлением выдувается вместе со щелоком в выдувной резервуар. Продолжительность выдувки 10-20 минут. При вымывке давление в котле снижают до 0,25-0,35МПа и предварительно отбирают из котла сульфатный щелок, направляемый на регенерацию, то есть

восстановление. В котел, заполняя его до верху, подают воду или слабый оборотный щелок и еще некоторое время продолжают отбор крепкого щелока под гидравлическим давлением, затем выпускают массу с оставшимся слабым щелоком из котла в вымывной резервуар. Продолжительность всех операций при вымывке составляет 1,5-2 ч.

Выбор и анализ параметров, подлежащих контролю и управлению

Функциональная схема контроля, измерения и автоматизации процесса варки сульфатной целлюлозы приведена на рис. 1.

В процессе варки целлюлозы в котле наиболее важной величиной является **температура варочной жидкости**, так как она непосредственно влияет на пропитку древесины щелоком, время варки, выход и качество целлюлозы. Чрезмерная температура снижает потенциальный выход котла за счет физического и химического разрушения целлюлозы и ее частичного разложения на растворимые продукты, которые в дальнейшем удаляются из массы в процессе промывки. В это же время для обеспечения приемлемого качества целлюлозы температура в варочном котле должна быть достаточно высокой. Измерение температуры должно производиться с минимальной погрешностью дистанционно.

Давление газа, выделяющегося из щелока в процессе варки, непосредственно связано с крепостью щелока и скоростью проникновения последнего в щепу. Это давление должно быть достаточно высоким, чтобы обеспечить максимальную производительность котла, а для равномерной пропитки и получения продукции с минимальным содержанием серы

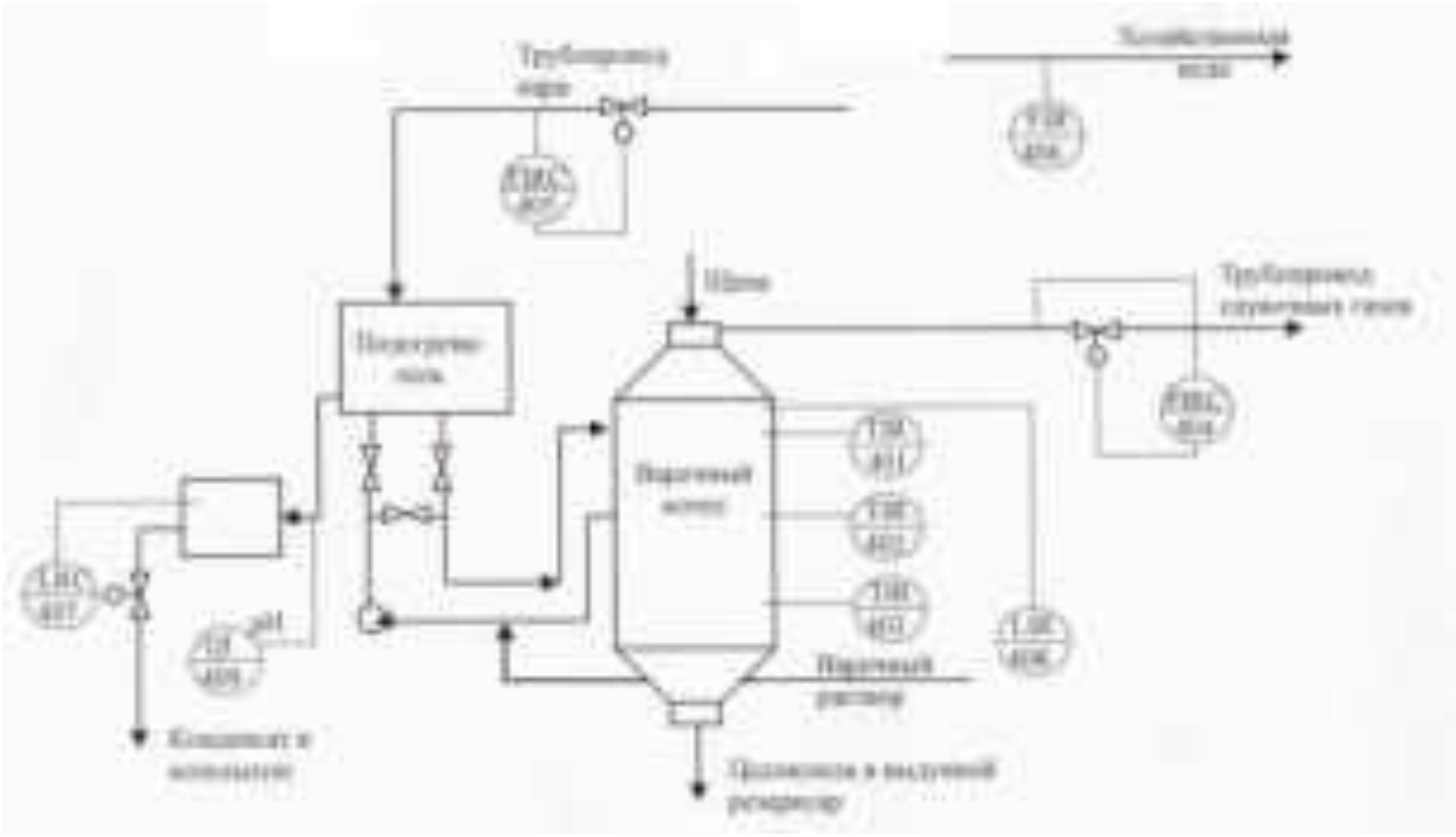


Рис. 1 Функциональная схема автоматизации процесса варки сульфатной целлюлозы

указанное давление необходимо стабилизировать с помощью системы автоматического управления. Управление предельным давлением сдувок имеет важное значение на протяжении всего варочного процесса, но особенно его значение возрастает во время заключительного периода сдувок газа в конце варки.

Необходимо осуществлять контроль **уровня щелока** в котле, он должен быть достаточным, чтобы накрывать щепу в начале варки, в то же время над щелоком должно оставаться некоторое пространство в верхней части варочного котла, позволяющее обеспечить максимальное извлечение газа и предотвратить «сырую» варку. Уровень в котле должен измеряться уровнемером с дистанционным представлением результатов измерений.

В подогревателе на линии конденсата пара необходимо контролировать **уровень конденсата** и **возможность попадания в конденсат варочной жидкости** в случае течи трубок. Для этого следует предусмотреть установку pH-метра с сигнальным устройством. Кроме того, важными контролируемыми параметрами являются температура, давление и расход пара, требуемого для нагревания содержимого варочного котла, а также температура, давление и расход хозяйственной воды.

Таблица контролируемых параметров

Все описанные в п. 5.2. контролируемые параметры заносятся в таблицу, указываются специфические характеристики измеряемой среды, номинальные значения измеряемого параметра и необходимую погрешность измерения.

Обоснование выбора измерительных комплексов

Рассмотрим пример обоснования выбора измерительных комплектов при измерении температуры в варочном котле.

Таблица 3

Контролируемые параметры процесса варки сульфатной целлюлозы

Измеряемый параметр		**Место измеряемого параметра**	**Характеристи-ка среды**	**Абсолютная погрешность**	**Примечание**
наименование параметра	**пределы измерения**				
Температура варочной жидкости	0-200 ºС	3 зоны варочного котла	Среда агрессивная, загазованная, Т=200 ºС	$\Delta \leq \pm 1^0$С	$\delta = \frac{1 * 100}{200} \pm 0{,}5\%$
Уровень варочной жидкости	13-18 мм	Варочный котел	Среда агрессивная, загазованная, Т=200 ºС	Δ=±0,20м	$\delta = \frac{0{,}2 * 100}{200} \pm 1\%$
Давление сдувочных газов	0-1МПа	Трубопровод сдувочных газов	Среда агрессивная, загазованная, Т=200 ºС	Δ=±0,05 МПа ±0,01МПа ±0,02МПа	$\delta = \frac{0{,}05 * 100}{1} \pm 5\%$
Уровень конденсата	0-5м	Подогрева-тель	Среда неагрессив-ная р=0,5МПа Т=200 ºС	Δ=±0,05м	$\delta = \frac{0{,}05 * 100}{5} \pm 1\%$
pH	0-7 pH	Паропроводник подачи пара в подогреватель	------	Δ=±0,05pH	$\delta = \frac{0{,}05 * 100}{7}$ + 0,9%
Температура пара	180 ºС	---		Δ=±1 ºС	$\delta = \frac{1 * 100}{180} \pm 0{,}5\%$
Давление пара	10 кг/см^2	---	Р=1МПа	Δ=±1 кг/см^2	$\delta = \frac{0{,}1 * 100}{10} \pm 1\%$
Расход пара	0-200 м^3/ч	---	Среда неагрессив-ная р=0,5МПа Т=200ºС	Δ=±1м^3/ч	$\delta = \frac{10 * 100}{200} \pm 0{,}5\%$
Температу-ра воды	40 ºС	Трубопров од хозяйствен -ной воды	Р=5кг/см^2	Δ=±1 ºС	$\delta = \frac{1 * 100}{40} \pm 2{,}5\%$

1. Сформулируем измерительную задачу: требуется измерить температуру от 80 до 200ºС в варочном котле при значительном давлении Р=1,0 МПа. Требование к погрешности измерения температуры самые жесткие, т.е.

следует выбирать наиболее точные и быстродействующие средства измерения. Измеряемую величину следует определять с помощью показывающего прибора, регистрировать дистанционно и предусмотреть унифицированный выходной сигнал для использования в системе управления.

2. Перечислим средства измерения, которые могут определять указанную температуру дистанционно (по принципу действия) и контактно (иначе говоря, с наибольшей

чувствительностью).

К ним относятся:

-манометрические термометры (дистанция до 60 м);

-термометры электрического сопротивления (ТЭС) (проводниковые и полупроводниковые с измерительными унифицирующими преобразователями (для унификации измерительного сигнала) и приборами (для регистрации);

-термоэлектрические термометры с измерительными унифицирующими преобразователями (для унификации измерительного сигнала) и приборами (для регистрации).

Манометрический термометр характеризуется по точности приведенной погрешностью $\gamma = \pm(1{,}5\text{-}2{,}5)\%$, что не соответствует заданным требованиям, не говоря о динамических характеристиках.

Термоэлектрические термометры стандартные из благородных материалов имеют, как правило, погрешность невоспроизводимости $\Delta=\pm 0{,}01$мВ, а при температуре, равной 200ºС, развивают ЭДС равную Е=1,436 мВ. Тогда относительная погрешность измерения составит:



или по абсолютной величине температуры:



что не соответствует заданным требованиям к измерениям температуры.

Стандартные термоэлектрические термометры из неблагородных металлов оцениваются погрешностью невоспроизводимости около $\Delta = \pm 0{,}2 мВ$. Тогда относительная погрешность измерения заданной температуры для наиболее чувствительной термопары типа К(никель- хром/никель-алюминий) при

Составит



Сделаем вывод о непригодности термоэлектрических термометров для решения поставленной задачи, т.е. для измерения низких температур с малыми погрешностями.

ТЭС из платины (как наиболее стабильные и точные) выпускаются с допускаемым отклонением номинального значения сопротивления $\Delta R \cdot 100 / R_0 = \pm 0{,}06\%$ (группа А) и поэтому являются датчиками температуры с наименьшей погрешностью в диапазоне измеряемых температур от -260 до $+1100\,^{0}C$.

Выбор номинального значения сопротивления термопреобразователей при $0\,^{0}C$, т.е. R_0 в пределах от 1 до 2000 Ом должен учитывать то обстоятельство, что чем больше R_0, тем больше абсолютная чувствительность ТЭС, которая в первом приближении:

$$S_{abc} = R_0 \cdot \alpha,$$

где α- температурный коэффициент электрического сопротивления материала ТЭС, в данном случае платины.

Предпочтительные значения R_0 следует выбирать: 100, 200, 500 или 1000 Ом с учетом незначительной массы провода при разумном его диаметре для исключения большой инерционности и обрывов провода соответственно.

Тогда выберем R_0=500 Ом. Погрешности измерения ТЭС можно определить из следующих соображений, выбрав соответствующую марку платинного датчика, а именно, ТСПУ 015, который используется для измерения температур в диапазоне $0\text{-}200^{0}$C. Он имеет следующие метрологические характеристики: основная приведенная погрешность $\gamma_0 = \pm 0.5\%$, дополнительная погрешность от изменения напряжения питания $\gamma_0 = \pm 0.1\%$; в диапазоне изменения температуры окружающей среды $T_{ср}=(-50 \div +70)^{0}$C дополнительная температурная погрешность составляет



дополнительная погрешность от изменения сопротивления нагрузки $\gamma_{Rнна} = \pm 0{,}1\%$; инерционность – 15с ; допускаемое давление среды

$P_{ср} \leq 16$ МПа (что соответствует требованиям измерительной задачи)Тогда основная абсолютная погрешность составит:



Дополнительная погрешность при изменении температуры внешней среды от $T_н=(20\pm5)^0$C до $T_{ср}=40^0$C (температуры окружающей среды) составит:



Суммарная дополнительная погрешность ТЭС с учетом всех внешнихвлияющих факторов будет равна:



абсолютной форме:

$$\Delta_{допТЭС} = \frac{\gamma_{допТЭС} \cdot T_{мах}}{100\%} = \pm \frac{0,3 \cdot 200}{100} = \pm 0,6 \cdot C$$

Тогда полная погрешность ТСА Δ_p в реальных условиях эксплуатации составит:

$$\Delta_p = \Delta_o + \Delta_{допТЭС} = \pm(1+0,6) \cdot C = \pm 1,6 \cdot C.$$

Для работы в комплексе с ТЭС используются (если необходимо устанавливать показывающие и (или) регистрирующие приборы):

-логометры магнитоэлектрической системы;

-неуравновешанные мосты постоянного и переменного тока с указателями неравновесия в виде логометров, милливольтметров или миллиамперметров (обычно магнитоэлектрической системы с выпрямителями, если используется мост переменного тока);

-пирометрические магнитоэлектрические узкопрофильные милливольтметры со встроенными предварительными преобразователями мостового типа, например, из серии АСК типов МВУ6 (последние со встроенными сигнализаторами, позиционными регуляторами и выходными преобразователями);

-миллиамперметры магнитоэлектрической системы в комплекте с блоками унифицированных стандартных преобразователей, имеющих выходной стандартный сигнал постоянного тока 4-20мА;

-автоматические электронные уравновешенные мосты постоянного тока, например, приборы типа КМС (самопишущие) и КПМ (показывающие).

Алгебраическая сумма абсолютных погрешностей датчика и моста дает максимально возможную абсолютную погрешность выбранного комплекта.

Геометрическая сумма абсолютных погрешностей как независимых случайных величин дает значение абсолютной погрешности выбранного комплекта для определения температуры:

$$\Delta = \sqrt{\Delta_д^2 + \Delta_М^2} = \sqrt{1{,}6^2 + 0{,}5^2} = \sqrt{2{,}56 + 0{,}25} = \pm\sqrt{0{,}25 =} \pm 0{,}5^0 C$$

Таким образом, из возможных вариантов следует остановиться на измерительном комплекте платинового ТЭС, класса точности А и КСМ-4 класса точности 0,25 со временем установления показаний 20 с и со встроенными преобразователями унифицированных сигналов с $I_{вых}$=4-20мА для использования в системе управления.

При выборе конкретных типов КСМ-4 и ТЭС следует учитывать условия работы в варочном цехе при изменении температуры варочного щелока (агрессивного вещества) в трубопроводе с учетом рабочего статистического давления Р=1МПа.

Правила установки датчика температуры должны соответствовать следующим основным положениям, вытекающим из анализа погрешностей измерения температур датчиками через потери тепла:

- датчики температур следует погружать как можно глубже в измеряемую среду;
- датчик устанавливают в месте наибольшей скорости движения среды и против направления ее движения;
- трубопровод или объект исследования в месте установки датчика тщательно теплоизолирован, защищая головку датчика от воздействия температуры окружающей среды.

После выбора средств измерений их заносят в спецификацию как показано в примере табл. 4.

Таблица 4

Спецификация на СИ для варочного котла

Позиция	Наименование и техническая характеристика	Тип, марка	Завод – изготовитель	Количество
	Приборы и средства автоматизации			
TIR-401	Контроль температуры в верхней зоне варочного котла	ТСПУ 015	СКБ Термоприбор, Москва	1
	Температура 80-155ºС			
PC-404	Регулирование давления сдувок в трубопроводе сдувочных газов. Давление 1 МПа			
PE-404-1	Отбор импульсов давления с разделительным устройством			1
PE-404-2	Измерительный преобразователь разностидавлений. Выход 4…20мА. Приведенная погрешность γ=±0,5%	Метран 100Д	Теплоприбор,г. Челябинск	1
FC-405	Регулирование расхода пара в трубопроводе. Расход 200 $м^3$/ч			
FE-405-1	Сужающее устройство.	ДК-10-200	Теплоприбор, г. Челябинск	1
FT-405-2	Измерительный преобразователь разности давлений. Выход 4…20мА. Приведенная погрешность γ=±0,5%	Метран 100 ДД		1

Окончание таблицы 4

Позиция	Наименование и техническая характеристика	Тип, марка	Завод – изготовитель	Количество
FIR-406	Контроль расхода хоз. воды F=180-200 $м^3$/ч			
FIR-406-1	Сужающее устройство	ДК-10-200		1
FT-406-2	Измерит. преобразователь разности давлений. Выход 4…20мА. Привед. погрешность γ=±0,5%	Метран 100 ДД	Теплоприбор, г. Челябинск	1
LRC-407	Регулирование уровня конденсата в подогревателе. Уровень 5м.			
LE-407-1	Отбор импульсов давления: разделительное устройство	Метран 100 ДД	Теплоприбор, г. Челябинск	1
LT-407-2	Измерит. преобразователь разности давлений. Выход 4…20мА. Привед. погрешность γ=±0,5%	Метран 100 ДД	Теплоприбор, г. Челябинск	1
LIR-408	Контроль уровня варочной жидкости в варочном котле. Уровень 13-18м			
LE-408-1	Отбор импульсов давления: разделительное устройство	Метран 100 ДД	Теплоприбор, г. Челябинск	1
LT-408-2	Измерит. преобразователь разности давлений. Выход 4…20мА. Привед. погрешность γ=±0,5%	Метран 100 ДД	Теплоприбор, г. Челябинск	1
QIR-409	Контроль pH конденсата в подогревателе. pH=7			
QE-409-1	Стеклянный электрод; хлорсеребряный электрод	«Атлант» Мод. 2101	ООО «Артеко», Москва	1

ПРИМЕР ОРИЕНТИРОВОЧНОГО РАСЧЕТА МЕТРОЛОГИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ИЗМЕРИТЕЛЬНОГО КАНАЛА ПО МЕТРОЛОГИЧЕСКИМ ХАРАКТЕРИСТИКАМ ЕГО ЭЛЕМЕНТОВ

Ориентировочный расчет метрологических характеристик измерительного канала необходимый для основания выбора средств измерения, составляющих измерительный канал при их проектировании.

Так как при проектировании неизвестны условия эксплуатации, а также подробные характеристики средств измерения (СИ), то ориентировочный расчет метрологических характеристик (МХ) измерительного канала (ИК)ведется с рядом допущений:

1. СИ, входящие в состав ИК, являются линейными либо линеаризуемыми средствами автоматизации, так как, как правило, при контроле и управлении технологических параметров измерения осуществляется в незначительном диапазоне изменения физической величины, т.е. это допущение реализуется.

2. Погрешности СИ и результирующие погрешности каналов ИК представляют величины второго порядка малости по сравнению с параметрами соответствующих номинальных статических характеристик преобразования средств измерения в ИК.

3. Отклонения значений метрологических характеристик ИК, вызванные изменением погрешности под действием изменения внешних влияющих величин (ВВВ) в статических и динамических режимах малы по сравнению с самими номинальными значениями характеристик СИ.

4. Погрешности СИ ИК независимы друг от друга, т.е. коэффициенты их корреляции можно считать близкие к значениям, характеризующим независимые величины ($\rho=0\div0,7$).

5. Оценки пределов допускаемых погрешностей назначают по ГОСТ 8.401-80 для всех СИ ИК. Сопротивление отдельных элементов канала согласованы между собой. Взаимное влияние между ИК не учитывается.

Поскольку сделанные допущения не вседа справедливы, то конкретные значения погрешности ИК в реальных условиях эксплуатации определяются практикой, а именно в период опытно-промышленной эксплуатации каналов после их монтажа и отладки, проводится поверка или калибровка ИК.

Структура измерительного канала представлена на рис. 2.



Д – датчик
УП – унифицирующий преобразователь
ДЛС – дистанционная линия связи
МП – масштабирующий преобразователь
АЦП – аналогово-цифровой преобразователь
ПР – процессор
Д – дисплей

Рис. 2. Структура измерительного канала

Для примера расчета МХ ИК рассмотрим канал измерения температуры вварочном котле, конкретная структура которого приведена на рис. 3.

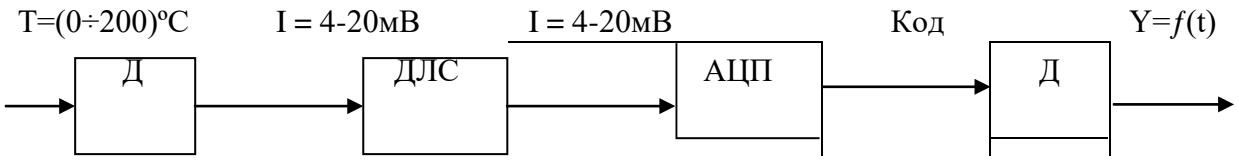


Рис. 3. Структурная схема канала измерения температуры в варочном

Исходные данные

1. ДТ – ТЭС тип ТСПУ 014. Предел измерения температуры (0-200)ºС. Погрешности датчика: основная – γ_u=±0,5 % /R0=500 Ом/; дополнительные: по напряжению γ_u=±0,1%; по температуре для интервала температур $T_{окр.ср}$=(-50÷+70)ºС γ_T=±0,2%/±10ºС; по изменению нагрузки следующего преобразователя $\gamma_{R\ нагр}$=±0,1 %.

2. ДЛС – витая пара. Погрешность для условий варочного цеха по экспериментальным данным составляет γ_p=±0,5 %.

3. АЦП – аналого-цифровой преобразователь с линейно-изменяющимся напряжением. Погрешность основная относительная 02/01. Дополнительная погрешность из-за изменения температуры $T_{окр.ср}$=(15÷40)ºС составит [illegible] дополнительная погрешность от изменения напряжения питания $\Delta\gamma_u$=±0,1 %.

4. Контроллер типа Simatik S7-300 или Simatik S7-700. Погрешность представления температуры δ=±0,05 %.

Вычисления при $X = T_{max}$

1. Как показано выше, для ТСПУ 014 полная погрешность ТЭС в реальных условияхэксплуатации на варочном котле составит



или в приведенной форме



2. Для ДЛС приведенная погрешность



3. Для АЦП основная относительная погрешность составит





приведенной форме, так как $\delta = \dfrac{\pm \Delta^3 \cdot 100}{X}$ и $X = T_{max}$ по условию расчета, то

$$\gamma^3 = \frac{\pm \Delta^3 \cdot 100}{T_{max}} = \delta^3 = \pm 0{,}2\ \%.$$

4. Контроллер имеет приведенную погрешность представления



Тогда результирующие погрешности ИК составят

$$\gamma_{РИК}\Big|_{min} = \pm\left[(\delta^1)^2 + (\delta^2)^2 + (\delta^3)^2 + (\delta^4)^2\right]^{1/2} = \pm\left[0{,}8^2 + 0{,}5^2 + 0{,}2^2 + 0{,}05^2\right]^{1/2},$$

$$\gamma_{РИК}\Big|_{max} = \pm(\delta + \delta + \delta + \delta) = \pm(0{,}8 + 0{,}5 + 0{,}2 + 0{,}05) = \pm 1{,}55\ \%$$

Следовательно, погрешность ИК лежит в интервале

$$\gamma_{РИК}\Big|_{min} < \gamma_{РИК} < \gamma_{РИК}\Big|_{max} = 1 < \gamma_{РИК} < \pm 1{,}55\ \%.$$

Это следует подтвердить при метрологической аттестации и поверке ИК при опытно-промышленной эксплуатации канала ИИС

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по учебно-методическому комплексу
_____ С.А. Упоров

Лабораторный практикум

Б1.В.09.06 СРЕДСТВА ИЗМЕРЕНИЙ

Специальность -
21.05.04 Горное дело
Специализация -
Мехатроника и робототехника промышленных комплексов

Одобрена на заседании кафедры	Рассмотрена методической комиссией факультета
Технической механики	Горно-механического
(название кафедры)	*(название факультета)*
Зав. кафедрой _____	Председатель _____
(подпись)	*(подпись)*
Волков Е.Б.	Осипов П.А.
(Фамилия И.О.)	*(Фамилия И.О.)*
Протокол № 1 от 15.09.2023	Протокол № 2 от 20.10.2023
(Дата)	*(Дата)*

Екатеринбург

СОДЕРЖАНИЕ

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 1 «ИЗУЧЕНИЕ ДАТЧИКА ИЗБЫТОЧНОГО ДАВЛЕНИЯ» 3
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 2 «ИЗУЧЕНИЕ ДАТЧИКА ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО ДАВЛЕНИЯ» 5
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 3 «ИЗУЧЕНИЕ ТЕРМОПАРЫ» 8
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 4 «ИЗУЧЕНИЕ ТЕРМОСОПРОТИВЛЕНИЯ» 12
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №5 «ИЗУЧЕНИЕ РЕГУЛИРУЕМОГО БИМЕТАЛЛИЧЕСКОГО ТЕРМОСТАТА» 23
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №6 «ИЗУЧЕНИЕ ДАТЧИКОВ ЦВЕТА И СВЕТА» 26

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 1 «ИЗУЧЕНИЕ ДАТЧИКА ИЗБЫТОЧНОГО ДАВЛЕНИЯ»

Цель работы – проведение исследований по работе прибора для измерения давления – датчика давления.

Теоретическая часть

Конструкция датчика избыточного давления представлена на рис.1 Преобразователь выполнен в цилиндрическом корпусе 3, в нижней части которого расположен штуцер 4, предназначенный для присоединения к линии измеряемого давления. В верхней части корпуса расположена «обойма» 9, которая крепится в корпусе с помощью специальных защелок, позволяющих ей вращаться вокруг своей оси (относительно корпуса 3). Для фиксации положения обоймы относительно корпуса служит крышка 10, которая навинчивается на наружную резьбу верхней части корпуса 3. На обойме установлена приборная часть 2 электрического соединителя типа DIN43650C. В кабельной части 1 соединителя производится подсоединение проводов внешних электрических цепей с помощью винтовых зажимов (клемм) без применения пайки. Во входном отверстии 5 приемной полости штуцера преобразователя предусмотрена резьба для установки гидравлического дросселя, предназначенного для предотвращения повреждения мембраны чувствительного элемента преобразователя в случае возникновения гидроудара.

В штуцере преобразователя размещен чувствительный элемент 6. В качестве чувствительного элемента применен тензопреобразователь, на котором размещена тензочувствительная полупроводниковая схема из четырех тензорезисторов, соединенных в мост Уитсона.

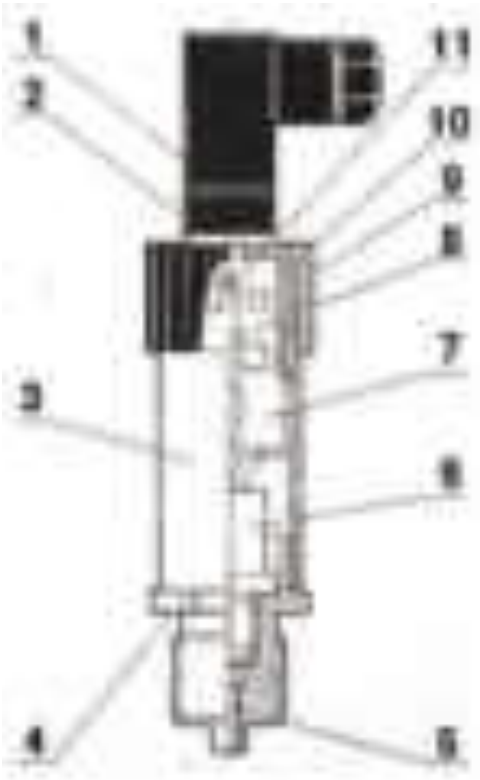


Рисунок 1

Под действием давления измеряемой среды мембрана чувствительного элемента прогибается. Тензорезисторы, деформируясь, изменяют свое сопротивление. В результате происходит разбалансировка моста пропорционально измеряемому давлению. Разбалансированный сигнал в виде

электрического сигнала преобразуется электронным блоком, расположенным в корпусе преобразователя, в выходной унифицированный сигнал постоянного тока 4...20 мА.

Порядок выполнения работы:

1. Изучить теоретические основы по материалам лекций или перечню рекомендованной преподавателем литературы.
2. Убедиться, что все выключатели модулей стенда находятся в положении «ВЫКЛ»
3. Выбрать модули стенда для выполнения текущего задания. Расставить их на лабораторной стойке так, чтобы было удобно проводить эксперимент. Подготовить соединительные провода (перемычки), входящие в комплект поставки стенда.
4. Подключить защитное заземление.
5. Подключить модули стенда к сети ~220В 50Гц.
6. Соединить модули стенда согласно принципиальной электрической схеме или схеме соединений.
7. Провести эксперимент.
8. Отключить модули от сети ~220В 50Гц.
9. Составить отчет по лабораторной работе.

Порядок выполнения эксперимента:

1. Подготовить стенд к работе
2. Включить компрессор .
3. Подключить пневматическую трубку от компрессора в быстросъемный разъем на тыльной стенке модуля набор датчиков давления а1.
4. С помощью регулятора давления установить величину давления 0,1 Мпа на компрессоре.
5. Занести показания манометра и датчика давления в таблицу 1
6. С помощью регулятора давления увеличить значение давления на 0,1 МПа.
7. Занести показания манометра и датчика давления в таблицу
8. Повторить пункты 4-5 до достижения давления 0,4 МПа.
9. Выключить компрессор. Принять показания манометра за истинное значение давления. Вычислить абсолютную и относительную погрешность датчика давления.
10. Проанализировать результаты, сделать выводы по проделанной работе
11. Подготовить отчет и представить его преподавателю.

Таблица 1 Результаты исследования работы датчика давления

Номер измерения	Р манометра кПа	Р датчика давления кПа	ΔР датчика давления кПа
1			
2			
3			
4			
5			

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 2 «ИЗУЧЕНИЕ ДАТЧИКА ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО ДАВЛЕНИЯ»

Цель работы: проведение исследований по работе прибора для измерения давления – датчика дифференциального давления.

Теоретическая часть

Датчики дифференциального (перепада) давления применяются для преобразования перепада давления (разности давлений) в унифицированный выходной сигнал напряжения, тока или индуктивности. Наиболее популярными являются датчики с унифицированным токовым выходом 4-20 мА.

Устройство датчика и принцип работы.

Основным элементом датчика дифференциального давления служит измерительная мембрана, изготовленная из упругого металла. К ней крепятся чувствительные тензоризисторы, которые способны измерять величину ее деформации. Мембрану датчика и рабочая среда изолированы друг от друга, через защитные эластичные перепонки к ней передается давление. Специальная жидкость заполняет полости, которые расположены между ними.

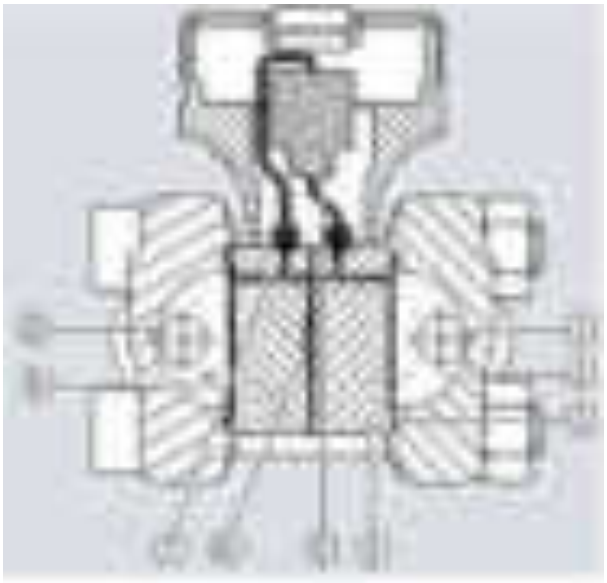


Рисунок 1 - Устройство датчика дифференциального давления : 1 - входное давление Р- ; 2 - фланцевые соединения подключениями к процессу; 3 - О-кольцо; 4 - корпус измерительной ячейки ; 5 - тонкий металлический проводник ; 6- перегрузочная мембрана ;7 - наполнительная жидкость ; 8 - разделительная мембрана ; 9 - входное давление Р+

Датчики, способные измерять дифференциальное давление, работают следующим образом: на защитные перепонки прибора воздействует давление рабочей среды, что в виде импульса передается на измерительную мембрану, которая оказывает влияние на тензисторы и влечет за собой изменение величины сопротивления. Электроника датчика фиксирует подобные модификации и на выходе преобразует их в аналоговый сигнал определенного значения.

Особенности приборов

Дифференциальные датчики от обычных преобразователей напора отличает ряд характерных отличительных черт. У дифференциальных датчиков 2 защитные мембраны, поэтому давление передается с двух сторон одновременно. В их конструкции предусмотрены 2 штуцера: минусовой и плюсовой. Когда измеряется

давление в рабочей среде, и показатели от напора на штуцер со знаком плюс превышают показатели минусового штуцера, то разница будет зафиксирована прибором с плюсовым значением, и наоборот.

Области применения приборов.

Сферы применения датчиков давления на сегодняшний день достаточно широка. Приборы данного типа используют в системах газоснабжения, вентиляции, водоподготовки, в нефтехимической, химической промышленности, на фармацевтическом производстве.

Измерение разницы напора в различных жидкостных средах необходимо для нормальной работы вентиляционных систем, а также устройств кондиционирования. Датчиками дифференциального давления пользуются для контроля загрязнённости систем фильтрации, управления демпферами, для регулирования и индикации воздушных потоков.

Принцип работы и строение датчика давления.

Главным элементом для такого датчика служит измерительная мембрана. Она изготавливается из упругого материала. Измеряется величина её деформации при помощи чувствительных тензорезисторов. Сама мембрана находится в изоляции от рабочих сред, давление на нее, оказывается, через защитные эластичные перепонки. Расположенные между мембраной и перепонками полости заполнены специальной жидкостью.

Давление оказывается из рабочей среды на перепонки, а они, в свою очередь, давят на измерительную мембрану. Мембрана передаёт импульс тензорезисторам, где меняется величина сопротивления. Эти слабые колебания улавливает встроенная электроника и преобразует их в аналоговый сигнал на выходе.

Особенности данных датчиков.

Отличием от прочих преобразователей напора является то, что дифференциальные датчики имеют две защитные мембраны и измеряют давление с двух сторон сразу. Также в них установлены плюсовой и минусовой штуцеры. Таким образом, прибор отражает разницу давления по обе стороны датчика.

Сферы применения приборов.

Данные датчики применяются при устройстве систем вентиляции, водоподготовки, газоснабжения.

Порядок выполнения работы:

1. Изучить теоретические основы по материалам лекций или перечню рекомендованной преподавателем литературы.

2 . Убедиться, что все выключатели модулей стенда находятся в положении «ВЫКЛ»

3 . Выбрать модули стенда для выполнения текущего задания. Расставить их на лабораторной стойке так, чтобы было удобно проводить эксперимент. Подготовить соединительные провода (перемычки), входящие в комплект поставки стенда.

4. Подключить защитное заземление .

5. Подключить модули стенда к сети ~220В 50Гц.

6. Соединить модули стенда согласно принципиальной электрической схеме или схеме соединений.

7. Провести эксперимент.

8. Отключить модули от сети ~220В 50Гц.

9. Составить отчет по лабораторной работе.

Порядок выполнения эксперимента:

1. подготовить стенд к работе
2. включить компрессор .
3. подключить пневматическую трубку от компрессора в быстросъемный разъем на тыльной стенке «модуля набор датчиков давления» А2.
4. С помощью регулятора давления увеличить значение давления на 0,1 Мпа на компрессоре.
5. Занести показания манометра и датчика давления А2 в таблицу
6. Повторить пункты 4-5 до достижения давления 0,4 МПа.
7. Выключить компрессор.
8. Проанализировать результаты, сделать выводы по проделанной работе
9. Подготовить отчет и представить его преподавателю.

Номер измерения	Р манометра кПа	Р А2 датчика давления кПа
1		
2		
3		
4		
5		

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 3 «ИЗУЧЕНИЕ ТЕРМОПАРЫ»

Цель работы: изучение термопар как устройства для контактного контроля над температурой объекта.

Теоретическая часть

Термопара – термоэлемент, представляющий собой пару проводников из различных материалов, соединенных на одном конце. На свободных концах в результате действия термоэлектрического эффекта наводится ЭДС.

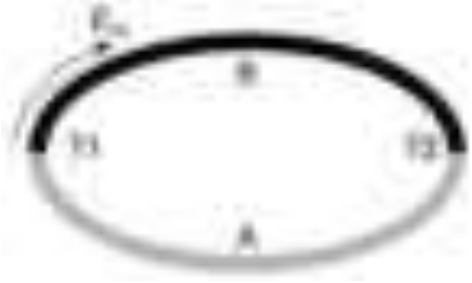


Рисунок 1

Термоэлектрический эффект, он же Эффект Зеебека – явление возникновения ЭДС в замкнутой электрической цепи (рис.1), состоящей из последовательно соединённых разнородных проводников (A и B), контакты между которыми находятся при различных температурах (T1 и T2).

Непосредственное практическое значение применительно к термопарам имеют следующие термоэлектрические законы.

Первый закон:

Возникающее в термопаре термо-ЭДС зависит от температуры спаев и не зависит от распределения температур по длине проводника (закон промежуточных температур Магнуса).

Иная его формулировка: термо-ЭДС термопары AB с температурами спаев T1 и T2 равна алгебраической сумме двух термо-ЭДС этой же термопары с температурами спаев T1 и T3, T3 и T2:

$$EAA(T1T2) = EAA(T1T3) + EAA(T3T2) \quad (1)$$

Это правило позволяет не заботиться о термостатировании термопары по всей ее длине и используется для градуировки термопар и определения поправок на температуру холодного спая.

Второй закон:

Если цепь состоит из трех проводников ABC, то термо-эдс термопары AB со спаями при температурах T1 и T2 равняется алгебраической сумме термо-эдс термопар AC и CB, спаи которых находятся при тех же температурах.

$$EAA(T1T2) = EAA(T1T2) + ECC(T1T2) \quad (2)$$

Этот закон ("промежуточных металлов") позволяет использовать удлинительные концы к термопарам и присоединять термопару к приборам с другими проводниками.

Нетрудно сообразить, что присоединенный в термостате к обоим проводам (A и B) термопары медный провод, который ведет к измерительному прибору (провод C в приведенной формуле) не меняет величины возникшей

электродвижущей силы термопары АВ, поскольку эффекты от спаев СА и СВ, находящихся при одной температуре компенсируют друг друга.

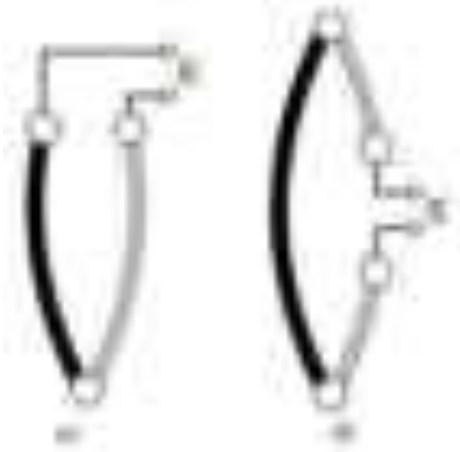


Рисунок 2

Таким образом, термопара может образовывать устройство или его часть, использующее термоэлектрический эффект для измерения температуры. В сочетании с электроизмерительным прибором термопара образует термоэлектрический термометр. Измерительный прибор или электронную измерительную систему подключают либо к концам термоэлектродов (рис. 2,а), либо в разрыв одного из них (рис. 2,б). В местах подключения проводников термопары к измерительной системе возникают дополнительные термо-ЭДС, которые взаимно компенсируется при равенстве температур вспомогательных спаев.

Так как термо-ЭДС термопары зависит от разности температур холодного и горячено концов,

для успешного преобразования ЭДС в температуру необходимо так же контролировать температуру холодного спая. На практике при измерении температур широко используется техника «компенсации холодного спая»: температура холодного спая измеряется другим датчиком температуры, а затем величина термо-ЭДС холодного спая программно или аппаратно вычитается из сигнала термопары.

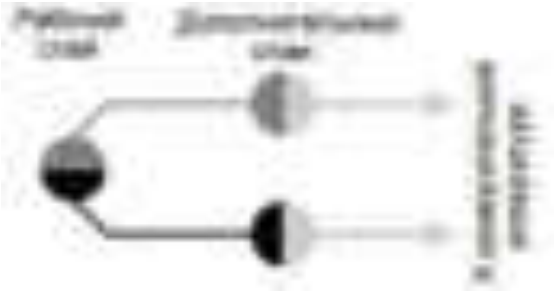


Рисунок 3

Места подключения термопары к измерительной системе должны иметь одинаковую температуру, то есть находиться в изотермальной зоне. Кроме того, в схеме с компенсацией холодного спая в этой же зоне должен находиться и датчик температуры холодного спая. При конструировании измерительной системы эти требования должны учитываться.

При выборе термопары для производства замеров температуры в некотором диапазоне следует выбирать ту термопару, коэффициент линейности которой изменяется менее других в рамках этого диапазона. Для достижения высокой

точности измерений термопарного термометра во всем диапазоне рабочих температур необходима его калибровка.

Среди основных можно выделить следующие типы термопар:

ТХА (хромель-алюмелевая термопара) – предназначена для работы в окислительных и инертных

средах. Обладает более близкой к прямой характеристикой.

ТХК (хромель-копелевая термопара) – предназначена для работы в окислительных и инертных средах. Обладает наибольшей чувствительностью, высокой термоэлектрической стабильностью при температурах до 600°С. Недостаток: высокая чувствительность к деформациям.

ТПП (платинародий-платиновая термопара) – предназначена для длительной эксплуатации в

окислительных средах. Обладает хорошей устойчивостью к газовой коррозии (особенно на воздухе при высоких температурах); высокой надежностью при работе в вакууме, но менее стабильны в нейтральных средах. Недостаток: высокая чувствительность термоэлектродов к любым загрязнениям, появившимся при изготовлении, монтаже или эксплуатации термопар.

ТВР (вольфрам-рениевая термопара) – может использоваться как стандартные для установления

номинальных статических характеристик термопар методом сравнения. Обладает возможностью длительного применения при температурах до 2200°С в неокислительных средах; устойчивостью в аргоне, гелии, сухом водороде и азоте. Недостаток: плохая воспроизводимость термо-ЭДС, вынуждающая группировать термоэлектродные пары по группам с номинальными статическими характеристиками.

ТНН (нихросил-нисиловая термопара) – предназначена в качестве универсального средства измерения температур в диапазоне температур 0 - 1230°С. Обладает высокой стабильностью термо-ЭДС (по сравнению с ТХА, ТПП, ТПР), высокой радиационной стойкостью, высокой стойкостью к окислению электродов.

В зависимости от конструкции и назначения различают термопары погружаемые и поверхностные; с обыкновенной, взрывобезопасной, влагонепроницаемой или иной оболочкой (герметичной или негерметичной), а также без оболочки; обыкновенные, вибротряскоустойчивые и ударопрочные; стационарные и переносные и т.д.

Порядок выполнения работы:

1. Изучить теоретические основы по материалам лекций или перечню рекомендованной преподавателем литературы.
2. Убедиться, что все выключатели модулей стенда находятся в положении «ВЫКЛ»
3. Выбрать модули стенда для выполнения текущего задания. Расставить их на лабораторной стойке так, чтобы было удобно проводить эксперимент. Подготовить соединительные провода (перемычки), входящие в комплект поставки стенда.
4. Подключить защитное заземление .
5. Подключить модули стенда к сети ~220В 50Гц.
6. Соединить модули стенда согласно принципиальной электрической схеме или схеме соединений.
7. Провести эксперимент.
8. Отключить модули от сети ~220В 50Гц.
9. Составить отчет по лабораторной работе.

Порядок проведения эксперимента

Все исследования датчиков температуры проводятся в диапазоне: от температуры окружающей среды до 80°С˚.

Ознакомиться с электрической схемой соединения датчика с измерительным прибором для снятия статической характеристики. Статическая характеристика датчика - функциональная зависимость между изменениями входной X и выходной Y величинами.

Собрать схему проведения эксперимента по исследованию датчика «ТЕРМОПАРА».



Рисунок 4

Представить схему для проверки преподавателю.

Включить питание модулей.

Включить нагревательный ТЭН.

Включить питание модулей. Произвести измерение напряжения на выходных клеммах термопары (0,2 – 2,0 мВ), изменяя температуру нагрева датчика от 25°С до 75°С.

По мере увеличения температуры записывать показания с дисплея прибора и показания величины показания напряжения с прибора через 1…2 °С.

Данные занести в таблицу и построить график зависимости Э.Д.С термопары от температуры.

Таблица.

	1	2	3	4	5	…	N
Время, сек							
Температура, °С							
Напряжение, мВ							

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 4 «ИЗУЧЕНИЕ ТЕРМОСОПРОТИВЛЕНИЯ»

Цель работы: изучение динамических характеристик терморезистивного преобразователя.

Теоретическая часть

Термосопротивления представляют собой измерительный преобразователь с чувствительным элементом (проводник или полупроводник), который под воздействием температуры изменяет активное сопротивление электрическому току. Изменение электросопротивления данного материала при изменении температуры характеризуется температурным коэффициентом сопротивления (1/ С), который определяется по формуле:

$$\alpha = \frac{\mathrm{R}_t - R_0}{R_0 t} \qquad (1)$$

где *t* – температура материала, °С; R_0 и R_t – электросопротивление при 0 °С и при температуре *t*, Ом.

Проводниковые ТС

Материалы, которые используют для изготовления проводниковых ТС должны быть устойчивыми к нагреванию, что обуславливает однозначность зависимости сопротивления от температуры и стойкость проводника против коррозии и, следовательно, достаточную точность измерений; иметь большой α обеспечивающий высокую чувствительность прибора; значительное удельное сопротивление проводника позволяющее изготовить термометры малых размеров; линейность характеристики.

Наиболее полно указанным требованиям отвечают платина (интервал температур – 260 ÷ +750 °С) и медь (интервал – 60 ÷ +180 °С).

Электрическое сопротивление проволоки платиновых термометров сопротивления в интервале температур от 0 до +650 °С определяется по формуле:

$$R_t = R_0\left(1 + At + Bt^2\right) \qquad (2)$$

где R_t – сопротивление термометра при температуре *t* °С; R_0 – сопротивление термометра при температуре 0 °С; *A* и *B* – постоянные коэффициенты.

Для платины марки «Экстра»

R_{100}/R_0=1,391;

A=3,96847·10^{-3} °С$^{-1}$;

B=5,847·10^{-7} °С$^{-2}$.

Сопротивление платины в интервале температур от –200 до 0 °С изменяется по закону:

$$R_t = R_0\left[1 + At + Bt^2 + Ct^3\left(t - 100\right)\right] \qquad (3)$$

где C = – 4,22·10^{-12} °С$^{-1}$.

У платины, применяемой для изготовления технических термометров α=3,9 ·10^{-3} 1/°С.

Из уравнений 1 и 2 видно, что характеристики платиновых термометров нелинейны однако отклонение от линейной характеристики не превышает 5% в интервале от 0 до 500°С и 19% в интервале температур от –200 до 0°С.

Электрическое сопротивление проволоки медных термометров сопротивления в интервале температур от –50 до +180°С определяется по формуле:

$$R_t = R_0(1 + \alpha t) \qquad (4)$$

где α – температурный коэффициент сопротивления меди (α=4,26·10^{-3} °С$^{-1}$).

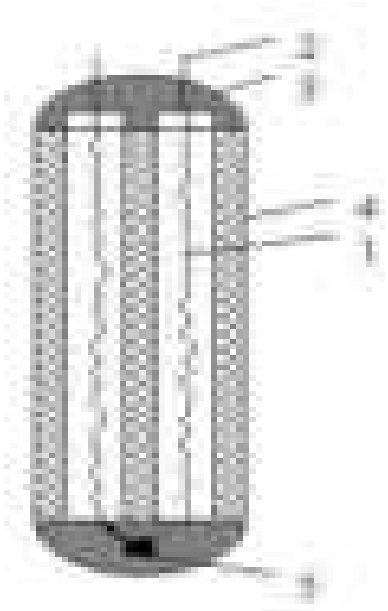


Рисунок 1 – Чувствительный элемент платинового ТС

К преимуществам меди следует отнести низкую стоимость, легкость получения ее в чистом виде, сравнительно высокий α=4,26·10^{-3} 1/°С и линейную зависимость сопротивления от температуры.

К недостаткам меди относятся малое удельное сопротивление и легкая окисляемость при температуре выше 100°С.

Кроме того для изготовления ТС используется никель и железо.

На рисунке показан чувствительный элемент платинового термометра. Он состоит из двух соединенных последовательно платиновых спиралей 1, расположенных в каналах керамического каркаса 4. К двум верхним концам этих спиралей припаяны платиновые или иридиево-родиевые (60% родия) выводы 2, к которым приварены выводные проводники изолированные керамическими бусами. Для крепления платиновых спиралей и выводов в керамическом каркасе используют глазурь (или термоцемент) 3 на основе окисей алюминия и кремния. Пространство между платиновыми спиралями и стенками каналов каркаса заполнено порошком окиси алюминия, который служит изолятором и улучшает тепловой контакт между спиралями и каркасом.

Для подгонки сопротивления при 0°С изменяют длину нижних концов платиновых спиралей с последующей пайкой 5.

Для защиты от воздействия химически агрессивных сред и механических повреждений чувствительные элементы помещают в кожух, выполненный из алюминия или нержавеющей стали. Все ТС выпускаются взаимозаменяемыми.

Термометры сопротивления ТСП выпускают с сопротивлением R_0=1 Ом (градуировка гр 1П), R_0=10 Ом (градуировка гр 10П) и R_0=50 Ом (градуировка гр 50П).

Термометры сопротивления ТСМ выпускают с сопротивлением R_0=10 Ом (градуировка гр 10М), R_0=50 Ом (градуировка гр 50М) и R_0=100 Ом (градуировка гр 100М).

Полупроводниковые ТС

Полупроводниковые термометры сопротивления, которые называются термисторами или терморезисторами, применяются для измерения температуры в интервале от –90 до +180 °С. Существенным их преимуществом является большой температурный коэффициент электрического сопротивления. Вследствие большого удельного электрического сопротивления полупроводников из них можно изготовить термометры малых размеров с большим начальным сопротивлением, что позволяет не учитывать сопротивление соединительных проводов и других элементов электрической измерительной схемы термометра.

Чувствительные элементы термисторов, изготовляемые из окислов меди, марганца, магния, никеля, кобальта и других металлов, имеют форму небольших цилиндров, дисков или шариков.

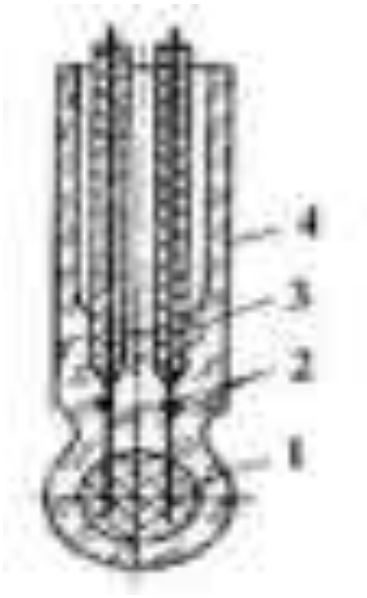


Рисунок 2 - Бусинковый полупроводниковый терморезистор

Сопротивление термисторов уменьшается с повышением температуры. Для большинства полупроводниковых сопротивлений зависимость электрического сопротивления от температуры имеет нелинейный характер и может быть в общем виде описана зависимостью:

$$R_{\mathrm{T}} = A \cdot e^{B/T} \qquad (4)$$

где R_{T} – электрическое сопротивление термистора при абсолютной температуре *T*, К; *A* и *B* – константы термистора.

На рисунке показан бусинковый терморезистор, состоящий из полупроводникового элемента 1, защищенного стеклянной оболочкой 4. В шарик 1 вмонтированы электроды 2 из платиновой проволоки, соединенные с никелевыми выводами 3.

Основным препятствием, ограничивающим широкое внедрение полупроводниковых терморезисторов в промышленность, является плохая воспроизводимость их параметров, что исключает их взаимозаменяемость, а также сравнительно невысокая максимальная рабочая температура (от –60 до 180°С).

В качестве устройств, измеряющих электрическое сопротивление термометров в функции температуры, применяют мосты и логометры. Мосты бывают уравновешенные и неуравновешенные, автоматические и неавтоматические.

Принципиальная схема уравновешенного моста показана на рис. Здесь R_1 и R_3 – постоянные сопротивления, R_2 – переменное сопротивление (реохорд), с помощью которого мост приводят в равновесное состояние, $R_\text{Т}$ – сопротивление термометра, НП – нуль-прибор.

При равновесии мостовой схемы ток I_0 в измерительной диагонали равен нулю, а падения напряжений на сопротивлениях R_1 и R_3 должны быть равны между собой, т.е.

$$I_1 R_1 = I_3 R_3 \tag{5}$$

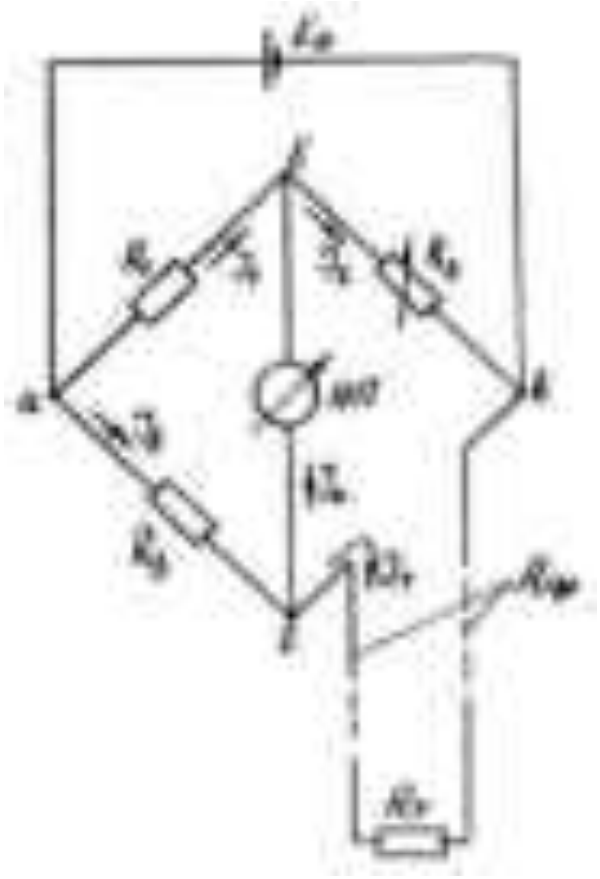


Рисунок 3 – Принципиальная схема уравновешенного моста

Кроме того, падения напряжений на плечах «*бв*» и «*вп*» также должны быть равными между собой, т.е.

$$I_2 R_2 = I_\text{Т}\left(R_\text{Т} + R_\text{пр}\right) \tag{6}$$

где $R_{\text{пр}}$ – сопротивление соединительных проводов.

Разделив (6) на (7) и принимая во внимание, что при равновесии моста $I_1 = I_2$; $I_3 = I_{\text{Т}}$, получим:

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{R_3}{R_{\text{Т}} + R_{\text{пр}}} \tag{7}$$

или

$$R_2 \cdot R_3 = R_1\left(R_{\text{Т}} + R_{\text{пр}}\right) \tag{8}$$

Следовательно, условием равновесия моста является равенство произведений сопротивлений противоположных плеч.

Из равенства (9) сопротивление термометра $R_{\text{Т}}$ будет равно:

$$R_{\text{Т}} = \frac{R_3}{R_1} R_2 - R_{\text{пр}} \tag{9}$$

Каждому значению R_T при равновесном состоянии мостовой схемы соответствует определенное значение R_2. Шкалу реохорда R_2 градуируют в °С, что позволяет по положению движка определить температуру нагрева термометра.

Для исключения влияния на результаты измерений колебаний сопротивления соединительных проводов применяют трехпроводную схему включения термометра (рисунок).

В этом случае для симметричного моста (когда $R_1 = R_3$) при условии равенства сопротивлений соединительных проводов равновесие моста будет иметь место при $R_{\text{Т}} = R_2$, т.е. изменение сопротивления проводов не будет влиять на результаты измерений.

Уравновешенные мосты имеют высокий класс точности, допускают колебания напряжения источника в пределах ±20 %, позволяют автоматизировать процесс измерения.

В неуравновешенном измерительном мосту тремя плечами являются постоянные сопротивления, а термометр сопротивления включается в четвертое плечо. К одной из диагоналей подключается источник питания, а в другую пирометрический милливольтметр (ПМ), показания которого зависят от сопротивления термометра. Сопротивление $R_{\text{к}}$ служит для контроля напряжения питания схемы.

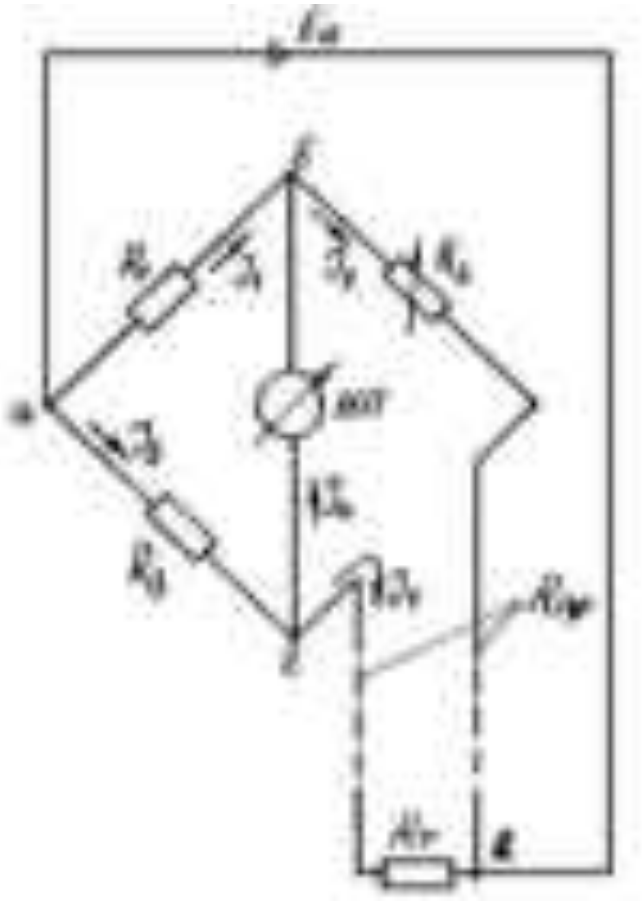


Рисунок 4 – Трехпроводная схема включения термометра сопротивления в уравновешенный мост

Перед началом измерений переключатель П ставят в положение 1. В этом случае четвертым плечом моста будет сопротивление $R_к$. Если питающее напряжение U_{ab} имеет номинальное значение, то стрелка милливольтметра устанавливается против контрольной отметки на шкале. Если этого нет, то, изменяя положение движка реостата R, выводят стрелку милливольтметра на контрольную отметку. При измерении переключатель ставят в положение 2. В этом случае четвертым плечом моста будет сумма сопротивлений $(R_Т + R_{пр})$, ток через рамку милливольтметра будет функцией этой суммы сопротивлений. Отсчет результата измерения производят по заранее проградуированной шкале милливольтметра. Такие мосты применяют крайне редко, так как результаты измерений зависят от колебаний сопротивления соединительных проводов и питающего мост напряжения. Рекомендуется применять неуравновешенные мосты в тех случаях, когда сопротивление датчика во много раз превышает сопротивление соединительных проводов.

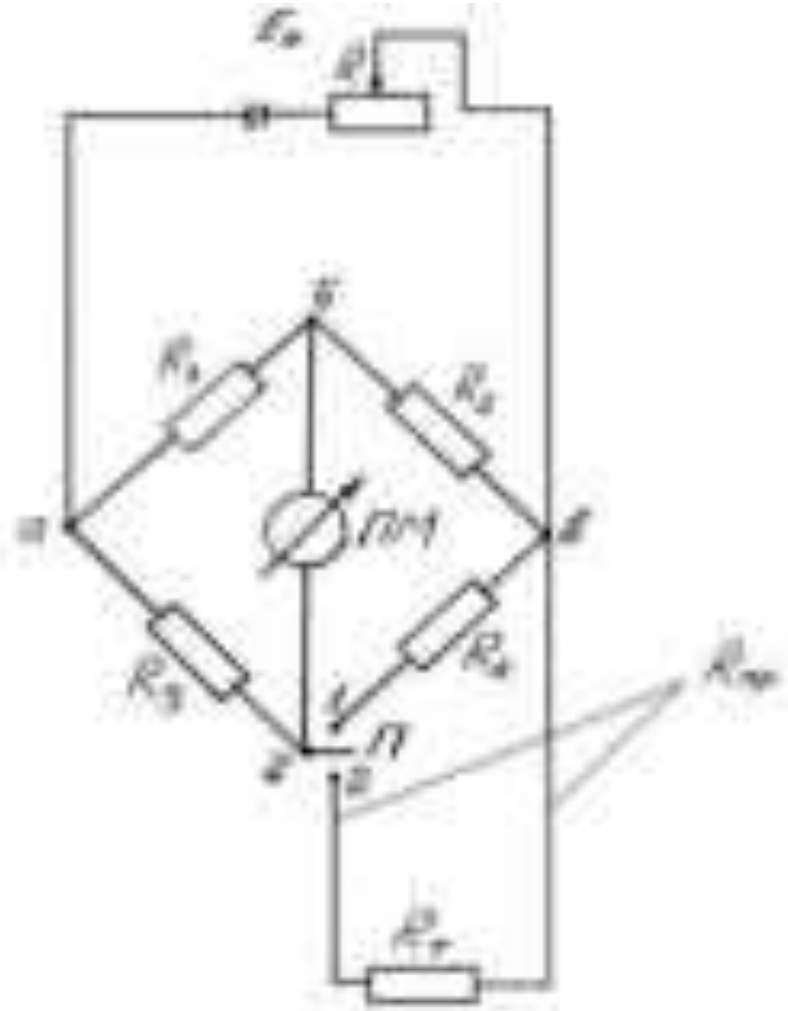


Рисунок 5 – Принципиальная схема неуравновешенного моста: E_a – источник питания; R – реостат для установки номинальной величины напряжения питания схемы; R_1, R_2, R_3 – постоянные сопротивления; П – переключатель; $R_к$ – контрольное сопротивление; $R_т$ – сопротивление термометра; $R_{пр}$ – сопротивление проводов;

Автоматические уравновешенные мосты широко используются для измерения и регистрации температуры в комплекте с ТС, а также других параметров, изменение которых может быть преобразовано в изменение активного сопротивления. Их характеризуют высокая точность и возможность использования в системах автоматического регулирования. Они выпускаются различных модификаций: одно- и многоточечные, с дисковой и ленточной диаграммой, с сигнальными устройствами и др.

На рисунке приведена принципиальная схема автоматического уравновешенного моста, работающего на переменном токе, который также как ручной равновесный мост, реализует нулевой метод измерения сопротивления.

Напряжение разбаланса на вершинах моста *a* и *b* подается на вход электронного усилителя ЭУ. В нем оно усиливается до величины, достаточной для приведения в действие реверсивного электродвигателя РД. Ротор двигателя вращается в ту или другую сторону в зависимости от знака напряжения разбаланса, через систему передач перемещает движок компенсирующего переменного резистора (реохорда) $R_р$, уравновешивая измерительную схему моста, а также перемещает показывающую стрелку. Если мост находится в равновесии, то ротор РД не вращается, т.к. напряжения на вход электронного усилителя не подается.

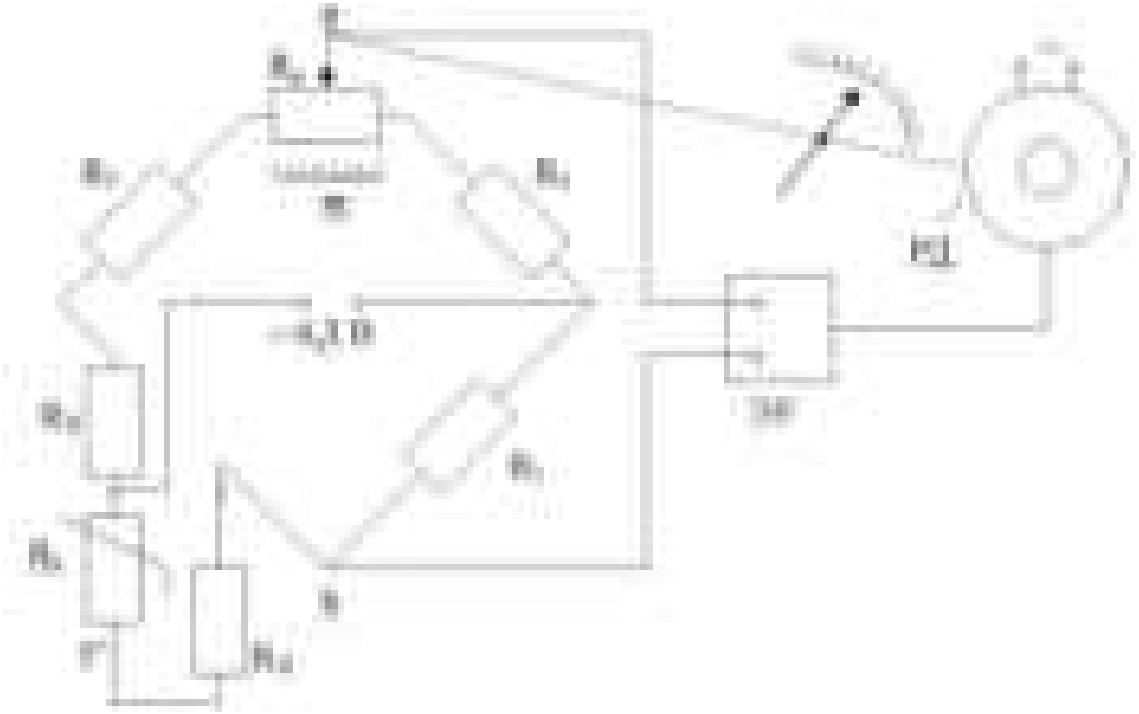


Рисунок 6 - Принципиальная схема автоматического уравновешенного моста

Кроме мостов, в качестве измерительных приборов для термометров сопротивления иногда применяют логометры, представляющие собой разновидность электроизмерительных приборов магнитоэлектрической системы (рисунок).

Постоянный магнит снабжен полюсными наконечниками *N* и *S* с цилиндрическими выточками. Центры выточек полюсных наконечников смещены относительно центра сердечника. Между полюсными наконечниками расположен цилиндрический сердечник из стали, вокруг которого вращается подвижная система из двух рамок RI и R2. К рамкам прикреплена стрелка, перемещающаяся вдоль шкалы. Воздушный зазор между полюсными наконечниками и сердечником неравномерный, поэтому магнитная индукция меняется (наибольшее значение в середине полюсных наконечников, наименьшее - у края), являясь функцией угла поворота от среднего положения.

К рамкам подводится ток от общего источника питания (*G*). В рамку R_1 ток поступает через термометр сопротивления R_T., в рамку R_2 – через резистор *R* постоянного сопротивления. Направление сил тока I_1 и I_2 таково, что вращающие моменты рамок оказываются направленными навстречу один другому.

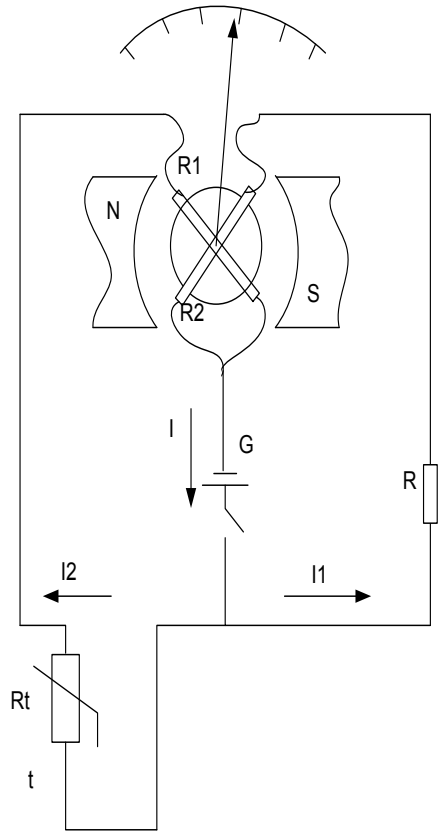


Рисунок 7 - Принципиальная схема логометра

Вращающие моменты рамок:

$$M_1 = C_1 \cdot B_1 \cdot \mathrm{I}\ , \tag{10}$$

$$M_2 = C_2 \cdot B_2 \cdot \mathrm{I}_2, \tag{11}$$

где C_1 и C_2 – постоянные, геометрических размеров и числа витков рамок; B_1 и B_2 – индукции в зоне расположения рамок.

Если сопротивление рамок одинаковое $R_1 = R_2$ и $R = R_t$, то $I_1 = I_2$, т.е. вращающие моменты рамок $M_1 = M_2$. При этом подвижная система находится в среднем положении. При изменении сопротивления термометра вследствие нагрева (или охлаждения) через одну из рамок потечет ток большей силы, равенство моментов нарушится, и подвижная система начнет поворачиваться в сторону действия большего момента. При вращении подвижной системы рамка, по которой течет ток большей силы, попадает в зазор с меньшей магнитной индукцией, вследствие чего действующий на нее момент уменьшается. При этом другая рамка входит в зазор с большей магнитной индукцией, и ее момент увеличивается. Вращение рамок продолжается до тех пор пока их вращающие моменты станут снова равны. В момент равновесия

$$C_1 \cdot B_1 \cdot \mathrm{I}_1 = C_2 \cdot B_2 \cdot \mathrm{I}_2 \tag{12}$$

или

$$\frac{\mathrm{I}_1}{\mathrm{I}_2} = \frac{C_2}{C1} \cdot \frac{B_2}{B_1} = C \cdot \frac{B_2}{B_1}. \tag{13}$$

Подставив в это уравнение значения I_1 и I_2, выраженные через напряжение источника питания U и сопротивление цепей, получим:

$$\frac{\dfrac{U}{R+R_t}}{\dfrac{U}{R_t+R_2}} = \frac{R_t+R_2}{R+R_1} = C\frac{B_2}{B_1}. \qquad (14)$$

Так как $B = f(\varphi)$, то и отношение $B_2/B_1 = f(\varphi)$; тогда

$$\frac{R_t+R_2}{R+R_1} = \mathrm{f}(\varphi) \qquad (15)$$

или

$$\varphi = f\left(\frac{R_t+R_2}{R+R_1}\right). \qquad (16)$$

В этом выражении R, R_1 и R_2 постоянные, поэтому угол поворота подвижной системы зависит только от сопротивления термометра: $\varphi = f(R_t)$.

Показания прибора не зависят от колебания напряжения источника питания только в определенных границах. Так, при колебаниях напряжения питания $\pm$ 20 % возникает угловая погрешность $\Delta\varphi \approx 0{,}5 - 1\%$.

К рамкам логометра ток подводится тремя тонкими спиральными волосками, служащими одновременно для возвращения стрелки прибора к началу шкалы при прекращении питания прибора током.

Порядок выполнения работы:

1. Изучить теоретические основы по материалам лекций или перечню рекомендованной преподавателем литературы.

2 . Убедиться, что все выключатели модулей стенда находятся в положении «ВЫКЛ»

3 . Выбрать модули стенда для выполнения текущего задания. Расставить их на лабораторной стойке так, чтобы было удобно проводить эксперимент. Подготовить соединительные провода (перемычки), входящие в комплект поставки стенда.

4 . Подключить защитное заземление .

5 . Подключить модули стенда к сети ~220В 50Гц.

6 . Соединить модули стенда согласно принципиальной электрической схеме или схеме соединений.

7 . Провести эксперимент.

8 . Отключить модули от сети ~220В 50Гц.

9 . Составить отчет по лабораторной работе.

Порядок выполнения эксперимента:

Ознакомиться с электрической схемой соединения датчика с измерительным прибором для снятия статической характеристики. Статическая характеристика датчика - функциональная зависимость между изменениями входной X и выходной Y величинами.

Собрать схему проведения эксперимента по исследованию датчика «ТЕРМОСОПРОТИВЛЕНИЕ».



Рисунок 8

Представить схему для проверки преподавателю.

Включить питание модулей. Произвести измерение сопротивления на выходных клеммах датчика (2 – 10 Ом), изменяя температуру нагрева датчика от 25°С до 75°С

По мере увеличения температуры записывать показания с дисплея прибора и показания величины показания напряжения с прибора(мультиметра) через 1…2 °С.

Данные занести в таблицу и построить график зависимости сопротивления от температуры.

	1	2	3	4	5	…	N
Время, сек							
Температура, °С							
Сопротивление млОм							

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №5 «ИЗУЧЕНИЕ РЕГУЛИРУЕМОГО БИМЕТАЛЛИЧЕСКОГО ТЕРМОСТАТА»

Цель работы – изучение биметаллического регулируемого термостата.

Теоретическая часть:

Впервые биметаллические пластины были применены в XVIII веке английским часовщиком Джоном Харрисоном, который использовал их для регулирования точности хода морских хронометров. Современный биметаллический терморегулятор - это наиболее практичное и дешевое решение проблемы контроля рабочего диапазона температур.

Принцип работы биметаллического термостата.

При нагреве металлы расширяются. Каждый имеет свой коэффициент линейного расширения, из-за чего происходит искажение размеров и формы изделий из них. Это свойство определяет механизм работы биметаллических термостатов, который имеет такую последовательность:

Происходит нагрев пластины, один из слоев которой удлиняется быстрее.

В зависимости от видов металлов происходит постепенный или мгновенный изгиб пластины. Второй вариант изменения ее формы также называется механической бифуркацией.

Пластина приводит в действие исполнительный механизм термостата, который разрывает цепь.

Пластина остывает и возвращается в первоначальное состояние. Контакты устройства срабатывают автоматически или принудительно через кнопку, включая при этом цепь.

По своей сути регулируемый биметаллический термостат является тепловым реле, препятствующим перегреву оборудования. Такие устройства обычно рассчитаны на относительно небольшие температуры (до 180°С). Они также имеют нерегулируемое исполнение.

Преимущества использования биметаллических терморегуляторов.

Тепловые реле имеются в счетчиках, автоматических выключателях, электромоторах, бытовой технике и различном промышленном оборудовании. Биметаллический терморегулятор имеет несомненные достоинства: предельную простоту и надежность – устройство выдерживает до 100 тыс. циклов срабатывания; высокую точность срабатывания – ±1°С; низкую цену – биметаллическое реле в разы, а иногда и на порядок дешевле термостатов капиллярного типа; компактность, энергонезависимость и прочее.

Недостатком является инерционность – устройство может срабатывать с некоторым запозданием, но эта проблема решается путем настройки реле на более слабый нагрев.

Порядок выполнения работы:

1. Изучить теоретические основы по материалам лекций или перечню рекомендованной преподавателем литературы.

2 . Убедиться, что все выключатели модулей стенда находятся в положении «ВЫКЛ»

3 . Выбрать модули стенда для выполнения текущего задания. Расставить их на лабораторной стойке так, чтобы было удобно проводить эксперимент. Подготовить соединительные провода (перемычки), входящие в комплект поставки стенда.

4 . Подключить защитное заземление.

5 . Подключить модули стенда к сети ~220В 50Гц.

6 . Соединить модули стенда согласно принципиальной электрической схеме или схеме соединений.

7 . Провести эксперимент.

8 . Отключить модули от сети ~220В 50Гц.

9 . Составить отчет по лабораторной работе.

Порядок выполнения эксперимента:

1. Собрать схему проведения эксперимента по исследованию датчика «биметаллический термостат».



Рисунок 9

2. Представить схему для проверки преподавателю.

3. Включить питание модулей. На модуле «МУЛЬТИМЕТРЫ» установить режим 
(прозвонки)

4. выставить температуру на биметаллическом термостате 30 С˚

5. Выставить уставку по температуре 75 С˚на блоке «модуль электронагреватель»

6. Засечь на секундомере за какое время нагреется электронагреватель и замкнуться концы биметаллического термостата.

7. Повторить пункты 4-6 для 40,50,60 ,70 С˚

8. Записать показания в таблицу

9. Построить график зависимости температуры срабатывания термостата от времени

Таблица

Температура уставки теромостата, °С	30С˚	40С˚	50С˚	60С˚	70С˚
Температура уставки нагревателя, °С	75С˚	75С˚	75С˚	75С˚	75С˚
Время, сек					

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №6 «ИЗУЧЕНИЕ ДАТЧИКОВ ЦВЕТА И СВЕТА»

1.1. Цель работы:

1. Изучение датчика цвета.
2. Изучение фотодиода и влияния силы света на его характеристики.
3. Изучение фоторезистора и влияния силы света на его характеристики.
4. Изучение фототранзистора и влияния силы света на его характеристики.

1.2. Теоретические сведения

1. Датчик цвета TCS3200 можно использовать для распознавания цветов окружающих предметов в роботизированных системах. Датчик состоит из четырех светочувствительных сенсоров с оптическими фильтрами – красным, зеленым, голубым и бесцветным. Это позволяет выделить из света, отражающегося от исследуемого материала, четыре цветовых компонента.

Также на датчике располагаются четыре белых светоизлучающих диода, которые нужны для подсветки исследуемой поверхности.



Рисунок 1.2.1

Основа модуля определения цвета RKP-TSC3200 это микросхема TCS3200 (TAOS TCS3200 RGB sensor chip) представляет собой матрицу из фотодиодов 8 x 8, всего 64 фотодиода в одном кристалле. Из них 16 фотодиодов имеют синий светофильтр, 16 фотодиодов имеют зеленый светофильтр, 16 фотодиодов имеют красный светофильтр и 16 фотодиодов без светофильтра.

Такая внутренняя компоновка микросхемы TCS3200 позволяет датчику измерять интенсивность цвета в четырех цветовых диапазонах: синем, зеленом, красном и белом.

Питание датчика цвета необходимо осуществлять от источника питания напряжением +5 В. Управлять работой датчика можно сигналами S0, S1, S2, S3 и S4.

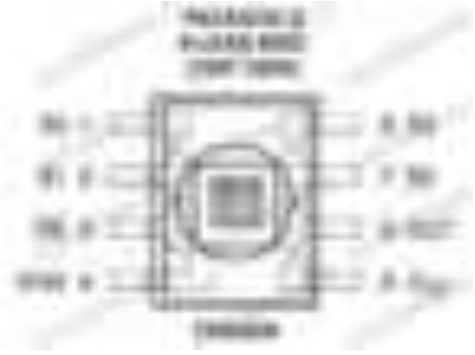


Рисунок 1.2.2

Датчик выдает информацию о цвете в виде импульсов, частота которых пропорциональна интенсивности света поступающего на соответствующий сенсор. Для удобства исследований цифровой выходной сигнал преобразован в аналоговый при помощи ЦАП.

2. Фотодиод - прибор, основанный на явлении фотовольтаического эффекта в полупроводниковом контактном переходе и предназначенный как для работы с приложением внешнего напряжения, так и без него.

В настоящее время при создании фотодиодов чаще других применяются p-n переходы, поэтому рассмотрим работу таких фотодиодов.

Фотодиод представляет собой пластинку полупроводникового материала, внутри которого имеются области примесной электронной (*n* – область) и дырочной (*p* – область) проводимостей. Границу между этими областями называют контактным *p-n* переходом (рисунок 1.2.3). Электронная и дырочная области снабжены невыпрямляющими контактами с присоединенными к ним выводами, с помощью которых осуществляется связь с внешней цепью. С целью предохранения чувствительного слоя фотодиода от воздействия внешней среды он покрывается лаком или монтируется в герметичном корпусе, изготовленном или из металла (со стеклянным входным окном) или из пластмасс.

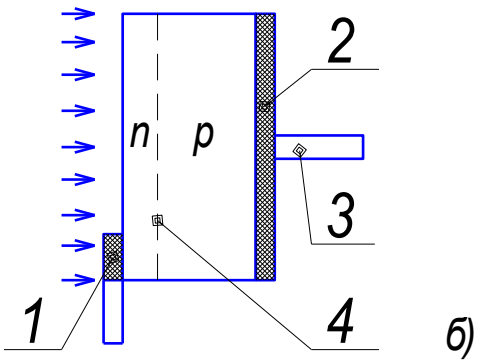


Рисунок 1.2.3 - Принципиальная схема фотодиода

Если внутри полупроводника граничат две области с разным типом проводимости, то возникает диффузия основных носителей тока: диффузионные токи электронов из *n* – области в *p* – область (ток I_{nn}) и дырок из *p* – области в *n* – область (ток I_{pp}). Приконтактные области объединяются основными носителями. Это приводит к появлению объемных зарядов вблизи границы, образованных неподвижными зарядами ионизированных атомов примеси (рисунок 1.2.4).

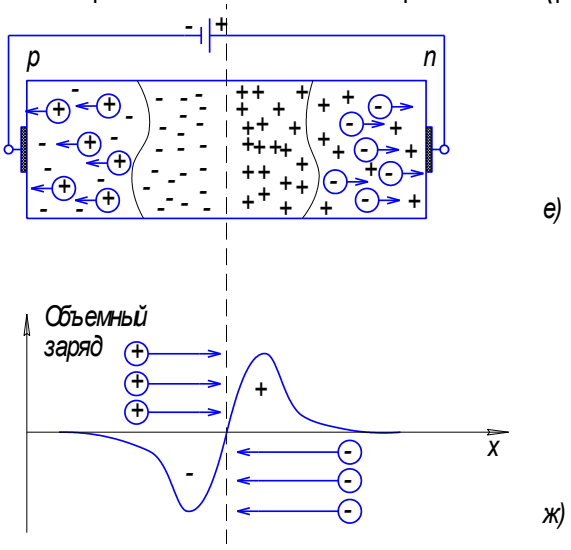


Рисунок 1.2.4 – Формирование p-n перехода

По мере нарастания объемных зарядов нарастает электрическое поле, противодействующее диффузии основных носителей (возникает потенциальный

барьер движению основных носителей и диффузионные токи основных носителей уменьшаются. Разность потенциалов этого поля называют контактной разностью потенциалов V_k, знак ее соответствует обеднению приконтактных областей основными носителями тока. Преодолеть потенциальный барьер могут только те из основных носителей, энергия которых больше энергии потенциального барьера ($E_k=eV_k$, e – заряд электрона).

Одновременно с диффузионным током основных носителей возникает встречный дрейфовый ток неосновных, т.к. для них контактное электрическое поле является ускоряющим. Дырки из n – области переходят в p – область (ток I_{pn}), а электроны из p – области – в n – область (ток I_{np}). Контактная разность потенциалов возрастает до тех пор, пока потоки основных и неосновных носителей через p-n переход не достигнут динамического равновесия:

$$I_{nn} = I_{np};\ \ I_{pp} = I_{pn} \tag{1.1.1}$$

При этом во внешней цепи ток отсутствует:

$$I_1 = I_{nn} + I_{pp} - I_{np} - I_{pn} = 0 \tag{1.1.2}$$

При приложении внешнего напряжения V_D потенциальный барьер изменяется на величину eV_D. Равновесие тока нарушается. При этом поток неосновных носителей через p-n переход изменяется незначительно, а ток основных носителей зависит от V_D: при прямом включении (плюс к p – области, минус к n – области) контактная разность потенциалов уменьшается и ток основных носителей очень быстро возрастает с увеличением V_D. При обратоном включении контактная разность потенциалов увеличивается и ток основных носителей практически прекращается. Вольт-амперная характеристика неосвещенного p-n перехода приведена на рисунок 1.2.5 (кривая $Ф$ = 0), где за положительные приняты: запирающее напряжение на диоде и обратный ток диода.

При облучении одной из областей излучением с энергией квантов $E_Ф$, превышающей ширину запрещенной зоны собственного полупроводникового материала этой области (ΔE) – $E_Ф > \Delta E$ – в объеме полупроводника генерируются пары неравновесных носителей тока – фотоэлектроны и фотодырки (внутренний фотоэффект в собственном полупроводнике). Когда дифференцирующие в объеме полупроводника фотоносители достигают области p-n перехода, в контактном электрическом поле происходит пространственное разделение пар: основные фотоносители остаются в объеме той области, где они возникли; неосновные свободно проходят через p-n переход, так как для них контактное поле является ускоряющим. Таким образом, неосновные фотоносители создают внутри p-n перехода дополнительный ток, который называют фототоком I_F.

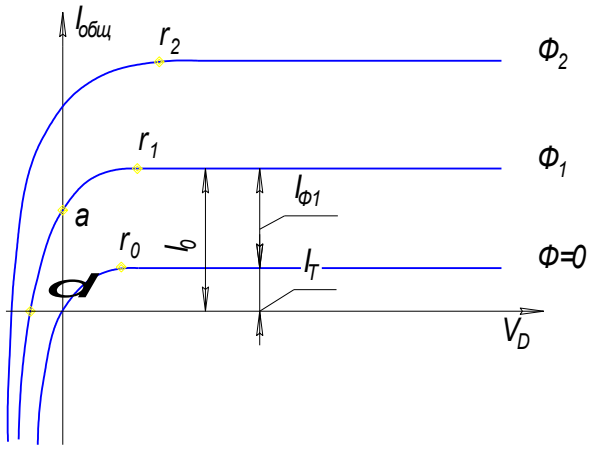
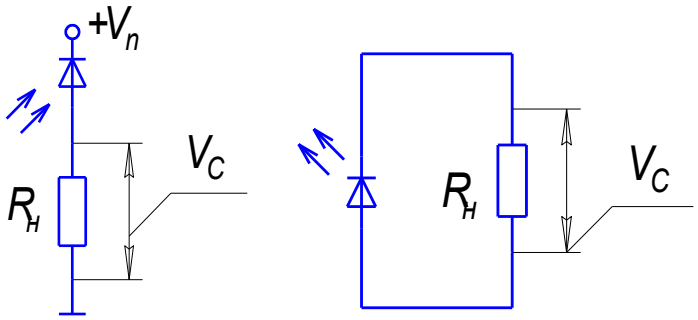


Рисунок 1.2.5 - Вольт-амперная характеристика *p-n* перехода

В зависимости от способа включения фотодиода и способа измерения фотосигналом цепи включения может служить или фототок или напряжение фотосигнала.

Фототок фотодиода преобразуется в напряжение фотосигнала посредством включения в электрическую цепь сопротивления нагрузки R_H

Применяют два способа (основных) включения фотодиода: фотодиодный режим (рисунок1.2.6(а)), вентильный режим (рисунок 1.2.6(б))



а б

Рисунок 1.2.6 - Фотодиодный (а) и вентильный (б) режимы работы фотодиода

Вентильный режим характерен отсутствием внешнего источника питания, т.е. используется способность *p-n* перехода фотодиода генерировать фотосигналы – фототок или фото ЭДС.В фотодиодном режиме внешнее напряжение V_D прикладывается в запирающем направлении.

3. Фоторезистор – это датчик, электрическое сопротивление которого меняется в зависимости от интенсивности падающего на него света. Чем интенсивней свет, тем больше создается свободных носителей зарядов и тем меньше становится сопротивление элемента.

Фоторезистор представляет собой тонкую пластинку или пленку полупроводника 1 с омическими контактами 2 на двух противоположных концах (рисунок 1.2.7), к которым подключается электрический источник питания. Полупроводник обычно наносится на стеклянную подложку 3.

Наиболее распространены фоторезисторы на основе CdS и CdSe, спектральные характеристики которых располагаются в видимой области спектра. В Инфракрасном диапазоне работают фоторезисторы из Ge, Si и т.д.

Падающее на поверхность фоторезистора излучение генерирует в нем свободные носители за счет собственного или примесного поглощения. Принцип

работы фоторезистора приведен на рисунке 1.2.8.

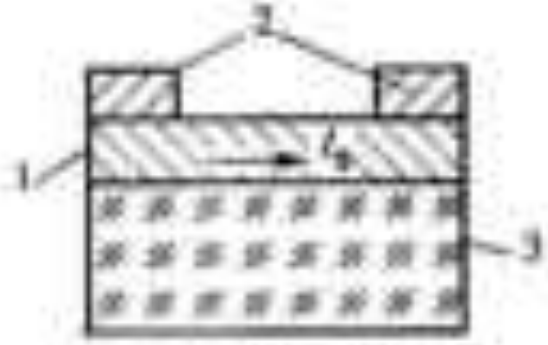
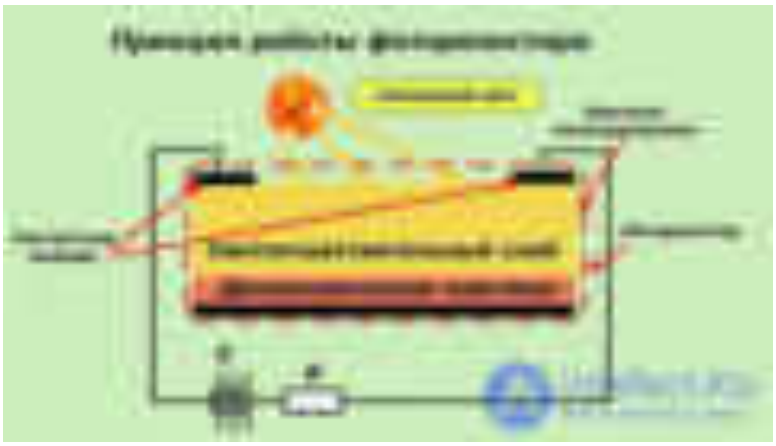


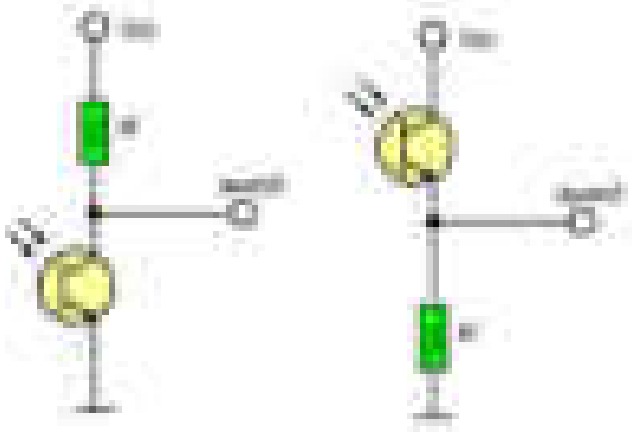
Рисунок 1.2.7 – Схема фоторезистора



1.2.8 – Принцип работы фоторезистора

4. Фототранзистор представляет собой твердотельное полупроводниковое устройство с внутренним усилением, которое используется для обеспечения аналоговых и цифровых сигналов. Фототранзисторы используются в детекторах дыма, лазерных радарах, системах дистанционного управления. Фототранзисторы более чувствительны по сравнению с фотодиодами, а также создают больший фототок.

Существует 2 основные схемы включения фототранзистора (рисунок 1.2.9).



1.2.9 – Схемы включения NPN транзистора. а – с общим эмиттером,

б – с общим коллектором

В случае включения по рисунку 1.2.9(а) сигнал переходит из высокого состояния в низкое в момент освещения фототранзистора, в случае 1.2.9(б) происходит обратное.

В обоих случая фототранзисторы могут использоваться в двух режимах работы: работа в активном режиме, работа в режиме переключения.

Работа в активном режиме подразумевает, что фототранзистор генерирует выходной сигнал пропорциональный степени его освещенности. То есть значение выходного сигнала имеет обратную зависимость от освещенности. Работа в режиме переключения подразумевает, что фототранзистор в ответ на его освещение будет либо «выключен», либо «включен». Активный режим используется тогда, когда необходимо различать несколько порогов напряжения. Режим переключения используется тогда, когда необходимо получить цифровой выходной сигнал. Переход от одного режима к другому осуществляется подбором резистора (в цепи коллектора в случае 1.2.9(а) или эмиттера в случае 1.2.9(б)). Обычно для режима переключения используется резистор номиналом более 5кОм, а для активного режима менее 5кОм.

Структура

1.3. Порядок проведения экспериментов:

В работе используются:

- модули: «Мультиметры», «Датчики цвета и света», «Регулируемый источник питания постоянного тока».

1. Изучение датчика цвета.

1.1 Ознакомиться с схемой соединения датчика с измерительным прибором (рисунок 1.3.1). В качестве измерительных приборов используются измерительные приборы модуля «Мультиметры».



Рисунок 1.3.1 – Подключение мультиметра для исследования датчика цвета

1.2 Собрать схему проведения эксперимента по исследованию датчика.

1.3 Включить питание модулей.

1.4 Произвести исследование датчика без фильтра, с красным светофильтром, с зеленым светофильтром и синим светофильтром. Для этого произвести выбор светофильтра нажатием кнопки «ВЫБОР СВЕТОФИЛЬТРА» до зажигания контрольного светодиода «ЦВЕТ» цветом, соответствующем выбранному светофильтру.

1.5 Поочередно изменяя цвета полос, измерить выходное напряжение каждого датчика с различными светофильтрами.

1.6 Данные занести в таблицу 1.3.1.

Таблица 1.3.1

Фильтр\Цвет полосы	красный	синий	зеленый
Uвых (мВ)без фильтра			
Uвых (мВ)красный			
Uвых (мВ)синий			
Uвых (мВ)зеленый			

1.7 Сделать соответствующие выводы по данному разделу лабораторной работы.

2. Изучение фотодиода и влияния силы света на его характеристики

2.1 Ознакомьтесь с схемой соединения фотодиода с измерительными приборами и источником питания (рисунок 1.3.2). Вольтметр необходимо установить в положение – измерение постоянного напряжения 20В. Амперметр необходимо установить в положение – измерение постоянного тока 2 мА.



Рисунок 1.3.2 – Подключение мультиметра и источника питания для исследования характеристик фотодиода в фотодиодном режиме работы

2.2 Собрать схему проведения эксперимента по исследованию характеристик фотодиода.

2.3 Включить питание модулей.

2.4 Установить напряжение питания 3В на модуле «Регулируемый источник питания постоянного тока».

2.5 Изменяя значение силы света (E(lx) при помощи ручки, зафиксировать значения напряжения и тока на мультиметрах и записать их в таблицу 1.3.2. В таблице указано значение освещенности для 11 рисок на поворотной ручке в порядке возрастания (0 соответствует 0 Lx, 1 соответствует 2150 Lx).

Таблица 1.3.2

Хар-ки\E(lx)	0	150	320	630	850	1100	1350	1610	1860	1990	2150
U_d											
I_d											

2.6 На основании полученных значений постройте зависимость фототока от освещенности.

2.7 Измените значение напряжения питания на 5В и повторите пункты 2.5 и 2.6.

2.8 Измените значение напряжения питания на 7В и повторите пункты 2.5 и 2.6.

2.9 Провести аналогичные опыты без источника питания (схема на рисунке 1.3.3).



Рисунок 1.3.3 – Подключение мультиметра и источника питания для исследования характеристик фотодиода в вентильном режиме работы

2.10 Сделать соответствующие выводы по данному разделу лабораторной работы.

3. Изучение фоторезистора и влияния силы света на его характеристики

3.1 Ознакомьтесь с схемой соединения фоторезистора с измерительными приборами и источником питания (рисунок 1.3.4). Вольтметр необходимо установить в положение – измерение постоянного напряжения 20В. Амперметр необходимо установить в положение – измерение постоянного тока 20 мА.



Рисунок 1.3.4 – Подключение мультиметра и источника питания для исследования характеристик фоторезистора

3.2 Собрать схему проведения эксперимента по исследованию характеристик фоторезистора.

3.3 Включить питание модулей.

3.4 Установить напряжение питания 3В на модуле «Регулируемый источник питания постоянного тока».

3.5 Изменяя значение силы света (E(lx) при помощи ручки, зафиксировать значения напряжения и тока на мультиметрах и записать их в таблицу 1.3.3. В таблице указано значение освещенности для 11 рисок на поворотной ручке в порядке возрастания (0 соответствует 0 Lx, 1 соответствует 2150 Lx).

Таблица 1.3.3

Хар-ки\E(lx)	0	150	320	630	850	1100	1350	1610	1860	1990	2150
U_{fr}											
I_{fr}											

3.6 На основании полученных значений постройте зависимость фототока от освещенности.

3.7 Измените значение напряжения питания на 5В и повторите пункты 3.5 и 3.6.

3.8 Измените значение напряжения питания на 7В и повторите пункты 3.5 и 3.6.

3.9 Сделать соответствующие выводы по данному разделу лабораторной работы.

4. Изучение фототранзистора и влияния силы света на его характеристики

4.1 Ознакомьтесь с схемой соединения фототранзистора с измерительными приборами и источником питания (рисунок 1.3.5). Вольтметр необходимо установить в положение – измерение постоянного напряжения 20В. Амперметр необходимо установить в положение – измерение постоянного тока 20 мА.



Рисунок 1.3.5 – Подключение мультиметра и источника питания для исследования характеристик фототранзистора в активном режиме

4.2 Собрать схему проведения эксперимента по исследованию характеристик фоторезистора.

4.3 Включить питание модулей.

4.4 Установить напряжение питания 3В на модуле «Регулируемый источник питания постоянного тока».

4.5 Изменяя значение силы света (E(lx) при помощи ручки, зафиксировать значения напряжения и тока на мультиметрах и записать их в таблицу 1.3.4. В таблице указано значение освещенности для 11 рисок на поворотной ручке в порядке возрастания (0 соответствует 0 Lx, 1 соответствует 2150 Lx).

Таблица 1.3.4

Хар-ки\E(lx)	0	150	320	630	850	1100	1350	1610	1860	1990	2150
U_{vt}											
I_{vt}											

4.6 На основании полученных значений постройте зависимость фототока от освещенности.

4.7 Измените значение напряжения питания на 5В и повторите пункты 4.5 и 4.6.

4.8 Измените значение напряжения питания на 7В и повторите пункты 4.5 и 4.6.

4.9 Сделать соответствующие выводы по данному разделу лабораторной работы, определить режим работы фототранзистора.

ЗАМЕТКИ

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по учебно-методическому комплексу
_____ С.А. Упоров

МЕТОДИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ ПО САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЕ СТУДЕНТОВ

Б1.В.09.06 СРЕДСТВА ИЗМЕРЕНИЙ

Специальность -
21.05.04 Горное дело
Специализация -
Мехатроника и робототехника промышленных комплексов

Одобрена на заседании кафедры	Рассмотрена методической комиссией факультета
Технической механики	Горно-механического
(название кафедры)	*(название факультета)*
Зав. кафедрой _____	Председатель _____
(подпись)	*(подпись)*
Волков Е.Б.	Осипов П.А.
(Фамилия И.О.)	*(Фамилия И.О.)*
Протокол № 1 от 15.09.2023	Протокол № 2 от 20.10.2023
(Дата)	*(Дата)*

Екатеринбург

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие 9
Основы метрологии 11
1.1. Краткий исторический обзор 11
1.2. Термины и определения 14
1.3. Задачи метрологии 18
1.4. Международная система единиц 22
1.4.1. Общие положения 22
1.4.2. Основные единицы 23
1.4.3. Производные единицы 25
1.4.4. Внесистемные единицы 27
1.4.5. Кратные и дольные единицы 32
1.4.6. Единицы количества информации 33
1.4.7. Достоинства Международной системы единиц 33
2. Основы теории погрешностей 34
2.1. Общие положения 34
2.2. Нормальный закон распределения 38
2.3. Распределение Стьюдента 40
2.4. Распределение χ^2 41
2.5. Классификация погрешностей 43
2.6. Количественные характеристики погрешностей 46
3. Характеристики средств измерений 48
3.1. Общие положения 48
3.2. Статические характеристики 49
3.3. Динамические характеристики 50
3.4. Универсальные характеристики 53
3.5. Характеристики погрешностей 54
3.6. Классы точности 55
4. Статические погрешности средств измерений 60

4.1. Общие положения ... 60
4.2. Выявление промахов ... 62
4.3. Систематические погрешности ... 65
4.4. Случайные погрешности ... 67
4.5. Суммарные погрешности ... 69
4.6. Правила округления ... 72
4.7. Пример расчета ... 73
5. Доверительные интервалы и погрешности погрешностей ... 78
5.1. Общие положения ... 78
5.2. Погрешность арифметического среднего ... 78
5.3. Погрешность систематической погрешности ... 79
5.4. Погрешность среднего квадратического отклонения ... 81
5.5. Необходимое число измерений ... 82
5.6. Пример расчета ... 86
6. Динамические погрешности средств измерений ... 90
6.1. Общие положения ... 90
6.2. Передаточные функции ... 92
6.3. Частотные характеристики ... 95
6.4. Пример расчета ... 97
7. Погрешности результатов измерений ... 102
7.1. Погрешности прямых многократных измерений ... 102
7.1.1. Порядок оценки ... 102
7.1.2. Пример расчета ... 106
7.2. Погрешности прямых однократных измерений ... 109
7.2.1. Порядок оценки ... 109
7.2.2. Примеры расчета ... 112
7.3. Погрешности косвенных измерений ... 116
7.3.1. Порядок оценки погрешностей классическим методом ... 116
7.3.2. Порядок оценки погрешностей по МИ 2083–90 ... 120
7.3.3. Примеры расчета ... 124

7.4. Неопределенности измерений 129
8. Измерения физических величин 135
8.1. Общие положения 135
8.2. Датчики 137
8.3. Измерительные схемы 139
8.4. Средства измерения электрических величин 141
9. Построение и применение датчиков 143
9.1. Общие положения 143
9.2. Классификация датчиков 144
9.3. Параметрические датчики 147
9.3.1. Реостатные датчики 147
9.3.2. Датчики контактного сопротивления 149
9.3.3. Тензорезисторные датчики 151
9.3.4. Фоторезисторные датчики 155
9.3.5. Терморезисторные датчики 157
9.3.6. Индуктивные датчики 160
9.3.7. Емкостные датчики 167
9.4. Генераторные датчики 169
9.4.1. Термоэлектрические датчики 169
9.4.2. Пьезоэлектрические датчики 175
9.4.3. Индукционные датчики 178
9.4.4. Датчики Холла 180
9.4.5. Трансформаторные датчики 182
9.5. Тенденции развития датчикостроения 186
10. Динамика термочувствительных датчиков 188
10.1. Исходные данные 188
10.2. Скачкообразное изменение температуры 190
10.3. Линейное изменение температуры 195
11. Мостовые измерительные схемы 199
11.1. Общие положения 199

11.2. Основные соотношения при исследовании чувствительности 201
11.3. Основные соотношения при исследовании линейности 203
12. Неравновесные токовые мостовые измерительные схемы 204
12.1. Чувствительность токовых мостовых схем 204
12.1.1. Общие положения 204
12.1.2. Основные соотношения 206
12.1.3. Выводы и рекомендации 213
12.2. Линейность токовых мостовых схем 215
12.2.1. Общие положения 215
12.2.2. Основные соотношения 217
12.2.3. Выводы и рекомендации 226
13. Неравновесные потенциальные мостовые схемы 228
13.1. Чувствительность потенциальных мостовых схем 228
13.1.1. Общие положения 228
13.1.2. Основные соотношения 229
13.2. Линейность потенциальных мостовых схем 231
13.2.1. Общие положения 231
13.2.2. Основные соотношения 233
13.2.3. Выводы и рекомендации 242
14. Равновесные мостовые схемы 245
14.1. Общие положения 245
14.2. Датчик в первом плече 245
14.3. Датчик во втором плече 248
14.4. Датчик в третьем плече 250
14.5. Датчик в четвертом плече 251
14.6. Примеры расчета равновесных схем 253
15. Мостовые схемы переменного тока 257
15.1. Общие положения 257
15.2. Измерения параметров катушек индуктивности 262
15.3. Измерение параметров конденсаторов 267

15.4. Шестиплечие мостовые схемы 271
15.5. Трансформаторные мостовые схемы 272
15.6. Выводы и рекомендации 274
16. Примеры использования равновесных мостовых измерительных схем 276
16.1. Двух- и трехпроводные схемы включения датчиков 276
16.2. Автоматические мостовые схемы 277
17. Аналоговые электромеханические приборы 279
17.1. Общие положения 279
17.2. Магнитоэлектрические приборы 281
17.3. Электромагнитные приборы 284
17.4. Электродинамические приборы 288
17.5. Электростатические приборы 291
17.6. Индукционные приборы 294
17.7. Логометры 296
18. Приборы сравнения 299
18.1. Общие положения 299
18.2. Компенсаторы постоянного тока с ручным управлением 299
18.3. Автоматические компенсаторы постоянного тока 302
18.4. Полярно-координатные компенсаторы переменного тока 305
18.5. Прямоугольно-координатные компенсаторы переменного тока 306
19. Аналоговые электронные приборы 309
19.1. Общие положения 309
19.2. Вольтметры средних значений 310
19.3. Вольтметры амплитудных значений 314
19.4. Конденсаторные частотомеры 317
19.5. Омметры 320
20. Цифровые измерительные приборы 324
20.1. Общие положения 324
20.2. Электромеханические цифровые приборы 326
20.3. Электронные цифровые приборы 328

20.3.1. Времяимпульсные вольтметры ... 328
20.3.2. Уравновешивающие вольтметры ... 330
20.3.3. Электронно-счетные частотомеры ... 333
20.3.4. Измерители временных интервалов ... 335
20.3.5. Измерители разности фаз ... 338
20.4. Мультиметры ... 340
21. Измерительно-компьютерные системы ... 341
22. Измерение электрических токов ... 344
22.1. Общие положения ... 344
22.2. Измерение постоянного тока ... 346
22.3. Измерение переменного тока ... 351
23. Измерение электрических напряжений ... 354
23.1. Общие положения ... 354
23.2. Измерение постоянного напряжения ... 356
23.3. Измерение переменного напряжения ... 360
24. Измерение электрических сопротивлений ... 365
24.1. Общие положения ... 365
24.2. Измерение малых сопротивлений ... 370
24.3. Измерение средних сопротивлений ... 376
24.4. Измерение больших сопротивлений ... 384
25. Измерение температуры ... 389
25.1. Общие положения ... 389
25.2. Термометры ... 394
25.3. Пирометры ... 403
Заключение ... 411
Библиографический с писок ... 413
Приложение 1. Статистические таблицы ... 418
Приложение 2. Критерий согласия по ГОСТ 8.508 – 84 ... 423
Приложение 3. Характеристики датчиков ... 426
Приложение 4. Условные обозначения на шкалах и корпусах приборов ... 438

Приложение 5. Характеристики электроизмерительных приборов..... 441
Приложение 6. Условные графические обозначения в схемах 447
Приложение 7. Обозначение единиц измерения, их кратных и дольных значений 450
Приложение 8. Классификация электронных электроизмерительных приборов и система их обозначения..... 451
Приложение 9. Технические характеристики стандартных измерительных шунтов 454
Приложение 10. Технические характеристики устройства типа И58М 455
Приложение 11. Технические характеристики добавочного сопротивления типа Р-109..... 457
Приложение 12. Технические характеристики жидкостных термометров 458
Приложение 13. Технические характеристики манометрических термометров.. 460
Приложение 14. Визуальный оптический пирометр «Проминь» 461
Приложение 15. Телескоп пирометра суммарного излучения типа ПИРС-019 с усилителем 462

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящее учебное пособие посвящено методам и средствам измерения. В работе приводятся основные понятия, встречающиеся в теории и практике метрологического обеспечения измерений. Рассмотрены методы и средства измерений физических величин, в том числе датчики, мостовые измерительные схемы, электроизмерительные приборы и приборы для измерения неэлектрических величин.

Особенно детально рассмотрены вопросы, связанные с погрешностями, так как в задачу каждого измерения входит не только определение искомой величины, но и оценка погрешности полученного результата.

Следует отметить, что в настоящее время отсутствуют учебники и учебные пособия (см., например, [1–12]), которые бы в полной мере отвечали учебным планам специальностей: 230101 – ВМКСС; 230102 – АСУ; 280101 – БЖТ; 280103 – ЗЧС; 280104 – ПБ и рабочим программам по дисциплинам «Методы и средства измерений», «Метрология, стандартизация и сертификация» для студентов всех форм обучения перечисленных выше специальностей.

Монографии [13; 20–22] написаны для специалистов и по своему содержанию не могут служить учебными пособиями. В других случаях [1; 2; 7], стремясь к краткости и лаконичности, авторы опускают ряд существенных разделов курса. К тому же некоторые положения (например, по Международной системе единиц, по оценке погрешностей и др.) получили новую трактовку, что потребовало внести соответствующие изменения и дополнения.

При написании данного учебного пособия была сделана попытка охватить все вопросы, возникающие при изучении методов и средств измерений, а также основ метрологии, стандартизации и сертификации в соответствии с требованиями учебных планов и рабочих программ. Особенно большое внимание уделяется метрологии как науке об измерениях и их единстве. Значительная часть учебного пособия посвящена методам оценки погрешностей результатов и средств измерений.

Для сокращения объема учебного пособия некоторые второстепенные положения рассмотрены сравнительно кратко, без подробных доказательств и выкладок, а некоторые разделы изложены в виде инструкций и рекомендаций.

Работа снабжена приложениями, содержащими справочные данные, что может облегчить ее использование как практического руководства при оценке, например, погрешностей результатов и средств измерений без привлечения других книг и справочников. Последнее обстоятельство расширяет область использования учебника. И хотя учебник предназначен в основном для студентов, он с успехом может быть использован аспирантами, инженерами, преподавателями и научными работниками.

Библиографический список, приведенный в конце работы, включает в себя учебники, учебные пособия, монографии, справочники, нормативные документы и статьи, опубликованные в журналах и научных трудах. Ссылки на конкретные литературные источники приводятся по мере необходимости при рассмотрении соответствующих тем и задач метрологии и технических измерений. Новая литература, изданная в последние годы, приведена в конце библиографического списка. Здесь также представлен перечень нормативных документов, ссылки на которые сделаны в учебнике.

Автор благодарит рецензентов – закафедрой автоматизации производственных процессов УГЛТУ, кандидата технических наук, доцента С.П. Санникова и старшего научного сотрудника ИММ УрО РАН, кандидата технических наук, доцента С.И. Кумкова – за доброжелательное отношение к рукописи и за полезные замечания, сделанные ими при рецензировании.

Автор выражает признательность научному редактору, кандидату технических наук, доценту кафедры автоматики и управления в технических системах УГТУ–УПИ В.И. Паутову за большую работу по научному редактированию учебного пособия. Особую признательность автор выражает кандидату технических наук, доценту кафедры автоматики и информационных технологий УГТУ–УПИ Н.П. Бессонову за ценные советы и предложения, высказанные им при обсуждении рукописи.

ОСНОВЫ МЕТРОЛОГИИ

1.1. Краткий исторический обзор

Термин «метрология» образован из двух греческих слов: «метрон» – мера и «логос» – учение. В дословном переводе «метрология» – это учение о мерах или, как принято определять в настоящее время это понятие, – наука об измерениях (более полное определение термина «метрология» приведено ниже в разделе «Термины и определения»).

Измерения выполнялись человечеством с незапамятных времен. Уже в древности проводились измерения времени, расстояния между поселениями, веса (массы) физических тел, площади земельных участков и т. д. Как правило, при этом использовались антропологические единицы измерений, т. е. единицы измерений, связанные с человеком и размерами его тела. Например, в России использовались следующие меры [10; 11; 23]:

1) *перст* – ширина указательного пальца (в метрической системе мер около 2 см);

2) *вершок* – ширина сложенных вместе двух пальцев, указательного и среднего (около 4,4 см);

3) *пядь малая* – расстояние между концами вытянутых большого и указательного пальцев руки (около 19 см);

4) *пядь великая* – от кончика мизинца до кончика большого пальца, растянутых по одной линии (от 22 до 23 см);

5) *косая сажень* – расстояние от носка левой ноги до конца пальцев правой руки, вытянутой по диагонали (от 216 до 248 см).

Антропологические единицы обладают очевидными недостатками (у разных людей разные «пяди», «вершки», «сажени» и т. д.). Для преодоления недостатка «чистых» антропологических единиц уже сравнительно давно стали использовать в качестве образцовых мер и эталонов деревянные сажени, медные фунты, мерные бутыли и т. д. Вещественные образцовые меры и эталоны не могли преодолеть всех недостатков измерений, основанных на антропологи-

ческих единицах. Требовался переход на принципиально новые единицы измерений, что и было сделано при создании метрической системы мер. Научное обоснование такого перехода обеспечила метрология.

Метрология как наука зародилась в конце XVIII века во времена Великой французской буржуазной революции 1789 г. Основоположники метрологии – Кулон, Лавуазье, Лагранж, Лаплас и другие известные ученые – предложили перейти от антропологических единиц к естественным единицам измерений (в дальнейшем получившим название естественнонаучных единиц). В основу естественных единиц измерений были положены такие единицы, как метр, килограмм и секунда, связанные с размерами Земли и с вращением ее вокруг своей оси. За единицу массы (единицу «веса» в первоначальной редакции) был принят килограмм, приравненный к массе («весу») воды определенного объема при заданной температуре. 7 мая 1795 г. Конвент принял закон о внедрении метрической системы мер во Франции. Фактически же это внедрение происходило длительное время и потребовало больших усилий.

Приведем первые определения основных единиц метрической системы мер:

1) *метр* – это одна сорокамиллионная часть земного меридиана, проходящего через город Париж.

2) *килограмм* – вес 1 дм^3 чистой воды при +4 ^{0}С.

3) *секунда* – это 1/86 400 часть солнечных суток.

Таким образом, от единиц, связанными с размерами тела человека, был сделан пере

Первые определения метрических мер измерения имели чисто академический (научный) вид (отсюда и название «естественно-научные единицы»), и их практическое использование было затруднено. Например, в определении килограмма есть нечеткое понятие «чистая вода». Это какая вода: из озера, из реки, из родника или как-то специально приготовленная? Кроме того, возникают трудности при воспроизведении объема 1 дм^3 и при поддержании температуры воды +4 ^{0}С, что требуется по приведенному определению килограмма. Для преодоления этих недостатков был сделан переход на материальное воспроизведе-

ние единиц измерений. Например, метр был воспроизведен в виде платиновой линейки, а затем в виде расстояния между штрихами, нанесенными на двутавровую балочку из сплава платины и иридия. Аналогично килограмм стал воспроизводиться в виде цилиндрической гири из сплава платины и иридия. Соответственно изменились определения единиц измерений, причем определение метра просуществовало до 1960 г., а определение килограмма (как массы международного прототипа килограмма) оказалось настолько удачным, что существует до сих пор. Более подробно единицы измерений рассмотрены ниже, в последующих разделах учебного пособия.

В России основоположником метрологии принято считать Дмитрия Ивановича Менделеева (1834–1907), хотя и до него проводились отдельные работы по метрологии и метрологическому обеспечению измерений. Д.И. Менделеев был разносторонним ученым. Он хорошо известен как химик и создатель периодической системы химических элементов. Кроме того, он занимался воздухоплаванием и даже летал на воздушном шаре. По заданию правительства разработал для русской армии бездымный порох. До этого в русской армии использовался дымный порох, малоэффективный и дающий много дыма (особенно при стрельбе из орудий большого калибра).

Кроме чисто научной деятельности, Д.И. Менделеев проводил большую организационную работу. В 1893 г. им была создана Главная палата мер и весов, являвшаяся, по существу, научно-исследовательским институтом метрологического профиля. В Англии аналогичная организация (Метрологическое отделение Национальной физической лаборатории) была создана в 1900 г., а в США – в 1901 г. (Национальное бюро стандартов).

Под руководством Д.И. Менделеева была проведена работа по сличению русской системы эталонов (аршин, сажень, фунт) с английскими и метрическими эталонами мер и весов. Была сделана попытка перейти на метрическую систему мер (метр, килограмм), но удалось добиться лишь ее факультативного применения.

Метрическая система мер как обязательная была официально признана лишь после Октябрьской революции 1917 года. 14 сентября 1918 г. был принят декрет Совнаркома «О введении Международной метрической системы мер и весов». Практически же это удалось сделать лишь через 9 лет – в 1927 г.

Для внедрения Международной метрической системы были созданы Палаты мер и весов во всех союзных республиках СССР и во многих крупных городах страны (в том числе и в Свердловске).

В дальнейшем Палаты мер и весов были преобразованы в Метрологические институты. Головным стал Всесоюзный научно-исследовательский институт метрологии (ВНИИМ) им. Д.И. Менделеева, преобразованный в настоящее время в Федеральное государственное унитарное предприятие «ВНИИМ им. Д.И. Менделеева» (г. Санкт-Петербург).

Организационную работу по метрологии и стандартизации до 2005 года возглавлял Госстандарт России. В 2005 году создано Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии (Ростехрегулирование), которое заменило Госстандарт.

В области научной метрологии головной организацией по-прежнему остается Федеральное государственное унитарное предприятие (ФГУП) «ВНИИМ им. Д.И. Менделеева». В Екатеринбурге работу по научной метрологии проводит Уральский научно-исследовательский институт метрологии (УНИИМ).

Кроме того, в составе Минпромэнерго организован Департамент технического регулирования и метрологии, на который возложена разработка технических регламентов.

1.2. Термины и определения

Термины и определения, используемые в настоящем учебном пособии, соответствуют межгосударственным рекомендациям РМГ 29 – 99 [53], введенным с 01.01.2001 взамен ГОСТ 16263 – 70.

Приводимые ниже метрологические термины и их определения заимствованы также из словаря-справочника [26] и частично из периодических изданий в той части, в которой они не противоречат рекомендациям [117].

Метрология – это наука об измерениях, методах и средствах обеспечения их единства и способах достижения требуемой точности.

Измерение – это совокупность операций по сравнению опытным путем измеряемой величины с некоторым ее значением, принятым за единицу измерения.

Единица измеряемой величины – это значение измеряемой величины, которому по определению присвоено числовое значение, равное 1.

Например, при измерении массы тела единицей измерения является «тело» с массой 1 килограмм (по определению килограмм равен массе международного прототипа килограмма); при измерении размеров комнаты шагами единицей измерения является 1 шаг.

Истинное значение величины – это значение величины, которое идеальным образом характеризует в качественном и количественном отношении соответствующую величину.

Действительное значение величины – это значение величины, полученное экспериментальным путем и настолько близкое к истинному значению, что в поставленной измерительной задаче может быть использовано вместо него.

В качестве действительного значения измеряемой величины принимаются номинальные значения эталонов, образцовых мер, стандартных образцов, образцовых средств измерений и т. п.

Результат измерения – это значение величины, полученное путем ее измерения.

Равноточные измерения – это ряд измерений какой-либо величины, выполненных одинаковыми по точности средствами измерений и в одних и тех же условиях.

Неравноточные измерения – это ряд измерений какой-либо величины, выполненных разными по точности средствами измерений и (или) в разных условиях.

Прежде чем обрабатывать ряд измерений, необходимо убедиться в том, что все измерения этого ряда являются равноточными.

Неравноточные измерения обрабатывают в целях получения результатов измерений только в том случае, когда невозможно получить ряд равноточных измерений.

Однократное измерение – это измерение, выполненное один раз.

Во многих случаях на практике выполняются именно однократные измерения. Например, измерение конкретного момента времени по часам проводится один раз, т. е. выполняется однократное измерение.

Для большей уверенности в получаемом результате одного измерения иногда недостаточно, поэтому выполняются два, три и более измерений одной и той же величины. В этом случае могут быть допущены выражения «двукратное измерение», «трехкратное измерение» и т. д.

Многократное измерение – это измерение одного и того же значения искомой величины, состоящее из ряда однократных измерений.

При многократных измерениях возникает вопрос, начиная с какого числа измерений их можно считать многократными. Строгого ответа на этот вопрос нет. Однако известно, что при числе измерений, равном четырем (и более), ряд измерений может быть обработан в соответствии с требованиями математической статистики. Это означает, что при четырех измерениях (и более) их можно считать многократными [26]. За результат многократных измерений одной и той же величины обычно принимают среднее арифметическое значение x, полученное по формуле (1.1) для равноточных измерений и по формуле (1.2) – для неравноточных измерений:

$$\bar{x} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} x_i \,, \tag{1.1}$$

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^{n} x_i \cdot P_i}{\sum_{i=1}^{n} P_i} \,, \tag{1.2}$$

где x_i – результат i-го измерения;

n – число измерений;

P_i – весовой коэффициент i-го измерения.

Среднее квадратическое отклонение (СКО) – это значение величины, полученное по формуле

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n}(x_i - \bar{x})^2}{n-1}}, \qquad (1.3)$$

где σ – СКО;

x_i – результат i-го измерения;

$\bar{x}$ – среднее арифметическое значение, полученное по формуле (1.1) или (1.2);

n – число измерений.

Среднее квадратическое отклонение (СКО) среднего арифметического значения ($\sigma_{\bar{x}}$) – это значение величины, полученное по формуле

$$\sigma_{\bar{x}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n}(x_i - \bar{x})^2}{n(n-1)}}. \qquad (1.4)$$

Отметим, что среднее квадратическое отклонение σ по формуле (1.3) характеризует разброс результатов измерений около среднего арифметического значения $\bar{x}$ (чем больше σ, тем больше результаты отдельных измерений отклоняются от $\bar{x}$). Среднее квадратическое отклонение среднего арифметического значения $\sigma_{\bar{x}}$ по формуле (1.4) характеризует разброс средних арифметических значений $\bar{x}_j$ около генерального среднего значения $\bar{\bar{x}}$ (чем больше $\sigma_{\bar{x}}$, тем больше $\bar{x}_j$ отклоняется от $\bar{\bar{x}}$; здесь $\bar{x}_j$ – среднее арифметическое значение j-й серии многократных измерений одной и той же величины; $\bar{\bar{x}}$ – генеральное среднее арифметическое значение по результатам всех серий многократных измерений одной и той же величины).

Прямое измерение – это измерение, при котором искомое значение величины находят непосредственно из опытных данных путем считывания с отчетных устройств используемых средств измерений.

Например, измерение массы на циферблатных весах, измерение температуры термометром, измерение длины с помощью линейных мер и т. д.

Косвенное измерение – это измерение, при котором искомое значение величины находят на основании известной зависимости между этой величиной и величинами, подвергаемыми прямому измерению.

Например, нахождение плотности однородного тела по его массе.

Рабочее средство измерений – это средство измерений (СИ), предназначенное для измерений, не связанных с передачей размера единицы другим средствам измерений. К рабочим СИ относят средства измерений, применяемые в научных целях, при контроле параметров продукции и технологических процессов, в сельском хозяйстве, в торговле, спорте и других видах деятельности, где необходимо получить значение той или иной физической величины.

Метрологическое средство измерений – это средство измерений (СИ), предназначенное для метрологических целей: воспроизведения единицы и (или) ее хранения или передачи размера единицы рабочим СИ. К метрологическим СИ относят эталоны, образцовые средства измерений (ОСИ), поверочные установки, стандартные образцы, средства сравнения (компараторы) и др.

Поверка средства измерений – это экспериментальное определение метрологических характеристик средства измерений и установление его пригодности к применению.

1.3. Задачи метрологии

К задачам метрологии относятся:

1) разработка и обоснование единиц измерений (единиц величин);
2) воспроизведение единиц измерений (единиц величин);
3) разработка, обоснование и аттестация методик выполнения измерений (МВИ);
4) аттестация средств измерений (СИ) по нормируемым метрологическим характеристикам;
5) стандартизация;
6) сертификация.

Разработка, обоснование и воспроизведение единиц измерений, а также аттестация МВИ и СИ подробно рассмотрены ниже, и в данном разделе учебного пособия эти задачи не рассматриваются.

Стандартизация и сертификация, строго говоря, к метрологии как науке об измерениях прямого отношения не имеют. Это самостоятельные дисциплины.

Стандартизация – это работа по установлению и применению норм и правил с целью упорядочить и оптимизировать деятельность в конкретной области (например, в области машиностроения, науки, экономики, торговли, транспорта и т. д.).

Сертификация – это подтверждение качества продукции или производства и их соответствия действующим стандартам и другим нормативно-техническим документам (НТД).

Хотя стандартизация и сертификация являются самостоятельными дисциплинами, они тесно «увязаны» с метрологией и опираются на нее. Часто трудно сказать, где заканчивается стандартизация и сертификация и начинается метрология, – настолько эти дисциплины тесно переплетены. В связи с этим стандартизация и сертификация отнесены к задачам метрологии (хотя это и является, как уже было сказано, несколько условным).

Деятельность в области стандартизации определяется принятыми в установленном порядке нормативными документами.

Нормативные документы, принятые в Российской Федерации:

1) **Законы Российской Федерации** (РФ).

2) **Указы Президента РФ**.

3) **Постановления Правительства РФ**.

Законы РФ, указы Президента и постановления Правительства обязательны к исполнению на всей территории РФ и на всех предприятиях, во всех организациях и учреждениях независимо от форм собственности.

4) **Государственные стандарты (ГОСТы)** – нормативные документы, обязательные к исполнению на всей территории РФ и во всех отраслях народного хозяйства. ГОСТы, введенные еще в СССР, действуют на всей территории

РФ до их официальной отмены и до замены на Государственные стандарты России (на ГОСТ Р).

5) **Отраслевые стандарты (ОСТы)** – нормативные документы, обязательные к исполнению на всей территории РФ в тех отраслях, к которым они относятся.

6) **Стандарты предприятий (СТП)** – нормативные документы, обязательные к исполнению на том предприятии, на котором они приняты и утверждены в установленном порядке.

7) **Технические условия (ТУ)** – технические документы, которым должны соответствовать те изделия, на которые данные ТУ распространяются.

8) **Руководящие документы (РД)** и **методические указания метрологических институтов (МИ)** носят рекомендательный характер и регламентируют деятельность в тех областях, на которые распространяются.

Примеры обозначения и наименования основных нормативных документов, используемых в настоящее время, приведены в конце учебного пособия в библиографическом списке [44–54].

Нормативных документов разного уровня насчитывается более 250 тысяч (в том числе около 25 тысяч ГОСТов, около 40 тысяч ОСТов и около 160 тысяч СТП и ТУ). Более точное число нормативных документов назвать затруднительно, так как они находятся в постоянном «движении»: часть нормативных документов регулярно отменяется, часть – вводится вновь, часть – видоизменяется и т. д.

В настоящее время намечаются серьезные преобразования в области стандартизации. Начало преобразований положено Законом РФ «О техническом регулировании», принятым в самом конце 2002 г. Основным нормативным документом по этому Закону становится технический регламент (ТР). В качестве ТР могут выступать соответствующие Законы РФ, указы Президента и постановления Правительства. ТР могут действовать и как самостоятельные обязательные нормативные документы, в которых приводятся ссылки на Законы, Указы, постановления, ГОСТы и другие нормативные документы. При этом

намечается отменить ОСТы, а часть ГОСТов перевести из обязательных в рекомендательные. Преобразования планируется проводить постепенно на протяжении нескольких лет. В течение всего переходного периода действует прежняя система стандартизации.

Кроме перечисленных выше нормативных документов (НД), все большее распространение получают следующие, относительно новые, НД.

1) **Межгосударственный стандарт СНГ** (обозначается ГОСТ, как и стандарт СССР) – принимается странами СНГ и становится обязательным после утверждения.

2) **Гармонизованные стандарты** – становятся обязательными после утверждения в качестве национального стандарта, требования которого соответствуют международным или региональным стандартам (обозначаются: ГОСТ Р ИСО; ГОСТ Р МЭК и т. д., где ИСО, МЭК и пр. – обозначение соответствующего международного стандарта).

3) **Рекомендации межгосударственные (РМГ)** – нормативный документ стран СНГ. Утверждается как рекомендательный или обязательный на территории РФ.

4) **Правила (ПР) и рекомендации (Р)** – нормативные документы. После утверждения могут иметь обязательный или рекомендательный статус.

Подробнее затронутые вопросы освещены в учебных пособиях [17–19]. Примеры обозначения стандартов приведены в библиографическом списке (см., например, [44–54]).

Следует отметить большую значимость для народного хозяйства нормативных документов, без которых фактически невозможно современное производство. Известно, например, шутливое высказывание, что стандарты для промышленности – то же, что воздух для человека. Есть воздух – и человек его не замечает, нет воздуха – и человек задыхается. Аналогично и со стандартами. Есть стандарты – и их не замечают, нет стандартов – и производство замирает.

1.4. Международная система единиц

1.4.1. Общие положения

Унификация единиц измерений, получившая с созданием метрической системы мощный импульс, в дальнейшем сменилась появлением и распространением многочисленных и разнообразных систем единиц. В начале XX века насчитывалось едва ли не два десятка различных систем единиц. Назовем некоторые из этих систем: СГС (сантиметр – грамм – секунда), электромагнитная система СГСМ, электростатическая система СГСЭ, практическая система МКС (метр – килограмм – секунда), система МКСА (метр – килограмм – секунда – ампер) и т. д. Проблема унификации единиц снова стала актуальной.

Вопрос о создании единой Международной системы единиц впервые был поднят еще в 1913 г. на V Генеральной конференции по мерам и весам (ГКМВ), но практические работы в этой области начались лишь в середине XX века.

В 1948 г. на IX ГКМВ было рассмотрено предложение о принятии Международной практической системы с основными единицами – метром, килограммом, секундой и одной из практических электрических единиц.

В 1954 г. на X ГКМВ было решено, что Международная система должна быть универсальна, т. е. охватывать все области измерений, и в качестве ее основных единиц следует принять метр, килограмм, секунду, ампер, градус Кельвина и свечу (канделу).

Наконец, в 1960 г. XI ГКМВ приняла решение:

1) присвоить системе, основанной на шести основных единицах, наименование «Международная система единиц»;

2) установить международное сокращенное наименование этой системы «SI» (от начальных букв Sisteme International);

3) ввести таблицу приставок для образования кратных и дольных единиц.

Международная система продолжала совершенствоваться и развиваться. Так, была добавлена седьмая основная единица – моль (единица измерения количества вещества). Кроме того, наименование «градус Кельвина» было заме-

нено наименованием «кельвин» и дало новое определение единице измерения времени (секунде).

В русской транскрипции Международная система единиц сокращенно называется СИ. В Советском Союзе (СССР) Международная система единиц введена как обязательная с 1 января 1982 г., и с этой же даты действовал ГОСТ 8.417–81.ГСИ. Единицы физических величин, замененный в настоящее время на ГОСТ 8.417–2002 [49], введенный в действие с 1 сентября 2003 г.

Единицы СИ должны применяться во всей вновь разрабатываемой технической документации и в публикациях, а также в учебных процессах всех учебных заведений, в учебниках и в учебных пособиях. Оговорено применение и некоторых единиц, не входящих в СИ.

Стандарт не распространяется на единицы, применяемые в научных исследованиях и при публикациях их результатов, если в них не рассматриваются и не используются результаты измерений конкретных физических величин, а также на единицы величин, оцениваемых по условным шкалам (например, шкалы твердости Роквелла и Виккерса, светочувствительности фотоматериалов и др.).

В настоящее время Международную систему составляют следующие единицы величин:

1) семь основных (табл. 1.1);

2) производные единицы (табл. 1.2–1.4);

3) двадцать абсолютных и десять относительных внесистемных единиц, допускаемых к применению наравне с единицами СИ (табл. 1.5; 1.6);

4) восемь внесистемных единиц, временно допускаемых к применению (табл. 1.7).

1.4.2. Основные единицы

Основные единицы Международной системы СИ приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Основные единицы СИ

Величина		**Единица**			
Наименование	**Размерность**	**Наименование**	**Обозначение**		**Определение**
			международное	русское	
1	2	3	4	5	6
Длина	*L*	метр	m	м	Метр есть длина пути, проходимого светом в вакууме за интервал времени 1/299 792 458 s [XVII ГКМВ (1983 г.), Резолюция 1]
Масса	*M*	килограмм	kg	кг	Килограмм есть единица массы, равная массе международного прототипа килограмма [I ГКМВ (1889 г.) и III ГКМВ (1901 г.)]
Время	*T*	секунда	s	с	Секунда есть время, равное 9 192 631 770 периодам излучения, соответствующего переходу между двумя сверхтонкими уровнями основного состояния атома цезия-133 [XIII ГКМВ (1967 г.), Резолюция I]
Электрический ток (сила электрического тока)	*I*	ампер	A	А	Ампер есть сила неизменяющегося тока, который при прохождении по двум параллельным прямолинейным проводникам бесконечной длины и ничтожно малой площади кругового поперечного сечения, расположенным в вакууме на расстоянии 1 m один от другого, вызвал бы на каждом участке проводника длиной 1 m силу взаимодействия, равную $2 \cdot 10^{-7}$ N [МКМВ (1946 г.), Резолюция 2, одобренная IX ГКМВ (1948 г.)]
Термодинамическая температура	Θ	кельвин	K	К	Кельвин есть единица термодинамической температуры, равная 1/273,16 части термодинамической температуры тройной точки воды [XIII ГКМВ (1967 г.), Резолюция 4]

Продолжение таблицы 1.1

Количество вещества	*N*	моль	mol	моль	Моль есть количество вещества системы, содержащей столько же структурных элементов, сколько содержится атомов в углероде-12 массой 0,012 kg. При применении моля структурные элементы должны быть специфицированы и могут быть атомами, молекулами, ионами, электронами и другими частицам или специфицированными группами частиц [XIV ГКМВ (1971 г.), Резолюция 3]
Сила света	*J*	кандела	cd	кд	Кандела есть сила света в заданном направлении источника, испускающего монохроматическое излучение частотой $540 \cdot 10^{12}$ Hz, энергетическая сила света которого в этом направлении составляет1/683 W/sr [XVI ГКМВ(1979 г.), Резолюция 3]

Примечания

1. Кроме термодинамической температуры (обозначение Т), допускается применять также температуру Цельсия (обозначение t), определяемую выражением $t = T–T_0$, где $T_0 = 273{,}15$ К. Термодинамическую температуру выражают в кельвинах, температуру Цельсия – в градусах Цельсия. По размеру градус Цельсия равен кельвину. Градус Цельсия – это специальное наименование, используемое в данном случае вместо наименования «кельвин».

2. Интервал или разность термодинамических температур выражают в кельвинах. Интервал или разность температур Цельсия допускается выражать как в кельвинах, так и в градусах Цельсия.

Обозначение Международной практической температуры в Международной температурной шкале 1990 г., если ее необходимо отличить от термодинамической температуры, образуют путем добавления к обозначению термодинамической температуры индекса «90» (например, T_{90} или t_{90}) [3].

1.4.3. Производные единицы

Примеры производных единиц СИ, образованных с использованием основных единиц СИ, приведены в табл. 1.2. Примеры производных единиц СИ, имеющих специальное название, приведены в табл. 1.3 и 1.4.

Таблица 1.2

Примеры производных единиц СИ, наименования которых образованы из наименований основных единиц

№ п/п	Измеряемая величина	Единица		
		Наименование	Обозначение	
			международное	русское
1	Площадь	квадратный метр	m^2	$м^2$
2	Скорость	метр в секунду	m/s	м/с
3	Ускорение	метр на секунду в квадрате	m/s^2	$м/с^2$
4	Плотность	килограмм на кубический метр	kg/m^3	$кг/м^3$
5	Плотность электрического тока	ампер на квадратный метр	A/m^2	$А/м^2$
6	Напряженность магнитного поля	ампер на метр	A/m	А/м
7	Молярная концентрация компонента	моль на кубический метр	mol/m^3	$моль/м^3$
8	Яркость	кандела на квадратный метр	cd/m^2	$кд/м^2$

Таблица 1.3

Примеры производных единиц СИ, имеющих специальные наименования

№ п/п	Измеряемая величина	Единица			Выражение через основные единицы СИ
		Наименование	Обозначение		
			международное	русское	
1	Частота	герц	Hz	Гц	s^{-1}
2	Сила, вес	ньютон	N	Н	$m \cdot kg \cdot s^2$
3	Давление	паскаль	Pa	Па	$m^{-1} \cdot kg \cdot s^2$
4	Количество электричества	кулон	C	Кл	$s \cdot A$
5	Электрическое напряжение	вольт	V	В	$m^2 \cdot kg \cdot s^{-3} \cdot A^{-1}$
6	Электрическая емкость	фарад	F	Ф	$m^{-2} \cdot kg^{-1} \cdot s^4 \cdot A^2$
7	Электрическое сопротивление	ом	Ω	Ом	$m^2 \cdot kg \cdot s^{-3} \cdot A^{-2}$

Продолжение таблицы 1.3

8	Индуктивность	генри	H	Гн	$m^2 \cdot kg \cdot s^{-2} \cdot A^{-2}$
9	Плоский угол	радиан	rad	рад	$m \cdot m^{-1}=1$
10	Телесный угол	стерадиан	sr	ср	$m^2 \cdot m^{-2}=1$

Таблица 1.4

Примеры производных единиц СИ, наименования которых образованы с использованием наименований, приведенных в табл. 1.3

№ п/п	Измеряемая величина	Единица			Выражение через основные единицы СИ
		Наименование	Обозначение		
			международное	русское	
1	Момент силы	ньютон-метр	N·m	Н·м	$m^2 \cdot kg \cdot s^{-2}$
2	Динамическая вязкость	паскаль-секунда	Pa·s	Па·с	$m^{-1} \cdot kg \cdot s^{-1}$
3	Плотность заряда (пространственная)	кулон на кубический метр	C/m^3	$Кл/м^3$	$m^{-3} \cdot s \cdot A$
4	Электрическое смещение	кулон на квадратный метр	C/m^2	$Кл/м^2$	$m^{-2} \cdot s \cdot A$
5	Напряженность электрического поля	вольт на метр	V/m	В/м	$m \cdot kg \cdot s^{-3} \cdot A^{-1}$
6	Диэлектрическая проницаемость	фарад на метр	F/m	Ф/м	$m^{-3} \cdot kg^{-1} \cdot s^4 \cdot A^{-2}$
7	Магнитная проницаемость	генри на метр	H/m	Гн/м	$m \cdot kg \cdot s^{-2} \cdot A^{-2}$

1.4.4. Внесистемные единицы

Внесистемные единицы, постоянно допускаемые к применению наравне с единицами СИ, приведены в табл. 1.5 и 1.6

Таблица 1.5

Абсолютные внесистемные единицы, постоянно допускаемые к применению наравне с единицами СИ

№ п/п	Наименование измеряемой величины	Единица				
		Наименование единицы	Обозначение		Соотношение с единицей СИ	Область применения
			международное	русское		
1	Масса	тонна	T	Т	$1\cdot10^{3}$ kg	Все области
		атомная единица массы	U	а.е.м.	$1{,}660502\cdot10^{-27}$ kg	Атомная физика
2	Время	минута	Min	мин	60 s	Все области
		час	*H*	ч	3600 s	
		сутки	*D*	сут	86400 s	
3	Плоский угол	градус	...°	...°	(π/180) rad	Все области
		минута	...'	...'	(π/10800) rad	
		секунда	..."	... "	(π/648000) rad	
		град (гон)	Доп	град	(π/200) rad	Геодезия
4	Объем, вместимость	литр	*L*	л	$1\cdot10^{-3}$ m^3	Все области
5	Длина	астрономическая единица	*U*a	а.е.	$1{,}49598\cdot10^{11}$ m	Астрономия
		световой год	*L*y	св.год	$9{,}4605\cdot10^{15}$ m	
		парсек	*P*c	пк	$3{,}0857\cdot10^{16}$ m	
6	Оптическая сила	диоптрия	-	дптр	1 m^{-1}	Оптика
7	Площадь	гектар	Ha	га	$1\cdot10^{4}$ m^2	Сельское хозяйство
8	Энергия	электрон-вольт	*eV*	эВ	$1{,}60218\cdot10^{-19}$ j	Физика
		киловатт-час	*kW·h*	кВт·ч	$3{,}6\cdot10^{6}$ j	Для счетчиков электрической энергии
9	Полная мощность	вольт-ампер	*V·A*	В·А		Электротехника

Продолжение таблицы 1.5.

10	Реактивная мощность	вар	*V*az	вар		Электротехника
11	Электрический заряд; количество электричества	ампер-час	*A·h*	А·ч	$3{,}6 \cdot 10^3$ С	Электротехника

Примечания

1. Наименования и обозначения единиц времени (минута, час, сутки), плоского угла (градус, минута, секунда), астрономической единицы, диоптрии и атомной единицы массы не допускается применять с приставками.

2. Допускается также применять другие единицы времени, получившие широкое распространение, например неделя, месяц, год, век, тысячелетие.

3. Обозначения единиц плоского угла пишут над строкой.

4. Единицу объема «литр» не рекомендуется применять при точных измерениях (например, вместо 1l следует применять $1 \cdot 10^{-3}$ m^3 = 1 $дм^3$). При возможности смещения обозначения «l» («эль») с цифрой «1» допускается использовать обозначение «L».

Таблица 1.6

Внесистемные относительные и логарифмические величины и их единицы, постоянно допускаемые к применению наравне с единицами СИ

№ п/п	Наименование измеряемой величины	Наименование единицы	Обозначение		Значение
			международное	русское	
1	Относительная величина; КПД; относительное удлинение; относительная плотность; деформация; относительная диэлектрическая и магнитная проницаемости; магнитная восприимчивость и т. п.	единица	*1*	*1*	1
		процент	%	%	$1 \cdot 10^{-2}$
		промилле	‰	‰	$1 \cdot 10^{-3}$
		миллионная доля	ppm	млн$^{-1}$	$1 \cdot 10^{-6}$
2	Логарифмическая величина; уровень звукового давления; усиление; ослабление и т. п.	бел	B	Б	1 B = $\lg(P_2/P_1)$ при $P_2 = 10P_1$ 1 B = $2\lg(F_2/F_1)$ при $F_2 = \sqrt{10}\,F_1$, где P_1, P_2 – мощность, энергия и т. п.; F_1, F_2 – напряжение, сила тока и т. п.
		децибел	dB	дБ	0,1 B
3	Логарифмическая величина; уровень громкости	фон	phon	фон	1 фон равен уровню громкости звука, для которого уровень звукового давления равногромкого с ним звука частотой 1000 Hz равен 1dB (1phon = 1dB при f = 1000 Hz)
4	Логарифмическая величина; частотный интервал	октава	–	окт	1 октава равна $\log_2(f_2/f_1)$ при $(f_2/f_1) = 2$

Продолжение таблицы 1.6

		декада	–	дек	1 декада равна $\lg(f_2/f_1)$ при $(f_2/f_1) = 10$, где f_2, f_1 – частоты
5	Логарифмическая величина (натуральный логарифм безразмерного отношения физической величины к одноименной физической величине, принимаемой за исходную)	непер	Np	Нп	1 Np = 0,8686…B 1 Np = 8,686… dB

Внесистемные единицы временно (до их отмены), допускаемые к применению наравне с единицами, СИ приведены в табл. 1.7.

Таблица 1.7

Внесистемные единицы, временно допускаемые к применению наравне с единицами СИ

п/п	Измеряемая величина	Наименование единицы	Обозначение		Соотношение с единицей СИ	Применение
			международное	русское		
1	Длина	морская миля	n mile	миля	1852 m	В морской навигации
2	Масса	карат	–	кар	$2 \cdot 10^{-4}$kg	Для драгоценных камней и жемчуга
3	Линейная плотность	текс	tex	текс	$1 \cdot 10^{-6}$kg/m	В текстильной промышленности
4	Скорость	узел	kn	уз	0,514 m/s	В морской навигации
5	Частота вращения	оборот в секунду	r/s	об/с	$1\ s^{-1}$	Электротехника
		оборот в минуту	r/min	об/мин	$0{,}016\ s^{-1}$	
6	Давление	бар	bar	бар	$1 \cdot 10^5$ Pa	Физика
7	Ускорение	гал	Gal	Гал	$0{,}01\ m/s^2$	Гравиметрия

1.4.5. Кратные и дольные единицы

Десятичные кратные и дольные единицы, а также их наименования и обозначения следует образовывать с помощью множителей и приставок, приведенных в табл. 1.8.

Присоединение к названию единицы двух и более приставок подряд не допускается. Например, вместо наименования единицы *микромикрофарад* следует писать – *пикофарад*.

Приставку или ее обозначение следует писать слитно с наименованием единицы, к которой она присоединяется, или соответственно с ее обозначением.

Таблица 1.8

Множители и приставки для образования десятичных кратных и дольных единиц и их наименований

Множитель	Наименование приставки	Обозначение		Множитель	Наименование приставки	Обозначение	
		международное	русское			международное	русское
10^{24}	иотта	Y	И	10^{-1}	деци	d	д
10^{21}	зетта	Z	З	10^{-2}	санти	c	с
10^{18}	экса	E	Э	10^{-3}	милли	m	м
10^{15}	пета	P	П	10^{-6}	микро	μ	мк
10^{12}	тера	T	Т	10^{-9}	нано	n	н
10^{9}	гига	G	Г	10^{-12}	пико	p	п
10^{6}	мега	M	М	10^{-15}	фемто	f	ф
10^{3}	кило	k	к	10^{-18}	атто	a	а
10^{2}	гекто	h	г	10^{-21}	зепто	z	з
10^{1}	дека	da	да	10^{-24}	иокто	y	и

Примечания

1. Примеры использования дольных и кратных приставок: $5 \cdot 10^{3}$ В = 5 кВ; $7 \cdot 10^{-3}$ А = 7 мА; $6 \cdot 10^{6}$ Ом = 6 МОм; $6 \cdot 10^{-3}$ Ом = 6 мОм.

2. Между последней цифрой числа и обозначением оставляют пробел. Например: 100 кВт; 80 %; 20 ˚С; (100,0 ± 0,1) кг; (1/50) s или (1/50) с.

3. В связи с тем, что наименование основной единицы массы – килограмм – содержит приставку «кило», для образования дольных и кратных единиц массы используют дольную единицу массы – грамм и приставки присоединяют к слову «грамм», например миллиграмм (mg или мг) вместо микрокилограмм (mkg или мкг).

1.4.6. Единицы количества информации

Стандарт 8.417–2002 [116] содержит справочные приложения, в которые вошли единицы величин, нашедшие широкое применение, но не в полной мере отвечающие требованиям международной системы единиц СИ. Одними из таких величин являются единицы количества информации (табл. 1.9), приведенные в справочном прил. А [116].

Таблица 1.9

Единицы количества информации

Наименование величины	**Единица**				**Примечание**
	Наименование	**Обозначение**		**Значение**	
		международное	**русское**		
Количество информации	бит	bit	Бит	1	Бит – единица информации в двоичной системе счисления (двоичная единица информации)
	байт	B (byte)	Б (байт)	1 Б = 8 бит	

Примечания

1. В соответствии с международным стандартом МЭК 60027-2 [121] единицы «бит» и «байт» применяются с приставками СИ (раздел 1.3.4 и табл. 1.8).

2. Исторически сложилось так, что с наименованием «байт» некорректно (вместо $1000 = 10^3$ принято $1024 = 2^{10}$) используют приставки СИ: 1 Кбайт = 1024 байт, 1 Мбайт = 1024 Кбайт, 1 Гбайт = 1024 Мбайт и т. д. При этом обозначение Кбайт начинают с прописной (большой) буквы «К» в отличие от строчной (малой) буквы «к» для обозначения множителя 10^3.

1.4.7. Достоинства Международной системы единиц

В заключение отметим ряд достоинств Международной системы единиц (СИ).

СИ – универсальна. Она охватывает почти все области физических явлений и почти все отрасли народного хозяйства.

Построение СИ отвечает современному уровню метрологии – оптимальный выбор основных единиц и, в частности, их числа и размеров, согласован-

ность (когерентность) производных единиц, образование кратных и дольных единиц посредством десятичных приставок и некоторые другие положения.

Международной системе присуща достаточная гибкость. Она допускает применение и некоторого числа внесистемных единиц. Это живая и развивающаяся система. Так, например, число основных единиц сравнительно недавно увеличено с шести до семи и может быть еще увеличено, если это будет необходимо для охвата какой-либо дополнительной области явлений. В будущем не исключено также смягчение некоторых действующих в СИ регламентирующих правил.

Международная система призвана стать повсеместно применяемой единственной системой единиц физических величин. Унификация единиц представляет давно назревшую необходимость. Уже сейчас СИ принята в большинстве стран мира и сделала ненужным многочисленные системы единиц, котировавшиеся еще несколько десятилетий назад.

Международная система единиц признана многими влиятельными международными организациями, включая Организацию Объединенных Наций (ООН). Среди признавших СИ – Международная организация по стандартам (ИСО), Международная организация законодательной метрологии (МОЗМ), Международная электротехническая комиссия (МЭК), Международный союз фундаментальной и прикладной физики и др. [23; 24–26].

2. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ПОГРЕШНОСТЕЙ

2.1. Общие положения

На практике измерение той или иной величины проводят обычно один раз. Имеет ли ценность такое измерение и какова его погрешность? На первую часть вопроса ответ должен быть положительным, т. е. даже единичное измерение имеет определенную ценность. На вторую часть вопроса ответ будет неоднозначным. Имея паспорт прибора или результаты его исследования, невозможно сказать, какова погрешность единичного измерения. Можно лишь сказать, что она не более некоторой величины, определяемой классом точности

этого прибора. Например, классу 0,05 соответствует погрешность не более ±0,05 % от верхнего предела шкалы, классу 0,02 соответствует погрешность не более ±0,02 % от верхнего предела шкалы и т. д. Отметим, что все сказанное правомерно, если методические и другие погрешности малы и ими можно пренебречь. Такое положение, когда известна лишь верхняя возможная граница погрешности, обычно допустимо и вполне приемлемо при проведении практических измерений. Если же этого недостаточно, то каждый раз необходимо проводить специальное исследование.

Целью такого исследования, как правило, бывает определение погрешности результата измерения и разделение этой погрешности на систематическую и случайную составляющие.

Кроме того, в ходе измерений могут появляться промахи (из-за которых появляются грубые погрешности), вызванные неверными действиями оператора или неисправностью измерительных устройств. Выявление и исключение промахов также является составной частью исследования.

Систематические и случайные погрешности в малой степени всегда присутствуют в самых точных измерениях. Появления грубых погрешностей почти всегда можно избежать, и их не следует допускать в качественной работе.

Систематические погрешности присущи измерительной системе и вызываются, как правило, рядом причин. Погрешность, вызванная какой-либо одной причиной, имеет один знак. Погрешности же, вызванные несколькими причинами, могут компенсировать друг друга. Систематические погрешности могут быть обусловлены используемым прибором, ошибочными действиями оператора, методом измерений, воздействием окружающей среды и т. д.

Случайные погрешности, получаемые при одинаковых или почти одинаковых условиях, обусловливаются механическими сотрясениями, случайными колебаниями температуры, вибрациями, помехами и т. д. В силу вероятностного характера случайных погрешностей они могут быть оценены статистическими методами. Некоторые из наиболее общих методов будут рассмотрены ниже.

Рассмотренные типы погрешностей (систематические и случайные) можно проиллюстрировать следующим примером (рис. 2.1).

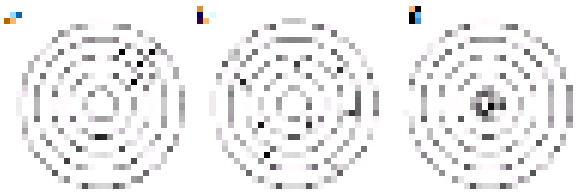


Рис. 2.1. Мишени, иллюстрирующие стрельбу с систематической погрешностью (*а*), со случайной погрешностью (*б*), с пренебрежимо малыми погрешностями (*в*)

Три человека делают по n выстрелов в мишень. Попадания первого стрелка оказались выше и правее «яблочка» (см. рис. 2.1, *а*). Отклонение среднего попадания от «яблочка» представляет собой систематическую погрешность. Эта погрешность могла быть вызвана неисправным прицелом, ветром, неправильным положением винтовки и т. д. Независимо от причины, такую погрешность можно избежать или сделать на нее поправку регулировкой прицела.

Второй стрелок разбросал свои выстрелы по всему полю мишени (см. рис. 2.1, *б*). В этом случае выстрелы свободны от систематической погрешности (среднее попадание в центре «яблочка»), но имеют большие случайные погрешности. Эти погрешности могли быть вызваны порывами ветра, плохими патронами, низкой квалификацией стрелка и т. д. Независимо от причины, избежать такие погрешности введением поправки невозможно. Эти погрешности можно лишь учесть и описать статистическими методами.

Третий стрелок сделал все выстрелы точно в центр мишени (см. рис. 2.1, *в*). Этот случай представляет собой точную стрельбу, в которой отсутствуют систематические погрешности, промахи и имеется незначительная случайная погрешность.

Поскольку случайные погрешности имеют вероятностный характер, то они могут быть описаны как случайные величины. В связи с этим, прежде чем перейти к изучению случайных погрешностей и методов их определения, напомним кратко основные характеристики случайных величин.

Случайной величиной будем называть такую величину, которая в результате опыта может принимать различные (случайные) числовые значения.

Различают случайные величины дискретные и непрерывные в зависимости от того, принимает случайная величина только определенные дискретные значения или может принимать любые значения в заданном интервале (или интервалах).

Случайные величины характеризуются законами распределения. При этом различают два вида законов: интегральный и дифференциальный.

Интегральный закон распределения или *интегральная функция распределения случайной величины* $F(x)$ характеризует вероятность события того, что конкретная реализация случайной величины X будет принимать значения, меньшие некоторой текущей величины x:

$$F(x) = P[X<x]. \tag{2.1}$$

Интегральный закон распределения – это неубывающая функция, которая при значении $x = -\infty$ равна нулю, а при $x = +\infty$ равна единице (т. е. $F(-\infty) = 0$, $F(+\infty) = 1$).

Интегральная функция распределения – самая универсальная характеристика случайной величины. Она существует для всех случайных величин, как дискретных, так и непрерывных, и полностью представляет случайную величину с вероятностной точки зрения.

Для непрерывной случайной величины с непрерывной и дифференцируемой функцией распределения можно найти *дифференциальный закон распределения* $f(x)$, выраженный как

$$f(x) = F'(x). \tag{2.2}$$

Эта функция называется также *плотностью распределения вероятности непрерывной случайной величины*. Функция $f(x)$ неотрицательна и подчиняется условию

$$\int_{-\infty}^{+\infty} f(x) \cdot dx = 1. \tag{2.3}$$

2.2. Нормальный закон распределения

Плотность вероятностей при нормальном законе распределения случайной величины *x* описывается соотношением

$$f(x) = \frac{1}{\sigma_0 \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(x-\bar{x}_0)^2}{2\cdot\sigma_0^2}}, \qquad (2.4)$$

где σ_0 – среднее квадратическое отклонение (СКО);

$\bar{x}_0$ – математическое ожидание.

Отметим, что объем выборки ограничен и вместо σ_0 и $\bar{x}_0$ (σ_0 и $\bar{x}_0$ соответствуют числу измерений $n\to\infty$) на практике используются оценки СКО и среднего арифметического значения (соответственно σ и $\bar{x}$).

График функции *f*(*x*) приведен на рис. 2.2. При изменении $\bar{x}_0$ и постоянстве СКО вся кривая распределения плотности вероятностей перемещается вдоль оси абсцисс, не изменяя своей формы (рис. 2.2, *а*, кривые 1, 2, 3).

Параметр σ_0 характеризует форму кривой распределения плотности вероятностей и является количественным показателем степени рассеивания случайных величин около их математического ожидания. При уменьшении σ_0 и неизменности $\bar{x}_0$ кривая распределения вытягивается вдоль оси ординат, а при увеличении – становится более плоской и растягивается вдоль оси абсцисс (рис. 2.2, *б*, кривые 1, 2, 3).

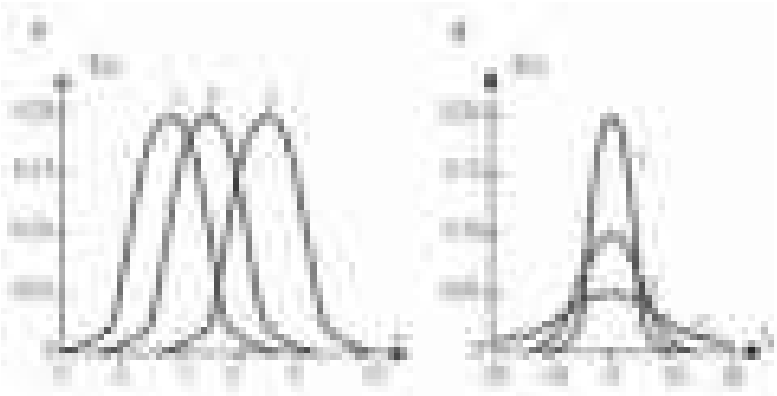


Рис. 2.2. Влияние параметров $\bar{x}_0$ (*а*) и σ_0(*б*) на вид функции *f*(*x*)

Интегральная функция распределения *F(x)* (для нормального закона) описывается соотношением

$$F(x) = \frac{1}{\sigma_0 \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot \int_{-\infty}^{x} e^{-\frac{(x-\bar{x}_0)^2}{2\sigma_0^2}} dx , \qquad (2.5)$$

где x, σ_0, $\bar{x}_0$ – определены выше.

Интеграл, стоящий в правой части уравнения, не может быть сведен к элементарным функциям в конечном виде, однако может быть выражен через *функцию Лапласа* Ф(Т), называемую также *интегралом вероятности*:

$$F(x) = \frac{1}{2}[1 + \Phi(\mathrm{T})], \qquad (2.6)$$

где

$$\Phi(\mathrm{T}) = \frac{2}{\sqrt{2\pi}} \cdot \int_{0}^{\mathrm{T}} e^{-\frac{t^2}{2}} dt , \qquad (2.7)$$

$$\mathrm{T} = \frac{\mathrm{X} - x_0}{\sigma_0}, \qquad (2.8)$$

$$t = \frac{x - x_0}{\sigma_0}. \qquad (2.9)$$

Интеграл вероятности Ф(Т) табулирован, и его численные значения приведены табл. П.1.1, а на рис. 2.3 приведен график функции Ф(Т).

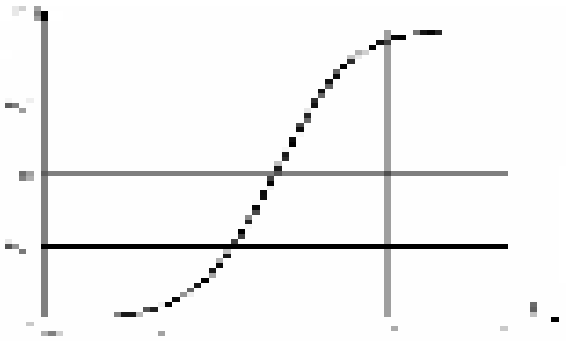


Рис. 2.3. Интегральная функция Ф(Т) для нормального закона распределения

Интеграл вероятности $\Phi(T)$ – монотонная функция, обладающая следующими свойствами:

$$\Phi(-T) = -\Phi(T), \qquad (2.10)$$

$$\Phi(+\infty) = 1, \qquad (2.11)$$

$$P(T) = \Phi(-T < t < +T). \qquad (2.12)$$

Соотношение (2.12) означает, что с вероятностью P(T) случайная величина t не выйдет за пределы интервала $\pm T$. В теории погрешностей интервал от $-T$ до $+T$ обычно называют доверительным интервалом, а соответствующую ему вероятность $P(T)$ – доверительной вероятностью. В дальнейшем доверительную вероятность будем обозначать P.

2.3. Распределение Стьюдента

Плотность вероятностей $\varphi(z)$ при распределении случайной величины z по закону Стьюдента описывается соотношением (2.13). Отметим, что закон распределения Стьюдента часто называют *t-распределением*, а величину $\varphi(z)$ – соответственно *плотностью вероятностей t-распределения*.

$$\varphi(z)=\frac{\Gamma(n/2)}{\sqrt{\pi(n-1)}\cdot\Gamma\left(\frac{n-1}{2}\right)}\cdot\left(1+\frac{z^2}{n-1}\right)^{-\frac{n}{2}}, \qquad (2.13)$$

где $\Gamma(n)$ – гамма-функция;

n – число случайных величин (аргумент).

$$\Gamma(n)=\int_0^{\infty}U^{n-1}e^{-U}dt\,. \qquad (2.14)$$

Приведенные в математических справочниках (см., например, [30]) таблицы значений гамма-функции обычно охватывают диапазон изменения аргумента n от 1 до 2, и там же дается порядок определения гамма-функции для других значений аргумента.

На рис. 2.4 приведены графики функции $\varphi(z)$ для различных значений n. Кривые симметричны относительно оси ординат и по форме напоминают кривую нормального распределения, к которой они стремятся в пределе при $n\to\infty$. Площадь между каждой кривой и осью абсцисс при изменении аргумента от $-\infty$ до $+\infty$ равняется 1, т. е. вероятность попадания случайной величины z в бесконечно большой интервал равна единице.

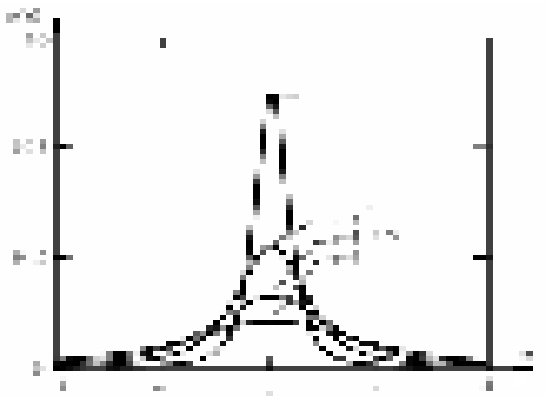


Рис. 2.4. Дифференциальная функция φ(z) для различных значений n:
1 – нормальный закон распределения; 2 – закон распределения Стьюдента;
n – число измерений

Для оценки вероятности попадания случайной величины *z* в границы заданного доверительного интервала ±*t* с доверительной вероятностью *P* необходимо проинтегрировать функцию φ(*z*) в заданных пределах:

$$P = \varphi(-t < z < +t) = \int_{-t}^{+t} \varphi(z)dz = 2 \cdot \int_{0}^{+t} \varphi(z)dz \quad . \tag{2.15}$$

Последняя форма записи интеграла с заменой пределов сделана из допущения, что функция φ(*z*) симметрична относительно начала координат.

Обычно на практике по заданной доверительной вероятности *P* и по заданному числу измерений *n* находят доверительный интервал ±*t*.

Численные значения *t*, носящие название *коэффициентов Стьюдента*, табулированы для конкретных значений *P* и *n* и приводятся в справочниках. Аналогичная таблица помещена в табл. П.1.2.

2.4. Распределение χ^2

Плотность вероятностей ψ(*v*) случайных величин *v*, подчиняющихся закону распределения χ^2, описывается соотношением

$$\psi(v) = \frac{v^{m-1}}{2^m \cdot \Gamma(m)} \cdot e^{-\frac{v}{2}}, \tag{2.16}$$

где $m = \frac{n-1}{2}$; *n* – число случайных величин (аргумент); Γ – гамма-функции.

При больших значениях n максимум кривых уменьшается, смещается в область повышенных значений v, а сами кривые приобретают симметричный характер.

Площадь, заключенная между каждой из рассматриваемых кривых и осью абсцисс, при изменении аргумента от нуля до бесконечности есть величина постоянная и равная единице, т. е. вероятность попадания случайной величины v в бесконечно большой интервал равна единице.

Для оценки попадания случайной величины v в некоторый заданный интервал от V_1 до V_2 с доверительной вероятностью P необходимо проинтегрировать функцию $\psi(v)$ с учетом заданных пределов:

$$P = \psi(V_1 < v < V_2) = \int_{V_2}^{\infty} \psi(v)dv \quad . \tag{2.17}$$

Значения приведенных интегралов табулированы в зависимости от V и n (см., например, справочник [30]). При практическом использовании распределения χ^2 (применительно к погрешностям) удобнее пользоваться коэффициентами γ_1 и γ_2:

$$\gamma_1 = \sqrt{\frac{n-1}{V_1}} \quad , \tag{2.18}$$

$$\gamma_2 = \sqrt{\frac{n-1}{V_2}} \quad . \tag{2.19}$$

Таблица коэффициентов γ_1 и γ_2 в зависимости от доверительной вероятности P и числа случайных величин (или числа измерений) n приведена в табл. П.1.3.

Методы практического использования рассмотренных законов распределения случайных величин (нормального, Стьюдента и χ^2) при оценке погрешностей и погрешности погрешностей приведены в последующих параграфах учебного пособия.

2.5. Классификация погрешностей

Один из возможных вариантов классификации погрешностей измерений представлен на рис. 2.5.

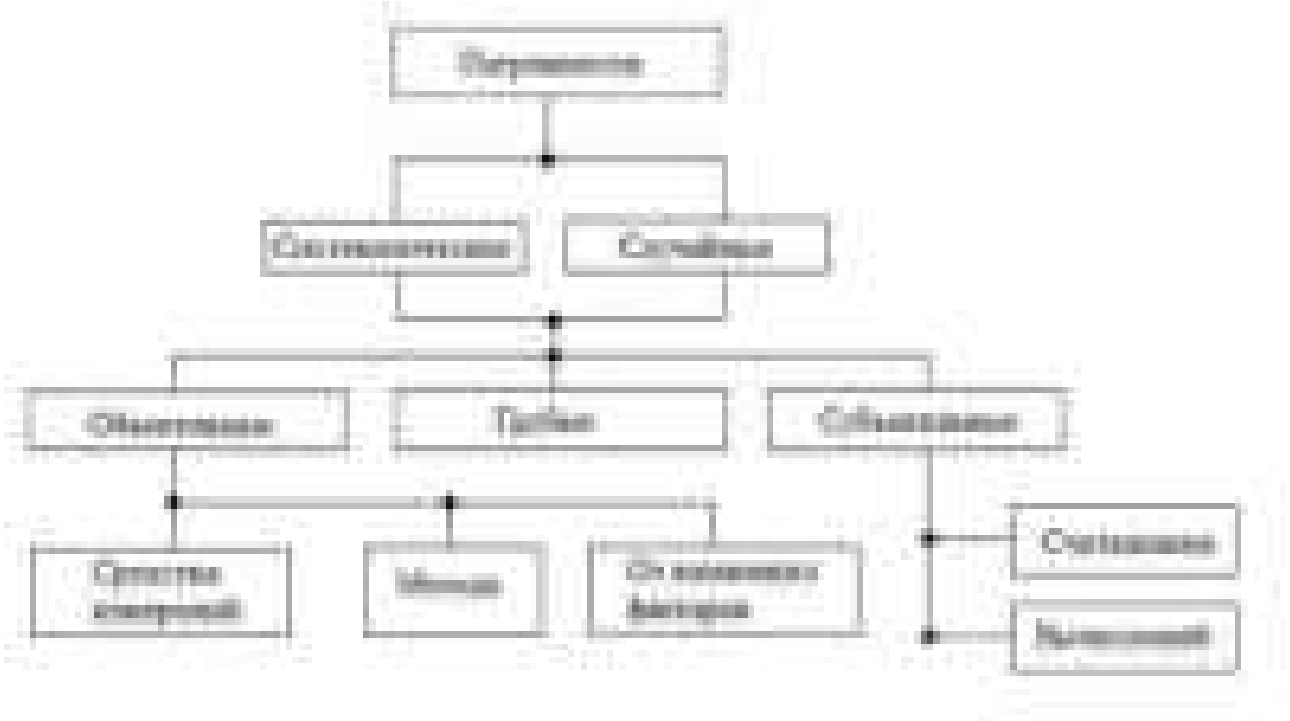


Рис. 2.5. Классификация погрешностей измерений

При описании погрешностей и их классификации использованы следующие термины.

Абсолютная погрешность измерения – это отклонение результата измерения от истинного значения измеряемой величины.

Точность измерения – это качество измерения, отражающее близость его результатов к истинному значению измеряемой величины.

Высокая точность измерений соответствует малым погрешностям всех видов, как систематических, так и случайных.

Количественно точность может быть выражена обратной величиной модуля относительной погрешности. Например, если погрешность измерения равна 10^{-3}, то точность равна 10^{3}. Следует отметить, что термин «точность измерений» не нашел широкого применения на практике, и для «точностной» характеристики результатов измерений рекомендуется использовать термин «погрешность измерений».

Систематическая составляющая погрешности измерения – это составляющая погрешности измерения, остающаяся постоянной или же закономерно изменяющаяся при повторных измерениях одной и той же величины.

Случайная составляющая погрешности измерения – это составляющая погрешности измерения, изменяющаяся случайным образом при повторных измерениях одной и той же величины.

Объективные погрешности измерений – это составляющие погрешности измерений, не зависящие от действий оператора.

Субъективные погрешности измерений – это составляющие погрешности измерений, зависящие от действий оператора.

Грубые погрешности – это погрешности, существенно превышающие по своему значению оправдываемые объективными условиями измерений систематические и случайные погрешности.

Вместо термина «грубая погрешность» иногда используется термин «промах». В настоящем учебном пособии термин «промах» используется в несколько ином смысле. В дальнейшем под промахом будем подразумевать результат измерения, содержащий грубую погрешность.

Промахи возникают, как правило, из-за неверных действий оператора, но могут также появляться из-за неисправности аппаратуры. Во всех случаях промахи не являются характеристикой измерений, и их необходимо отбросить.

Инструментальные погрешности измерений – составляющая погрешности измерений, обусловленная погрешностями применяемых средств измерений (образцовых и рабочих).

Образцовые средства измерений – это средства, предназначенные для калибровки, аттестации или поверки других средств измерений и не используемые для проведения «рабочих» измерений.

Отметим, что под *рабочими средствами измерений* подразумеваются те средства, которые используются непосредственно «в работе» для проведения измерений.

Отметим, что на практике учитываются, как правило, только погрешности «рабочих» средств измерений. Погрешности образцовых средств малы, и ими обычно пренебрегают. Погрешности образцовых средств измерений учитываются при проведении метрологических работ (калибровка, поверка, аттестация) или при повышенных требованиях к результатам измерений.

Погрешности измерений от воздействия влияющих факторов – это составляющие погрешности измерений, являющиеся следствием неучтенного влияния на результаты измерений внешних факторов, например температуры, атмосферного давления, влажности воздуха, напряженности магнитного поля, вибрации и т. п. При проведении электрических измерений такими влияющими факторами могут быть термоЭДС и контактные сопротивления в измерительных цепях, полярность измеряемого тока или напряжения и т. д.

Методические погрешности – это погрешности, обусловленные используемым методом измерений и не зависящие от погрешности самих измерительных устройств.

Погрешности считывания – это погрешности, возникающие при считывании показаний со средств измерений. Обычно эти погрешности малы или вообще отсутствуют (например, при использовании цифровых приборов).

Погрешности вычислений – это погрешности, возникающие при подсчетах конечных результатов по данным проведенных измерений. Эти погрешности могут появиться, например, при проведении косвенных измерений из-за неверных действий оператора.

Выявление последних двух погрешностей и их выделение из суммарной погрешности относится к области субъективных психологических факторов и в настоящем руководстве подробно не рассматривается. Следует, однако, отметить, что эти погрешности косвенно учитываются при определении погрешностей измерений и входят в состав как их систематических, так и случайных частей.

2.6. Количественные характеристики погрешностей

Наиболее употребительны нижеследующие количественные характеристики погрешностей.

1. *Абсолютная погрешность* Δ, представляющая собой разность между результатом измерения x и истинным значением измеряемой величины x_0:

$$\Delta = x - x_0. \tag{2.20}$$

Могут быть также рассмотрены абсолютные систематические погрешности Θ, абсолютные случайные погрешности ε, абсолютные методические погрешности Θ_M и т. д. Определение каждой из этих погрешностей будет представлено ниже. Абсолютные погрешности имеют ту же размерность, что и измеряемая величина.

2. *Относительная погрешность* δ, представляющая собой отношение абсолютной погрешности Δ к истинному значению измеряемой величины x_0:

$$\delta = \frac{\Delta}{x_0} \cdot 100\% . \tag{2.21}$$

Соответственно рассматриваются относительные систематические, случайные, методические и т. д. погрешности. Обычно относительные погрешности выражаются в процентах, но могут выражаться и в относительных величинах.

Использование в знаменателе формулы (2.21) значения x_0 соответствует рекомендациям РМГ 29–99 [53]. Так как истинное значение x_0 обычно неизвестно, то вместо него может быть использовано действительное значение измеряемой величины $x_д$. Государственный стандарт ГОСТ 8.401–80 [45] допускает использовать в знаменателе формулы (2.21) также значение результата измерения x (вместо x_0 или $x_д$). На практике значение x используется в тех случаях, когда неизвестно истинное значение измеряемой величины x_0 и заменяющее его действительное значение $x_д$.

3. *Приведенная погрешность* средств измерения γ, представляющая собой отношение абсолютной погрешности Δ к нормирующему значению x_N:

$$\gamma = \frac{\Delta}{x_N} \cdot 100\% \quad . \tag{2.22}$$

Обычно $x_N = x_k$, где x_k – верхний предел шкалы (при этом нулевое значение прибора должно быть в начале шкалы).

Нормирующее значение x_N следует устанавливать равным большему из пределов измерений используемого прибора или равным большему из модулей пределов измерений, если нулевое значение находится внутри диапазона измерений.

Для электроизмерительных приборов нормирующее значение допускается устанавливать равным сумме модулей пределов измерений.

Для средств измерений физических величин, имеющих шкалу с условным нулем, нормирующее значение устанавливают равным модулю разности пределов измерений (более подробно см. ГОСТ 8.401–80 [45]).

Приведенные погрешности используются для характеристики точностных свойств только средств измерений (такое понятие, как приведенная погрешность результата измерения, не используется). Могут быть рассмотрены приведенные систематические и случайные составляющие погрешности средств измерений. Приведенные погрешности выражаются обычно в процентах, но могут выражаться и в относительных величинах.

В заключение отметим, что при правильно организованных измерениях грубые погрешности должны отсутствовать. Погрешности коммутационные, от влияния факторов и методические должны быть малыми по сравнению с инструментальными погрешностями. В этом случае определяющими становятся инструментальные погрешности (или, как их еще называют, – погрешности средств измерений). Именно этим погрешностям посвящены три последующих главы учебного пособия.

Вместе с тем погрешность является важной, но не единственной характеристикой средств измерений (СИ). В силу этого ниже рассмотрены и другие характеристики СИ, нормируемые стандартами [44, 45 47].

3. ХАРАКТЕРИСТИКИ СРЕДСТВ ИЗМЕРЕНИЙ

3.1. Общие положения

Различают метрологические и неметрологические характеристики средств измерений (СИ).

Метрологические характеристики – это характеристики свойств средств измерений, влияющие на результаты измерений и на их погрешности. Нормируются метрологические характеристики СИ Государственными стандартами ГОСТ 8.009–84 [44] и ГОСТ 8.508–84 [47], а также методическими указаниями РД 50–453–84 [53]. Для каждого типа средств измерений устанавливаются свои метрологические характеристики.

Метрологические характеристики, устанавливаемые нормативными документами, называются *нормируемыми метрологическими характеристиками*, а определяемые – *экспериментально-действительными метрологическими характеристиками*.

Неметрологические характеристики – это характеристики свойств средств измерений, не оказывающие прямого (непосредственного) влияния на результаты измерений и на их погрешности. К неметрологическим характеристикам СИ относятся, например, следующие: геометрические размеры и масса средства измерения, его цвет, наличие (или отсутствие) переносных ручек.

Ниже описываются нормируемые метрологические характеристики СИ. Для наглядности на рис. 3.1 приведена схема, позволяющая пояснить и оценить искомые характеристики.

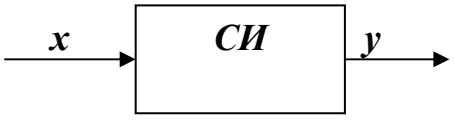


Рис. 3.1 Схема эксперимента:
СИ – средство измерения; x – измеряемая величина
(входная величина; входной сигнал); y – показание средства измерения
(выходная величина, выходной сигнал)

Различают статические и динамические свойства средств измерения. Статистические свойства средств измерения проявляются при измерении неизменных во времени величин или при измерении установившихся периодических

процессов. Динамические свойства средств измерения проявляются при измерении изменяющихся во времени величин или при измерении неустановившихся периодических процессов. Статистические и динамические свойства средств измерения описывают соответственно статистические и динамические характеристики.

3.2. Статические характеристики

Статическая характеристика преобразования (функция преобразования) – функциональная зависимость между входной «*x*» и выходной «*y*» величинами:

$$y = f(x). \tag{3.1}$$

Эта зависимость может выражать некоторый закон (или законы), которому подчиняется явление, положенное в основу работы средства измерения (СИ). Иногда выходная величина зависит не только от измеряемой величины x, но и от ряда других воздействующих на СИ факторов z_1, z_2, $\ldots z_n$, являющихся помехами и искажающих результат измерения. В этом случае

$$y = f(x, z_1, z_2, \ldots z_n). \tag{3.2}$$

Очевидно, что воздействие на СИ посторонних факторов z_1, z_2, $\ldots z_n$ необходимо устранить или уменьшить. Это достигается путем экранирования и изоляции СИ от воздействия помех, их компенсации, стабилизации и т. д.

Статические характеристики преобразования могут быть аналоговые и дискретные, без гистерезиса и с гистерезисом (рис. 3.2).

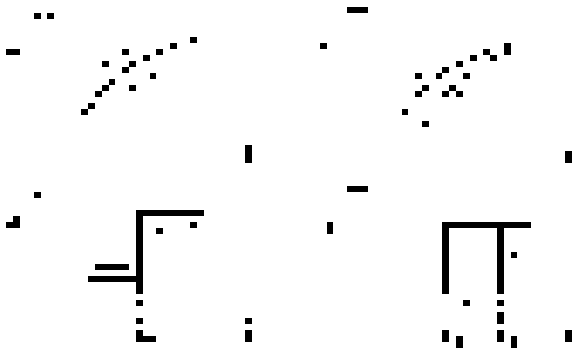


Рис. 3.2. Статические характеристики преобразования средств измерений:
а – аналоговая без гистерезиса; *б* – аналоговая с гистерезисом;
в – дискретная без гистерезиса; *г* – дискретная с гистерезисом;
x_0, x_1, x_2 – значения величины x, при которых величина y изменяется скачком

3.3. Динамические характеристики

Динамические характеристики определяют быстродействие средств измерения и могут быть представлены в различных видах: в виде переходных характеристик, передаточных функций, частотных характеристик и т. д.

Переходная характеристика – это зависимость выходной величины $y(t)$ при скачкообразном изменении измеряемой входной величины $x(t)$. Возможные типы переходных характеристик приведены на рис. 3.3.

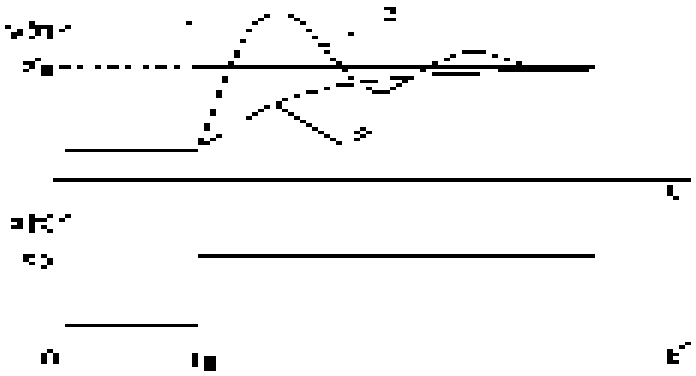


Рис. 3.3. Переходные характеристики средств измерения:
1 – идеальная (безынерционная) характеристика; 2 – апериодическая характеристика первого порядка; 3 – периодическая (колебательная) характеристика

Передаточная функция W(p) – это отношение изображений по Лапласу выходного и входного сигналов при нулевых начальных условиях.

$$W(p) = \frac{y(p)}{x(p)}, \tag{3.3}$$

где $y(p)$ – изображение по Лапласу выходного сигнала;

$x(p)$ – изображение по Лапласу входного сигнала;

p – комплексная переменная величина.

$$y(p) = \int_0^\infty y(t) \cdot e^{-pt} \cdot dt, \tag{3.4}$$

$$x(p) = \int_0^\infty x(t) \cdot e^{-pt} \cdot dt, \tag{3.5}$$

где $y(t)$, $x(t)$ – оригиналы выходных и входных сигналов СИ.

Амплитудно-фазовая характеристика W(jω) формально может быть получена из передаточной функции $W(p)$ путем замены величины *«p»* на мнимую

величину «$j\omega$», где $j = \sqrt{-1}$ – мнимая единица; $\omega = 2\pi f$ – угловая частота; f – циклическая частота рассматриваемых сигналов.

Алгебраическая форма записи амплитудно-фазовой характеристики:

$$W(j\omega) = G(\omega) + jQ(\omega), \tag{3.6}$$

где $G(\omega)$ – вещественная часть; $Q(\omega)$ – мнимая часть.

По вещественным и мнимым частям может быть построен график амплитудно-фазовой характеристики (рис. 3.4).

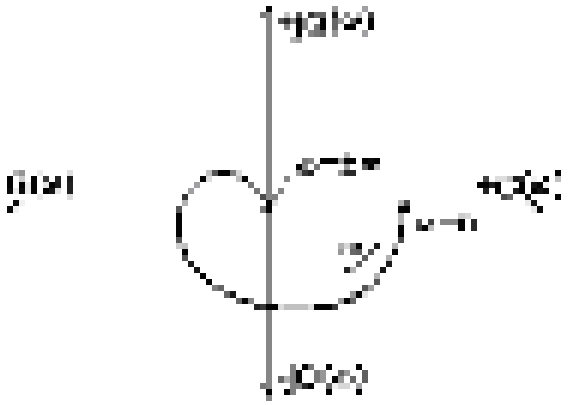


Рис. 3.4. Типичный вид амплитудно-фазовой характеристики средства измерения

Для описания динамических свойств отдельных средств измерений амплитудно-фазовые характеристики применяются сравнительно редко. Гораздо чаще эти характеристики используются при анализе устойчивости автоматических систем (в состав которых, как правило, входят и средства измерения, например датчики).

Показательная форма записи амплитудно-фазовой характеристики имеет вид

$$W(j\omega) = A(\omega) \cdot e^{j\varphi(\omega)}, \tag{3.7}$$

где $A(\omega)$ – амплитудно-частотная характеристика;

$\varphi(\omega)$ – фазово-частотная характеристика.

Параметры амплитудно-фазовой характеристики в алгебраической и показательной формах записи связаны между собой соотношениями

$$A(\omega)=\sqrt{[G(\omega)]^2+[Q(\omega)]^2}\,, \tag{3.8}$$



(3.9)

В качестве примера ниже приведены динамические характеристики для апериодических динамических устройств первого порядка.

Передаточная функция для апериодических динамических устройств первого порядка имеет вид

$$W(p)=\frac{K}{Tp+1}, \tag{3.10}$$

где K – статический передаточный коэффициент; T – постоянная времени.

Отметим, что статический передаточный коэффициент определяется соотношением

$$K=\frac{\Delta y}{\Delta x}, \tag{3.11}$$

где Δy – приращение выходной величины; Δx – приращение входной величины.

Значение постоянной времени T может быть найдено в соответствии с рекомендациями, изложенными в литературе [27] и в настоящем учебном пособии (см. главу 6).

Кроме того, эта задача будет рассмотрена ниже при исследовании динамических свойств датчиков температуры.

Аналитические выражения, связывающие амплитудно-частотные и фазово-частотные характеристики с параметрами передаточной функции, имеют вид

$$A(\omega)=\frac{K}{\sqrt{\omega^2T^2+1}}\,, \tag{3.12}$$

$$\varphi(\omega)=\operatorname{arctg}\omega T. \tag{3.13}$$

Графики зависимостей (3.14) и (3.15) приведены на рис. 3.5.

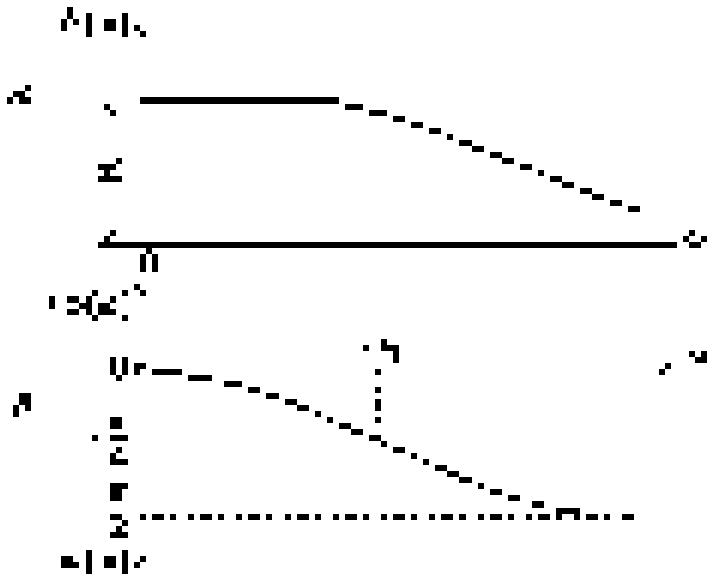


Рис. 3.5. Графики амплитудно-частотных (*а)* и фазово-частотных характеристик (*б)*

Приведенные характеристики (и их графики) свидетельствуют, что амплитуда сигнала на выходе средства измерения уменьшается с ростом частоты входного сигнала, а его фаза увеличивается (при $\omega\to\infty$ $\varphi(\omega)\to(-\pi/2)$ и $A(\omega)\to 0$).

3.4. Универсальные характеристики

К *универсальным* относятся характеристики средств измерений (СИ), которые правомерны как для статистических, так и для динамических режимов работы СИ.

Чувствительность СИ – отношение приращения выходной величины Δy к приращению входной величины Δx при $\Delta x\to 0$.

$$S = \lim_{\Delta x\to 0}\frac{\Delta y}{\Delta x} = \frac{dy}{dx}, \tag{3.14}$$

где S – чувствительность средств измерения.

Для ориентировочной оценки чувствительности может быть использовано соотношение

$$S \approx \frac{\Delta y}{\Delta x}. \tag{3.15}$$

При нелинейной статической характеристике преобразования чувствительность зависит от x, а при линейной характеристике чувствительность постоянна и не зависит от измеряемой величины.

Чувствительность не следует смешивать с *порогом чувствительности*, под которым понимают наименьшее изменение входной величины, обнаруживаемое с помощью данного средства измерения. Порог чувствительности выражают в единицах входной величины.

Диапазон измерения – область значений измеряемой (входной) величины, для которой нормированы допускаемые наибольшие x_{max} и наименьшие x_{min} значения входных величин.

Кроме диапазона измерения «по входу», может быть указан диапазон измерения «по выходу» (от y_{max} до y_{min}).

Цена деления шкалы – разность значений величин, соответствующих двум соседним отметкам шкалы средства измерений.

Цена деления многозначной меры – разность значений величин, соответствующих двум соседним заданным размерам, значения которых выражены в установленных единицах и известны с необходимой точностью.

3.5. Характеристики погрешностей

Погрешность средства измерений – это разность между показанием средства измерений и истинным (действительным) значением измеряемой физической величины.

Для меры показанием является ее номинальное значение.

Поскольку истинное значение физической величины неизвестно, то на практике используют ее действительное значение.

Приведенное определение понятия «погрешность средства измерений» соответствует определению по РМГ 29–99 [53].

Классификация погрешностей средств измерений (СИ) приведена на рис. 3.6.

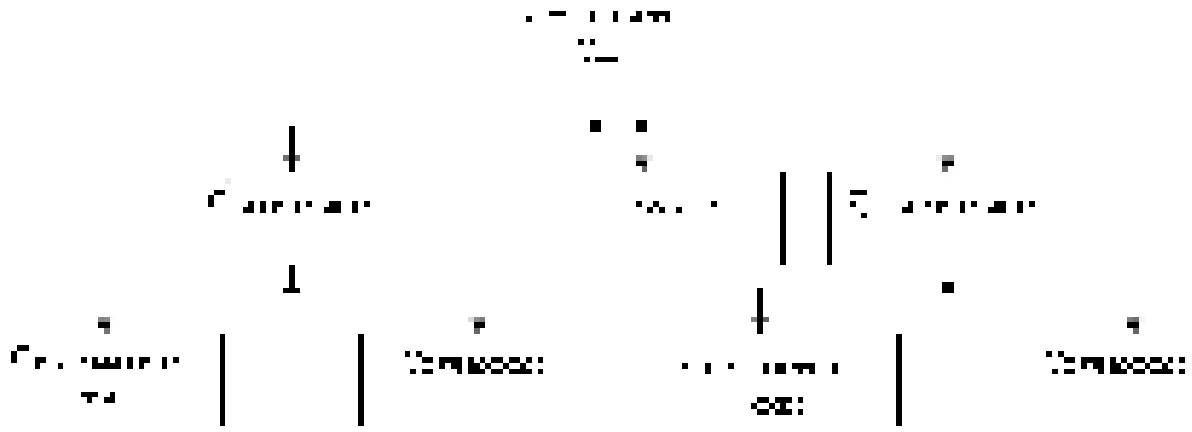


Рис. 3.6. Классификация погрешностей средств измерений

Статистические и динамические погрешности СИ могут быть определены следующим образом.

Статистические погрешности СИ – это погрешности средств измерений, возникающие при измерении неизменных во времени величин или установившихся периодических процессов. Статические погрешности детально рассмотрены в 4-й главе настоящего учебного пособия.

Динамические погрешности – это погрешности средств измерений, возникающие при измерении изменяющихся во времени величин или неустановившихся периодических процессов. Динамические погрешности детально рассмотрены в 6-й главе настоящего учебного пособия.

Погрешности грубые, систематические и случайные, а также количественные характеристики погрешностей (в том числе и погрешностей СИ) уже описаны во 2-й главе, в силу чего в данной главе учебного пособия не рассматриваются.

3.6. Классы точности

Класс точности средства измерений – это обобщенная характеристика средства измерений, выражаемая пределами его допускаемых основной и дополнительных погрешностей, а также другими характеристиками, влияющими на точность.

Класс точности дает возможность судить о том, в каких пределах находится погрешность средств измерений этого класса, но не является непосредственным показателем погрешности измерений, выполняемых с помощью этих средств.

Класс точности может выражаться в форме абсолютных Δ, приведенных γ или относительных δ погрешностей в зависимости от характера изменения погрешностей в пределах диапазона измерений, а также от условий применения и назначения средств измерений конкретного вида (см. ГОСТ 8.401–80 [45]):

$$\Delta = \pm a\,, \tag{3.16}$$

$$\Delta = \pm\left(a + b \cdot x\right), \tag{3.17}$$

$$\gamma = \frac{\Delta}{x_N} \cdot 100 \quad \% \le \pm p\,, \tag{3.18}$$

$$\delta = \frac{\Delta}{x} \cdot 100 \quad \% \le \pm p\,, \tag{3.19}$$

$$\delta = \frac{\Delta}{x} \cdot 100 \quad \% \le \pm \left[c + d\left(\left| \frac{x_k}{x} \right| - 1 \right) \right] \quad \% \lim_{x \to \infty}\,, \tag{3.20}$$

где x – значение измеряемой величины;

a, b – положительные числа, не зависящие от x;

$x_к$ – верхний предел шкалы;

x_N – нормирующее значение, выраженное в тех же единицах, что и Δ (обычно $x_N = x_к$);

p, q, c, d – отвлеченные положительные числа, выбираемые из ряда $1 \cdot 10^n$; $1{,}5 \cdot 10^n$; ($1{,}6 \cdot 10^n$); $2 \cdot 10^n$; $2{,}5 \cdot 10^n$; ($3 \cdot 10^n$); $4 \cdot 10^n$; $5 \cdot 10^n$; $6 \cdot 10^n$; (n = 1; 0; –1; –2; –3 и т. д.).

Значения, указанные в скобках, не используют для вновь разрабатываемых средств измерений.

В обоснованных случаях (см. ГОСТ 8.401–80 [45]) пределы допускаемой относительной основной погрешности устанавливают по более сложной формуле или в виде графика либо таблицы.

Допускаемые основные и дополнительные погрешности приводятся в технических описаниях и формулярах средств измерений.

Кроме того, на циферблаты, шкалы, щитки и корпуса средств измерений наносятся условные обозначения классов точности.

Например, могут быть нанесены обозначения в виде 1,5; (1,5) или 0,02/0,01, что означает следующее:

1,5 – предел допускаемой приведенной основной погрешности определяется по формуле (3.18) и не превосходит ±1,5 % от верхнего предела измерения для рассматриваемого прибора (или диапазона измерения);

(1,5) – предел допускаемой относительной основной погрешности определяется по формуле (3.19) и не превосходит ±1,5 % от значения измеряемой величины;

0,02/0,01 – предел допускаемой относительной основной погрешности определяется по формуле (3.20) и не превосходит $\pm\left[0{,}02+0{,}01\left(\left|\frac{x_k}{x}\right|-1\right)\right]$ % от значения измеряемой величины.

Правила построения и примеры обозначения классов точности приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Примеры построения и обозначения классов точности

Форма выражения погрешности	**Пример обозначения класса точности**	**Пределы допускаемой основной погрешности**	**Значение основной погрешности**
Абсолютная Δ	±0,1 мм	$\Delta = \pm 0{,}1$ мм	±0,1 мм
Относительная δ	(1,5)	$\delta = \pm 0{,}5$ %	$\pm 0{,}5$ % от «x»
Относительная δ	0,2/0,1	$\delta = \pm[0{,}2 + 0{,}1(\frac{x_K}{x} - 1)]$ %	$\pm\delta$ % от «x»
Приведенная γ	1,0	$\gamma = \pm 1{,}0$ %	$\pm 1{,}0$ % от «x_K»
Приведенная γ	2,5 (V)	$\gamma = \pm 2{,}5$ %	$\pm 2{,}5$ % от длины шкалы или ее части

В табл. 3.1 приняты следующие обозначения:

x – значение измеряемой величины или число делений, отсчитанных по шкале;

$x_К$ – верхний предел шкалы.

Тот или иной класс точности присваивается средству измерений по результатам оценки статистической погрешности, полученной в ходе специального метрологического исследования искомого средства измерения (СИ). Порядок оценки статистических погрешностей СИ рассмотрен ниже в главе 4 настоящего учебного пособия.

Отметим еще раз, что класс точности устанавливает пределы допускаемой основной погрешности средства измерения (СИ). Основная погрешность СИ – это погрешность средства измерения в нормальных условиях эксплуатации. Дополнительная погрешность СИ – это погрешность средства измерения в условиях эксплуатации отличных от нормальных (в пределах рабочих условий эксплуатации). Нормальные и рабочие условия эксплуатации оговариваются в технической документации на каждый конкретный тип средства измерения.

Например, для универсального вольтметра В7-34 предусмотрены следующие нормальные и рабочие условия эксплуатации (табл. 3.2).

Таблица 3.2

Условия эксплуатации универсального вольтметра В7-34

Нормируемый параметр	**Условия эксплуатации**	
	Нормальные	**Рабочие**
Температура окружающего воздуха, ^{0}С(К)	От 18 до 22 (от 291 до 295)	От 5 до 40 (от 278 до 313)
Относительная влажность воздуха, %	65±15	До 95
Напряжение питающей сети, В	220,0±4,4	220±22
Частота питающей сети, Гц	50,0±0,5	50,0±0,5

Поверка средств измерений должна проводиться в нормальных условиях эксплуатации (см. табл. 3.2). Рабочие условия эксплуатации (см. табл. 3.2)

должны соблюдаться при практическом использовании средств измерений. Дополнительные погрешности, возникающие при отличии условий эксплуатации от нормальных, выражаются обычно в дольных или кратных частях от основной погрешности. Соотношения, используемые для оценки дополнительных погрешностей, приводятся в инструкциях по эксплуатации конкретных типов средств измерений. Например, для универсального вольтметра В7-34 погрешность измерения в рабочих условиях для диапазона от 5 до 40 ^{0}С вычисляется по формуле

$$\delta = \delta_0 \left[1 + 0{,}1 / \left(20 - t\right)\right], \qquad (3.21)$$

где δ – относительная дополнительная погрешность вольтметра в рабочих условиях, %;

δ_0 – относительная основная погрешность вольтметра, определяемая его классом точности, %;

t – температура окружающего воздуха, ^{0}С.

Формула (3.21) правомерна при всех режимах работы универсального вольтметра В7-34, за исключением измерения отношения двух постоянных напряжений.

4. СТАТИЧЕСКИЕ ПОГРЕШНОСТИ СРЕДСТВ ИЗМЕРЕНИЙ

4.1. Общие положения

Для определения погрешностей средств измерений необходимо провести специальные исследования. При этом может быть использована одна из схем, приведенных на рис. 4.1. В первом случае (рис. 4.1, *а*) для генерирования значений x_0 может быть использован любой (не образцовый) генератор. Например, при исследовании вольтметра – любой источник ЭДС, значения которых могли бы изменяться в необходимых пределах. Измерение значения x_0 производится с помощью образцового средства и исследуемого средства измерений одновременно. Во втором случае (рис. 4.1, *б*) само образцовое средство измерений выступает в роли генератора сигналов. Например, при исследовании вольтметра – это источник образцовых ЭДС (образцовый калибратор напряжений); при исследовании датчиков давления – образцовый грузопоршневой манометр и т. д.

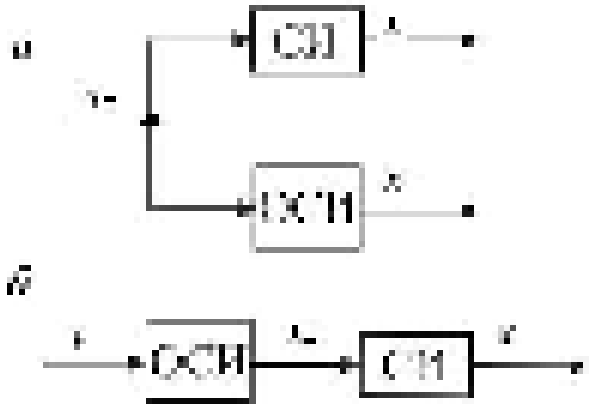


Рис. 4.1. Схемы исследования средств измерений:
СИ – исследуемое средство измерений; ОСИ – образцовое средство измерений;
x_0 – "истинное" значение измеряемой величины; x – показания исследуемого средства измерений; v – управляющий сигнал, воздействующий на ОСИ

После выбора одной из схем, приведенных на рис. 4.1, проводится выбор исследуемых точек на шкале прибора. При этом можно воспользоваться следующими правилами:

1) чем выше класс прибора, тем большее число исследуемых точек необходимо выбрать;

2) для рабочих измерительных приборов число исследуемых точек обычно составляет 5–6, а их число и расположение должно соответствовать требованиям ГОСТ 8.508–84 [47].

В каждой из выбранных точек шкалы прибора проводится заданное число измерений. Если число измерений не задано, то оно выбирается произвольно, но не менее 10 [47]. Для повышения достоверности результатов число измерений целесообразно увеличить до 16–20, а в ответственных случаях – до 50 и более.

Отметим, что число измерений зависит от принятой доверительной вероятности P (растет с ростом P) и от допускаемой погрешности среднего квадратического отклонения $\Delta\sigma$ (растет при уменьшении $\Delta\sigma$).

Таблица значений $n = f(P, \Delta\delta)$ для нормального закона распределения приведена в государственном стандарте ГОСТ 8.508–84 [47].

При законе распределения результатов измерений, отличном от нормального, необходимое число измерений стандартом [47] не рассматривается.

Измерения рекомендуется проводить путем постепенного увеличения измеряемой величины до предельного значения для исследуемого устройства с последующим постепенным уменьшением ее до минимума. Увеличение и уменьшение измеряемой величины проводятся столько раз, сколько измерений необходимо провести, фиксируя каждый раз показания исследуемого измерительного устройства в выбранных точках шкалы.

По результатам эксперимента в каждой исследуемой точке оцениваются значения величин $\bar{x}$ и σ по следующим формулам:

$$\overline{x} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} x_i , \tag{4.1}$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n}(x_i - \overline{x})^2}{n-1}} , \tag{4.2}$$

где $\overline{x}$ – среднее арифметическое значение;

σ – среднее квадратическое отклонение;

x_i – результат *i*-го изменения;

n – число измерений.

Полученные описанным методом экспериментальные данные и расчетные значения являются исходными, позволяющими путем соответствующей обработки получить необходимые сведения об исследуемом средстве измерений (т. е. его систематическую, случайную и суммарную погрешности).

4.2. Выявление промахов

Выявление промахов необходимо провести до определения погрешностей измерений. Эта операция особенно целесообразна в том случае, если среди ряда измерений встречаются отдельные значения, резко отличные от других.

Промахи возникают, как правило, из-за неверных действий оператора, но могут также явиться результатом неисправности используемых средств измерений. Во всех случаях промахи не являются характеристикой измерений, и для избежания значительных искажений результатов их необходимо отбросить.

Для объективного решения вопроса о том, является ли промахом какой-либо результат измерения, применяются специальные методы. Наибольшее распространение получили два из них: метод (критерий) 3σ и табличный метод (критерий Смирнова–Греббса).

В основу метода 3σ («три сигма») положено допущение, что результаты однократных измерений x могут отклоняться от их среднего арифметического значения $\bar{x}$ не более чем на 3σ. Если же какой-либо результат однократного измерения $x_П$ отклоняется от *x* более чем на 3σ, то $x_П$ – промах.

Метод 3σ универсален и может быть использован при любом законе распределения рассматриваемых величин. Если закон распределения рассматриваемых величин неизвестен, то метод 3σ формально применим, но при этом остается неизвестной доверительная вероятность, с которой выявляются промахи.

Рассмотрим для примера нормальное распределение. Известно, что при нормальном распределении случайных величин их рассеивание около арифмети-

ческого среднего с вероятностью 0,997 не превосходит величины ±3σ. Этот вывод следует непосредственно из рассмотрения нормального закона распределения случайных величин. Иначе говоря, принято считать, что результаты, вероятность получения которых меньше 0,003, могут появиться только при наличии в ряду измерений промахов. Для обнаружения промахов по методу 3σ необходимо выполнить следующие операции:

1) подсчитать среднее арифметическое значение ряда измерений $\bar{x}$ по формуле (4.1);

2) подсчитать среднее квадратическое отклонение σ по (4.2);

3) найти по абсолютной величине разность A между предполагаемым промахом $x_{\text{п}}$ и средним арифметическим значением ряда измерений.

$$A = |x_{\text{п}} - \bar{x}|; \tag{4.3}$$

4) провести сравнение полученной величины A с 3σ. Если выполняется условие

$$A < 3\sigma, \tag{4.4}$$

то величина $x_{\text{п}}$ не является промахом. Если условие (4.4) не выполняется, то $x_{\text{П}}$ – промах, и его следует отбросить.

Используя метод 3σ, следует помнить: существует очень малая, но отличная от нуля вероятность того, что отброшенный результат измерения является не промахом, а естественным статистическим отклонением.

Идея табличного метода была высказана еще в 1941 году Н.В. Смирновым, а затем развита в 1950 году Греббсом. Поэтому иногда в литературе табличный метод выявления промахов называют критерием Греббса (или критерием Смирнова–Греббса).

Табличный метод разработан из предположения, что результаты измерений равноточные и подчиняются нормальному закону распределения.

Для практического использования рассматриваемого метода (на основе положений теории вероятностей и математической статистики [3]) составлены специальные таблицы (см. табл. П.1.4).

В таблице помещены значения некоторых табличных коэффициентов $W_т$, подсчитанные в зависимости от доверительной вероятности P и числа измерений n. Коэффициенты $W_т$ представляют собой, по сути дела, отношение доверительных интервалов, соответствующих выбранной доверительной вероятности, к среднему квадратическому отклонению.

При практическом применении табличного метода необходимо выполнить следующие операции:

1) подсчитываются величины $\bar{x}$ и σ для данного ряда измерений;

2) находится величина W:

$$W = \left| \frac{x_П - \bar{x}}{\sigma} \right|, \qquad (4.5)$$

где $x_П$ – предполагаемый промах;

3) по специальным таблицам (см. табл. П.1.4) в зависимости от проведенного числа измерений и принятой доверительной вероятности находится величина табличного коэффициента $W_т$;

4) проводится сравнение величины W, полученной согласно (4.5) по экспериментальным данным, с табличной величиной $W_т$.

Если выполняется условие

$$W < W_т,$$

то величина $x_п$ не является промахом, и ее следует оставить в ряду измерений.

Если же окажется, что

$$W > W_т,$$

то величина $x_п$ с принятой доверительной вероятностью является промахом, и ее следует отбросить.

После выявления и исключения промахов подсчитываются новые значения величин $\bar{x}$ и σ, и уже эти новые значения участвуют в дальнейших расчетах.

4.3. Систематические погрешности

Систематические погрешности средств измерений – это, как уже отмечалось выше, составляющие погрешности, которые в данном ряду измерений остаются постоянными или закономерно изменяются.

Следует отметить, что систематические погрешности (как и случайные) в различных точках шкалы одного и того же прибора или измерительного устройства могут быть различны. Поэтому после проведения исследований можно с уверенностью говорить о величине погрешностей лишь в выбранных точках шкалы прибора. Что касается интервалов между точками, то здесь обычно исходят из предположения, что от точки к точке погрешности прибора изменяются плавно (без скачков).

Оценка систематической погрешности проводится в следующей последовательности:

1) в каждой из выбранных точек шкалы прибора определяется среднее арифметическое значение $\bar{x}$;

2) систематическая погрешность средства измерений Δ_C определяется в каждой из выбранных точек шкалы как разность между средним арифметическим и истинным значением измеряемой величины в этой точке:

$$\Delta_C = \bar{x} - x_0, \tag{4.6}$$

где x_0 – определено выше.

Систематическая погрешность Δ_C может быть как положительной (при $\bar{x} > x_0$), так и отрицательной (при $\bar{x} < x_0$).

Истинное значение измеряемой величины x_0, как правило, неизвестно, и вместо x_0 используется действительное значение измеряемой величины, за которое принимают показания образцовых средств измерений.

Систематическая погрешность, подсчитанная по формуле (4.6), является абсолютной и имеет ту же размерность, что и измеряемая величина.

Кроме абсолютных значений, подсчитываются относительная δ_C и приведенная γ_C систематические погрешности:

$$\delta_C = \frac{\Delta_C}{x_0} 100\ \%, \qquad (4.7)$$

$$\gamma_C = \frac{\Delta_C}{x_N} 100\ \%, \qquad (4.8)$$

где x_N – нормирующее значение (в большинстве случаев $x_N = x_K$);

x_K – верхний предел шкалы прибора.

Относительная и приведенная погрешности выражаются обычно в процентах, но могут выражаться и в относительных величинах.

На рис. 4.2 изображена числовая ось, на которой отложено истинное значение измеряемой величины x_0 и нанесены результаты измерений этой величины исследуемым средством измерений. В результате первого измерения получено значение x_1, второго – x_2, третьего – x_3, и т. д. (на рис. 4.2 обозначены результаты только первых четырех измерений). На числовой оси отложены также величины $x_П$ и $\overline{x}$. На рисунке представлены, кроме того, среднее квадратическое отклонение (σ) систематическая погрешность (Δ_C), случайная погрешность ($\overset{0}{\Delta}$) и суммарная погрешность (Δ).



Рис. 4.2. Графическая интерпретация статических погрешностей средств измерений

Таким образом, из приведенного рисунка следует, что систематическая погрешность является некоторой постоянно присутствующей средней величиной, но отнюдь не исчерпывает всех погрешностей измерительного устройства. Действительно, разность между результатами отдельных измерений и истинным значением измеряемой величины может превосходить систематическую

погрешность (как, например, разности $x_2 - x_0$, $x_4 - x_0$ и т. д.), т. е. кроме систематической явно видна погрешность случайная.

4.4. Случайные погрешности

Случайные погрешности средств измерений (СИ) – это, как уже отмечалось, составляющие погрешности, которые в данном ряду измерений, выполненных исследуемым СИ, изменяются случайным образом.

Определение случайной погрешности (так же как и систематической) проводится в каждой из выбранных точек шкалы (или диапазона измерений) исследуемого СИ в следующей последовательности:

1) определяются средние арифметические значения $\bar{x}$;

2) определяются средние квадратические отклонения σ;

3) определяются случайные погрешности по формуле (4.9) без учета знака

$$\overset{0}{\Delta} = K \cdot \sigma, \qquad (4.9)$$

где K – коэффициент, зависящий от принятой доверительной вероятности и закона распределения результатов измерений, рассматриваемых как случайные величины.

Стандарты (см., например, ГОСТ 8.009–84 [44] и ГОСТ 8.508–84 [47]) допускают использование в качестве характеристики случайной погрешности средств измерений значение среднего квадратического отклонения σ, оцениваемого по формуле (4.2).

Отметим, что значение СКО характеризует разброс результатов измерений около среднего арифметического значения (см. рис. 4.2).

Переходя к точностным характеристикам средств измерений, еще раз отметим, что следует рассматривать положительные значения СКО ($+\sigma$) и положительные значения случайной погрешности $\overset{0}{\Delta}$.

Коэффициент K, как уже отмечалось, зависит от принятой доверительной вероятности и закона распределения результатов измерений. Значение K для различных законов распределения приведены в методических указаниях по

применению ГОСТ 8.009–84 [44]. В настоящем учебном пособии при оценке случайных погрешностей используется предположение, что результаты измерений подчиняются нормальному закону распределения.

Ниже приведены значения K в зависимости от доверительных вероятностей P при нормальном законе распределения:

$P = 0{,}68$; $K = 1{,}00$;

$P = 0{,}95$; $K = 1{,}96$;

$P = 0{,}99$; $K = 2{,}58$.

Подробная таблица значений K приведена в табл. П.1.5.

Отметим, что при нормальном законе распределения результатов измерений коэффициент K обычно называют «квантиль нормального распределения». Это обстоятельство отражено в заголовке табл. П.1.5.

Случайная погрешность, подсчитанная по формуле (4.9), является абсолютной и имеет ту же размерность, что и измеряемая величина.

Кроме абсолютных значений, могут также подсчитываться относительная и приведенная случайные погрешности:

$$\overset{\circ}{\delta} = \frac{\overset{\circ}{\Delta}}{x_0} 100\ \%, \tag{4.10}$$

$$\overset{\circ}{\gamma} = \frac{\overset{\circ}{\Delta}}{x_N} 100\ \%, \tag{4.11}$$

где x_0, x_n – определены выше.

Относительная и приведенная случайные погрешности выражаются, как правило, в процентах, но могут выражаться и в относительных величинах.

Проиллюстрируем изложенное с помощью рис. 4.2. Как уже указывалось выше, на рисунке изображена числовая ось с отложенными на ней результатами измерения x_1, x_2, x_3, ... известной величины x_0. Кроме того, на рисунке показаны величины $\overline{x}$, σ, Δ_C и Δ. Рассмотрим последнюю величину подробнее. Согласно выражению (4.9), случайная погрешность определяется как произведение K и σ.

Выражение

$$\overset{0}{\Delta} = K \cdot \sigma$$

обозначает, что случайная погрешность с вероятностью P не превзойдет величины $K \cdot \sigma$.

Например, при $K = 2$ и $P = 0{,}95$ случайная погрешность с вероятностью 0,95 будет не больше величины 2σ.

Таким образом, когда речь идет о случайной погрешности, кроме ее значений необходимо указывать доверительную вероятность результата.

При подсчете случайных погрешностей основная трудность возникает при определении коэффициента K, так как закон распределения результатов измерений, как правило, неизвестен.

Правомерность предположения о нормальности закона распределения результатов измерений может быть проверена по одному из критериев согласия, изложенных, например, в Государственных стандартах (ГОСТ 8.207–76 [46]; ГОСТ 8.508–84 [47]) или по критерию Романовского, приведенному в [30].

В прил. 2 описан критерий согласия по ГОСТ 8.508–84 [47].

4.5. Суммарные погрешности

Суммарная погрешность средства измерения Δ равняется арифметической сумме систематической и случайной погрешностей и характеризует наибольшую статическую погрешность средства измерения (СИ) в исследуемой точке шкалы (ГОСТ 8.009–84 [44]; ГОСТ 8.508–84 [47]).

$$\Delta = \pm\left(\left|\Delta_C\right| + \left|\overset{0}{\Delta}\right|\right). \qquad (4.12)$$

Отметим, что в разных точках шкалы измерительного устройства величины Δ (как и Δ_c, и $\overset{0}{\Delta}$) могут быть различны, поэтому для характеристики устройства в целом рассматривают наибольшую суммарную погрешность Δ_m. В этом случае говорят, что погрешность СИ не превосходит величины Δ_m.

Аналогично могут быть рассмотрены максимальная систематическая погрешность Δ_{cm} и максимальная случайная погрешность $\overset{\circ}{\Delta}_m$ как наибольшие погрешности из полученных в различных точках шкалы средства измерений.

Суммарная погрешность, подсчитанная по формуле (4.12), является абсолютной и имеет ту же размерность, что и измеряемая величина.

Кроме абсолютных значений, подсчитываются относительная δ и приведенная γ суммарные погрешности:

$$\sigma = \frac{\Delta}{x_0} 100\ \%, \tag{4.13}$$

$$\gamma = \frac{\Delta}{x_N} 100\ \%, \tag{4.14}$$

где x_N – нормирующее значение.

Относительная и приведенная суммарные погрешности обычно выражаются в процентах, но могут выражаться и в виде относительных величин.

Для иллюстрации изложенного на рис. 4.2 наряду с другими величинами отложена величина суммарной погрешности.

Поскольку в состав суммарной погрешности входит случайная погрешность, то суммарная погрешность также является случайной величиной. Оценим доверительную вероятность *P,* с которой найдена абсолютная суммарная погрешность Δ, если доверительная вероятность оценки абсолютной случайной погрешности составляет *P* (аналогично могут быть рассмотрены доверительные вероятности относительных и приведенных погрешностей).

Напомним, что систематическая погрешность Δ_C – это погрешность, которая остается постоянной при повторных измерениях одной и той же величины. Другими словами, Δ_C, по определению, есть постоянная величина и в силу этого имеет доверительную вероятность, равную единице.

Воспользуемся теоремой умножения вероятностей, которая гласит: если сложное событие *C* состоит из ряда независимых исходов простых событий A_1, A_2, ..., A_n и его осуществление означает одновременное появление всех исхо-

дов, то вероятность такого сложного события равна произведению вероятностей исходов (см. [17, с. 46]), т. е.

$$P(C) = P(A_1 \cap A_2 \cap ... \cap A_n) = \prod_{j=1}^{n} P(A_j), \qquad (4.15)$$

где знак $\cap$ соответствует операции «и».

Независимость исходов при этом означает, что осуществление одного из них не влияет на вероятность осуществления остальных.

В нашем случае выражение (4.15) принимает вид

$$P(\Delta) = P(\Delta_c) \cdot P(\overset{o}{\Delta}) = P(\overset{0}{\Delta}), \qquad (4.16)$$

где $P(\Delta_c)$ – доверительная вероятность систематической погрешности ($P(\Delta_c) = 1$);

$P(\overset{o}{\Delta})$ – доверительная вероятность случайной погрешности;

$P(\Delta)$ – доверительная вероятность суммарной погрешности.

Таким образом, в рассмотренном случае доверительная вероятность суммарной погрешности численно равна доверительной вероятности случайной погрешности. Другими словами, с доверительной вероятностью P абсолютная суммарная погрешность исследованного средства измерения не превосходит величины Δ.

Соотношения (4.12), (4.13) и (4.14), приведенные выше, позволяют оценить значения абсолютной, относительной и приведенной суммарных погрешностей средств измерений.

Полученные значения абсолютной суммарной погрешности Δ (или относительной δ, или приведенной γ суммарных погрешностей) позволяют присвоить исследованному средству измерений тот или иной класс точности (см. п. 3.4 учебного пособия). Присвоенный класс точности должен соответствовать требованиям ГОСТ 8.401–80 [45].

Отметим, что для решения поставленной задачи по определению численного значения класса точности полученные значения Δ, или δ, или γ округляются до ближайшего большего значения стандартного ряда и являются классом точ-

ности данного средства измерений (СИ). Например, для СИ, имеющего $\delta =$ $= \pm 1{,}2$ %, класс точности (1,5); для СИ, имеющего $\gamma = \pm 3{,}2$ %, класс точности 4,0 и т. д.

Присвоенный класс точности заносится в техническую документацию на СИ. Кроме того, класс точности наносится на шкалы, щитки или корпуса средств измерений в соответствии с требованиями ГОСТ 8.401–80 [45].

4.6. Правила округления

Результаты измерений и погрешности следует округлять по сложившимся правилам.

Основные положения этих правил округления:

1. Округление проводится только один раз при получении окончательных результатов. Все промежуточные результаты целесообразно представлять тем числом разрядов, которые удается получить.

2. Округление начинается с округления погрешности результата измерения.

3. Погрешность результата измерения округлятся до двух значащих цифр, если при движении слева направо первая значащая цифра округляемой погрешности меньше 3.

Погрешность результата измерения округляется до одной значащей цифры, если при движении слева направо первая значащая цифра округляемой погрешности больше 3 или равна 3.

4. Результат измерения округляется так, чтобы он оканчивался цифрой того же разряда, что и значение погрешности. Если числовое значение результата измерения представляется десятичной дробью, оканчивающейся нулями, то нули отбрасываются только до того разряда, который соответствует разряду числового значения погрешности.

5. Если цифра старшего из отбрасываемых разрядов меньше 5, то остающиеся цифры в числе не изменяют. Если эта цифра больше 5, то последнюю оставляемую цифру увеличивают на единицу. Лишние цифры в целых числах

заменяют нулями, а в десятичных дробях отбрасывают. Например, результат измерения U = 25,4587 мВ при погрешности результата Δ = ±0,0213 мВ. Округление начинается с погрешности. После округления погрешность Δ = ±0,021 мВ и результат измерения U = 25,459 мВ. Результат измерения с учетом погрешности запишется в виде U' = (25,459±0,021) мВ. Если погрешность (при том же результате измерения) Δ = ±6,25 мВ, то после округления Δ = ±6 мВ, U = 25 мВ и результат измерения с учетом погрешности U' = (25±6) мВ.

6. Если отбрасываемая цифра равна 5, а следующие за ней цифры отсутствуют или нули, то последнюю сохраняемую цифру числа не изменяют.

Если отбрасываемая цифра равна 5, а следующие за ней цифры отличны от нуля, то последнюю сохраняемую цифру числа увеличивают на единицу.

7. Примеры округления:

а) результат измерения A = 625,47; погрешность ΔA = ±7,24. После округления: ΔA = ±7; A = 625 и результат измерения с учетом погрешности A' = (625±7);

б) результат измерения B = 1055,53; погрешность ΔB = ±5,29. После округления: ΔB = ±5; B = 1056 и результат измерения с учетом погрешности B' = (1056±5);

в) результат измерения C = 72,85; погрешность ΔC = ±0,35. После округления: ΔC = ±0,3; C = ±72,8 и результат измерения с учетом погрешности C = (72,8±0,3). Остающиеся цифры в числе не изменяют.

4.7. Пример расчета

В качестве примера рассмотрен расчет точностных характеристик вольтметра по результатам измерений с его помощью заданного напряжения. Расчет проведен в соответствии с рекомендациями, изложенными в пп. 4.1–4.6 учебного пособия.

Пример

При многократных измерениях напряжения $U_0 = 60{,}00$ В получены следующие показания исследуемого вольтметра: 60,12; 60,15; 60,16; 60,18; 60,20;

60,23; 60,25; 60,27; 60,28; 60,31 В. Предполагая, что результаты измерений подчиняются нормальному закону распределения, найти (с доверительной вероятностью P = 0,95) систематическую, случайную и суммарную погрешности вольтметра. Верхний предел измерения вольтметра $U_K = 200$ В.

Оценка искомых величин проводится в нижеследующей последовательности.

1. Рассчитывается среднее арифметическое значение рассматриваемого ряда измерений:

$$\overline{U} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} U_i = \frac{1}{10}(60{,}15 + ...60{,}31) = 60{,}215 \text{ В},$$

где $\overline{U}$ – среднее арифметическое значение;

n – число измерений (n = 10);

U_i – значение i-го измерения.

2. Определяется среднее квадратическое отклонение σ по формуле

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n}\left(U_i - \overline{U}\right)^2}{n-1}} = \sqrt{\frac{(60{,}15-60{,}215)^2 + ... + (60{,}31-60{,}215)^2}{10-1}} = 0{,}0628 \text{ В},$$

где σ – среднее квадратическое отклонение;

U_i, $\overline{U}$ и n – определены выше.

3. Выявляются возможные промахи методом 3σ и методом Смирнова–Греббса (табличным методом).

Метод 3σ

Для реализации этого метода подсчитывается значение 3σ = 3·0,0628 = 0,1884 В, которое сравнивается с разностью между $U_{\text{П}}$ и $\overline{U}$.

$$\left|U_{\text{П}} - \overline{U}\right| = \left|60{,}31 - 60{,}215\right| = 0{,}095 < 3\sigma,$$

где $U_{\text{П}}$ – предполагаемый промах ($U_{\text{П}} = 60{,}31\ B$);

$\overline{U} = 60{,}215B$ – определено выше.

Поскольку $\left|U_{\text{П}} - \overline{U}\right| < 3\sigma$, то $U_{\text{П}} = 60{,}31B$ – не промах, и это значение следует оставить в ряду измерений.

Табличный метод

Для реализации табличного метода оцениваются значения:

$$W = \frac{\left|U_{\text{П}} - \overline{U}\right|}{\sigma} = \frac{60,31 - 60,215}{0,0628} = 1,5127;$$

$$W_{\text{Т}} = f\left(p_i n\right) = 2,29 \text{ (для } p = 0,95 \text{ и } n = 10),$$

где W_T – табличное значение, зависящее от принятой доверительной вероятности p и числа измерений n (см. табл. П.1.4);

$U_{\text{П}}, \overline{U}$ и σ – определены выше.

Поскольку $W < W_T$, то $U_П = 60,31B$ _ не промах, и это значение следует оставить в ряду измерений.

4. Оценивается абсолютная систематическая погрешность вольтметра:

$$\Delta_C = \overline{U} - U_0 = 60,215 - 60,00 = 0,215 \text{ В},$$

где Δ_C – систематическая погрешность вольтметра в рассматриваемой точке шкалы или диапазона измерения;

U_0 – рассматриваемая точка шкалы (диапазона измерения), значение напряжения в которой принимается за истинное значение измеряемой величины (U_0 = 60,00 В);

$\overline{U}$ – определено выше.

5. Оценивается абсолютная случайная погрешность вольтметра:

$$\overset{0}{\Delta} = \kappa \cdot \sigma = 1,96 \cdot 0,0628 = 0,1231 \text{ В},$$

где $\overset{0}{\Delta}$ – случайная погрешность вольтметра в рассматриваемой точке шкалы (диапазоне измерения);

κ – коэффициент, зависящий от принятой доверительной вероятности p и от закона распределения результатов измерений (для p = 0,95 и нормального закона распределения результатов измерений κ = 1,96);

σ – определено выше.

6. Оценивается абсолютная суммарная погрешность вольтметра:

$$\Delta = \pm(|\Delta_C| + |\overset{0}{\Delta}|) = \pm(0{,}215 + 0{,}1231) = \pm 0{,}3381 \text{ В};$$

$$\Delta = \pm 0{,}3381 \text{ В},$$

где Δ – абсолютная суммарная погрешность вольтметра;

Δ_C, $\overset{0}{\Delta}$ – определены выше.

7. Оценивается относительная суммарная погрешность вольтметра:

$$\delta = \pm \frac{\Delta}{U_0} 100\ \% = \pm \frac{0{,}3381}{60{,}00} 100\ \% = \pm 0{,}5635\ \%;$$

$$\delta = \pm 0{,}5635\ \%,$$

где δ – относительная суммарная погрешность;

U_0 – определено выше (U_0= 60,00 В).

8. Оценивается приведенная суммарная погрешность вольтметра:

$$\gamma = \pm \frac{\Delta}{U_k} 100\ \% = \pm \frac{0{,}3381}{200} 100\ \% = \pm 0{,}1690\ \%;$$

$$\gamma = \pm 0{,}1690\%,$$

где γ – приведенная суммарная погрешность;

U_k – верхний предел шкалы или диапазона измерения вольтметра (U_k = 200 В).

9. Провести округление полученных величин. После округления рассматриваемые величины принимают следующие значения:

$$\Delta = \pm 0{,}3\ \ B;$$

$$\delta = \pm 0{,}6\ \%;$$

$$\gamma = \pm 0{,}17\ \%;$$

$$\overline{U'} = (60{,}2 \pm 0{,}3)\ \text{В}, p = 0{,}95.$$

Следовательно, с доверительной вероятностью p = 0,95 суммарные погрешности (при измерении напряжения U_0= 60,00 В) составляют: абсолютная $\pm$ 0,3 В; относительная $\pm$ 0,6 %; приведенная $\pm$ 0,17 %. При этом результат измерения исследуемым вольтметром в выбранной точке шкалы (или диапазона

измерения) может быть записан как $(60{,}2 \pm 0{,}3)$ В. Отметим, что термин «шкала» применяется для отсчетного устройства стрелочных приборов, а термин «диапазон измерения» – для отсчетного устройства цифровых измерительных приборов. В приведенном примере не уточняется тип прибора (стрелочный прибор или цифровой) и, в силу этого, используются оба термина при характеристике рассматриваемых величин.

5. ДОВЕРИТЕЛЬНЫЕ ИНТЕРВАЛЫ И ПОГРЕШНОСТИ ПОГРЕШНОСТЕЙ

5.1. Общие положения

В учебном пособии широко используются такие величины, как среднее арифметическое значение ($\bar{x}$), среднее квадратическое отклонение (σ), систематические (Δ_C), случайные ($\overset{0}{\Delta}$) и суммарные (Δ) погрешности средств измерений (СИ). Все перечисленные величины зависят от числа измерений «*n*» и принимают разные значения в зависимости от «*n*». За истинные значения $\bar{x}$, σ, Δ_C, $\overset{0}{\Delta}$ и Δ принимаются их значения при бесконечно большом числе измерений (при $n \to \infty$). На практике число измерений всегда ограничено, что приводит к появлению погрешностей при оценке рассматриваемых величин. Причем погрешность из-за конечного числа измерений тем больше, чем меньше проведенное число измерений.

Ниже рассматривается порядок оценки погрешностей при определении величин $\bar{x}$, Δ_C и σ. Аналогичные погрешности могут быть найдены для величины $\overset{0}{\Delta}$ и Δ, но фактически эти погрешности рассчитываются исключительно редко и в силу этого в данном учебном пособии не рассматриваются.

5.2. Погрешность арифметического среднего

При конечном числе измерений в значении арифметического среднего появляется погрешность, которая тем больше, чем меньше проведенное число измерений.

Погрешность среднего арифметического значения определяется по формуле

$$\Delta\bar{x} = \pm t \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{n}}, \qquad (5.1)$$

где *t* – коэффициент Стьюдента, зависящий от принятой доверительной вероятности *P* и числа измерений *n* (значения *t* приведены в табл. П.1.2).

Область значений $\Delta\bar{x}$ может быть записана в виде

$$F\left(a_1 \langle \bar{x} \langle a_2\right) = P\,, \tag{5.2}$$

т. е. с доверительной вероятностью P значение $\bar{x}$ больше значения a_1 и меньше значения a_2, где a_1 – нижняя и a_2 – верхняя доверительные границы.

Изложенное иллюстрируется на рис. 5.1, *а*, где изображена числовая ось, на которой отложены среднее арифметическое значение $\bar{x}$, верхняя a_2 и нижняя a_1 границы доверительного интервала $\bar{x}$ и погрешности среднего арифметического $+\Delta\bar{x}$ и $-\Delta\bar{x}$. Нижняя и верхняя границы доверительного интервала определяются соотношениями

$$a_1 = \left(\bar{x} - \Delta\bar{x}\right), \tag{5.3}$$

$$a_2 = \left(\bar{x} + \Delta\bar{x}\right). \tag{5.4}$$

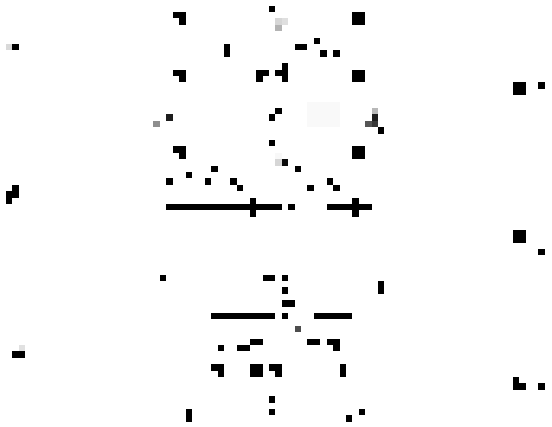


Рис. 5.1. Графическая интерпретация доверительных интервалов и погрешности погрешностей

5.3. Погрешность систематической погрешности

Систематическая погрешность Δ_C определяется как разность между средним арифметическим значением и истинным значением измеряемой величины

$$\Delta_C = \bar{x} - x_0\,. \tag{5.5}$$

Предположим теперь, что известна погрешность среднего арифметического значения, равная $\pm\Delta\bar{x}$.

Тогда с учетом этой погрешности можно записать

$$\bar{x} = \bar{x} \pm \Delta\bar{x}\,. \tag{5.6}$$

Подставляя значение $\bar{x}$ в уравнение (5.5) и обозначая полученную при этом величину через Δ'_C, получим

$$\Delta'_C = \bar{x} \pm \Delta\bar{x} - x_0 = \bar{x} - x_0 \pm \Delta\bar{x} = \Delta_C \pm \Delta\bar{x}. \qquad (5.7)$$

Введем обозначение $\Delta(\Delta_C) = \Delta\bar{x}$ и будем называть в дальнейшем эту величину погрешностью систематической погрешности.

Следовательно, погрешность систематической погрешности численно равна погрешности арифметического среднего, если действительное значение измеряемой величины известно точно и не содержит каких-либо погрешностей:

$$\Delta(\Delta_c) = \pm t \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{n}}. \qquad (5.8)$$

Таким образом, при малом числе измерений нельзя указать точное значение систематической погрешности, а можно лишь сказать, что с принятой доверительной вероятностью систематическая погрешность будет находиться в определенных границах. Нижняя b_1 и верхняя b_2 границы доверительного интервала определяются соответственно выражениями

$$b_1 = \Delta_C - \Delta(\Delta_C), \qquad (5.9)$$

$$b_2 = \Delta_C + \Delta(\Delta_C). \qquad (5.10)$$

Изложенное здесь иллюстрируется на рис. 5.1, *б*, где изображена числовая ось с отложенными на ней величинами Δ_C, b_1, b_2, $-\Delta(\Delta_C)$, $+\Delta(\Delta_C)$ и I_{Δ_C}.

Величина доверительного интервала систематической погрешности (т. е. промежуток, заключенный между верхней и нижней границей) зависит от проведенного числа измерений и от принятой доверительной вероятности. При заданной доверительной вероятности с ростом числа измерений доверительный интервал уменьшается и при числе измерений $n \to \infty$ стягивается в точку. Другими словами, при бесконечно большом числе измерений погрешности среднего арифметического и систематической погрешности равны нулю. Подчеркнем еще раз это обстоятельство. Увеличение числа измерений уменьшает не систематическую погрешность, а ее неопределенность. С ростом числа измерений уменьшается не сама погрешность, а погрешность погрешности.

5.4. Погрешность среднего квадратического отклонения

При малом числе измерений величина среднего квадратического отклонения σ, подобно среднему арифметическому значению измеряемой величины и систематической погрешности, также будет иметь погрешность. Погрешность среднего квадратического отклонения $\Delta\sigma$ может быть найдена по приближенной формуле

$$\Delta\sigma = \frac{\sigma}{\sqrt{2\cdot(n-1)}}. \qquad (5.11)$$

Выражение (5.11) справедливо для *n,* большего 25–30, но в случае грубых оценок это выражение можно использовать и для меньшего числа измерений.

Из (5.11) следует, что при $n = 30$ $\Delta\sigma = \pm 1/8\sigma$, т. е. при тридцати измерениях погрешность в определении среднего квадратического отклонения составит примерно 13 %. При $n = 50$ погрешность определения σ составит около 10 %, при $n = 100$ – примерно 7 %. Таким образом, погрешность в определении величины σ уменьшается медленнее, чем происходит рост числа измерений.

Для более строгой оценки погрешности среднего квадратического отклонения используется уже рассмотренное ранее распределение χ^2.

На основе распределения χ^2 для коэффициентов γ составлены специальные таблицы, в которых приводятся значения этих коэффициентов в зависимости от числа измерений и принятой доверительной вероятности. Поскольку распределение χ^2 асимметрично, то погрешности равного значения, но противоположного знака, не равновероятны, как в случае нормального распределения. Введем нижнюю и верхнюю границы погрешности:

$$\Delta_{1\sigma} = (\gamma_1 - 1)\sigma, \qquad (5.12)$$

$$\Delta_{2\sigma} = (\gamma_2 - 1)\sigma. \qquad (5.13)$$

Поскольку $\gamma_1 \langle 1$, а $\gamma_2 \rangle 1$, то величина $\Delta_1\sigma$, определяемая по (5.12), всегда отрицательна, а величина $\Delta_2\sigma$, определяемая по (5.13), всегда положительна. Отметим также, что $|\Delta_1\sigma| \langle |\Delta_2\sigma|$, т. е. положительная погрешность среднего квад-

ратического отклонения (СКО) всегда больше по абсолютной величине отрицательной погрешности СКО.

Подробная таблица значений коэффициентов γ_1 и γ_2 приводится в приложении (табл. П.1.3).

Вместо расчетных соотношений вида (5.12) и (5.13) можно использовать запись вида

$$F\left(c_1 < \sigma < c_2\right) = P,$$

т. е. с доверительной вероятностью P среднее квадратическое отклонение σ больше величины c_1 и меньше c_2.

На рис. 5.1, *в* изображена числовая ось и отложены величины σ, $\left|-\Delta\sigma\right| = \left|\Delta_1\sigma\right|, \left|+\Delta\sigma\right| = \Delta_2\sigma,$, c_1, c_2, где c_1 и c_2 – нижняя и верхняя границы доверительного интервала I_σ. Границы доверительного интервала I_σ определяются соотношениями

$$c_1 = \sigma - \left|\Delta_1\sigma\right| \tag{5.14}$$

$$c_2 = \sigma + \left|\Delta_2\sigma\right|. \tag{5.15}$$

Значение и асимметрия доверительного интервала зависят от проведенного числа измерений и принятой доверительной вероятности. При заданной доверительной вероятности с ростом числа измерений ширина доверительного интервала и его асимметрия уменьшаются, а при $n \to \infty$ доверительный интервал стягивается в точку.

Следует отметить, что при большом числе измерений приближенная формула (5.11) и более строгие соотношения (5.12) и (5.13) дают близкие результаты.

5.5. Необходимое число измерений

Для увеличения достоверности результата измерения могут быть использованы два пути: повышение точности измерений за счет улучшения измерительных приборов и методов измерений и увеличение числа измерений. Рас-

смотрим последний прием, считая, что все возможности совершенствования техники уже реализованы.

Сами погрешности (и систематические, и случайные) от числа измерений непосредственно не зависят. От числа измерений непосредственно зависят погрешности погрешностей и соответствующие доверительные интервалы, т. е. при увеличении числа измерений уменьшаются такие величины, как $\Delta\bar{x}$, $\Delta(\Delta_C)$ и $\Delta(\sigma)$.

Отметим, что уменьшать погрешность погрешностей целесообразно до тех пор, пока погрешность измерений не будет значительно превосходить соответствующую погрешность погрешности. Для этого необходимо, чтобы доверительный интервал, определенный с выбранной доверительной вероятностью, был бы существенно меньше величины погрешности измерений. Обычно в этих случаях сравнивают между собой погрешность среднего арифметического значения и систематическую погрешность Δ_C и добиваются, чтобы

$$\Delta\bar{x} << \Delta_C. \qquad (5.16)$$

На практике обычно считают, что условие (5.16) выполняется, если $\Delta\bar{x}$ составляет примерно одну десятую часть от Δ_C. Иногда удовлетворяются гораздо менее жесткими требованиями: $\Delta\bar{x} = 1/5\Delta_C$ или даже $\Delta\bar{x} = 1/3\Delta_C$.

В пункте 5.1 уже отмечалось, что погрешность арифметического среднего определяется с использованием распределения Стьюдента по соотношению (5.1). Выражение (5.1) позволяет решить и обратную задачу, т. е. по заданным величинам *t* и σ найти соответствующее им число измерений *n.* Правда, решение обратной задачи с помощью табл. П.1.2 приходится вести методом последовательного приближения, задаваясь различными значениями *n.* Необходимость последнего объясняется тем, что коэффициент Стьюдента *t,* значения которого приводятся в табл. П.1.2, зависит не только от доверительной вероятности, но и от проведенного числа измерений. Для облегчения решения поставленной задачи составлены специальные таблицы, в которых приводится необходимое число измерений для получения относительной погрешности $\Delta\bar{x}/\sigma$ в зависимости от требуемой доверительной вероятности *P* (см. табл. П.1.6).

Сущность пересчета от данных табл. П.1.2 к данным табл. П.1.6 заключается в следующем.

Выше было показано, что доверительная вероятность P попадания случайной величины z в интервал $\pm t$ зависит как от заданной величины t, так и от числа измерений n. На этой основе составлена табл. П.1.2. Коэффициенты Стьюдента представляют собой численные значения доверительного интервала $\pm t$ в зависимости от двух параметров P и n. Очевидно, с помощью такой таблицы можно определить любую из трех величин P, n и t по известным двум другим. В частности, таким образом можно найти n по заданным значениям P и t.

В практических условиях доверительный интервал задается не для величины t, а непосредственно для исследуемой случайной величины $\Delta\bar{x}$ (см. (5.1)).

На основании зависимости (5.1) можно записать

$$t = \sqrt{n} \cdot \frac{\Delta x}{\sigma}. \tag{5.17}$$

Откуда окончательно получаем

$$M = \frac{\Delta\bar{x}}{\sigma} = \frac{t}{\sqrt{n}}, \tag{5.18}$$

где M – обозначение приведенной величины доверительного интервала.

Таким образом, для решения поставленной задачи по определению необходимого числа измерений n по заданным значениям доверительного интервала $\pm\Delta\bar{x}$ и доверительной вероятности P необходимо коэффициенты Стьюдента t (см. табл. П.1.2) разделить на корень квадратный из соответствующего числа измерений n.

Полученная таким образом таблица приведена в прил. 1 (табл. П.1.6).

Приведем пример расчета необходимого числа измерений.

Пример 5.1. Систематическая погрешность вольтметра Δ_C = 0,8 В; σ = 1,0 В. Сколько измерений нужно проделать, чтобы с вероятностью 0,95 погрешность среднего арифметического была меньше половины систематической погрешности?

Находим $\Delta\bar{x}$ и отношение $\Delta\bar{x}$ к σ:

$$\Delta\bar{x} = \frac{1}{2}\cdot\Delta_C = \frac{1}{2}\cdot 0{,}8 = 0{,}4\ \text{В};$$

$$\frac{\Delta\bar{x}}{\sigma} = \frac{0{,}4}{1{,}0} = 0{,}4\,.$$

Из табл. П.1.2 находим в колонке $P = 0{,}95$ для $\Delta\bar{x}/\sigma = 0{,}4$, $n = 27$.

Иначе говоря, надо провести 27 измерений, чтобы погрешность среднего арифметического значения не превысила 0,4 В с вероятностью $P = 0{,}95$.

В данном случае получилось сравнительно небольшое число измерений, которое можно осуществить практически. Из табл. П.1.6 следует, что при высоких доверительных вероятностях и жестких требованиях к результатам измерений могут получаться очень большие числа измерений, исчисляемые десятками и даже сотнями тысяч. Очевидно, что реализовывать такие большие числа измерений невозможно, поэтому требования к результатам измерений должны быть согласованы с возможностями измерительных устройств и их не следует необоснованно завышать.

Выше подробно рассмотрен порядок расчетов, когда задана величина погрешности арифметического среднего. В случае, когда задана величина погрешности систематической погрешности, порядок расчетов остается тот же самый и поэтому здесь не рассматривается.

Погрешности среднего квадратического отклонения Δ_σ и тем более погрешность случайной погрешности $\Delta(\overset{0}{\Delta})$ в качестве исходных величин используются редко, и в силу этого в настоящем учебном пособии данный вопрос подробно не рассматривается. Отметим только, что при необходимости можно воспользоваться приближенным соотношением (5.11), решив его относительно числа измерений *n.* Можно также воспользоваться табл. П.1.3 γ-коэффициентов, но в этом случае задачу придется решать методом последовательного приближения.

В заключение параграфа опишем, какие и в какой последовательности следует выполнить операции, чтобы найти необходимое число измерений при заданной погрешности среднего арифметического значения $\bar{x}$.

Определение минимально необходимого числа измерений n для получения с выбранной доверительной вероятностью P заданной погрешности арифметического среднего приводится в нижеследующей последовательности.

В исследуемой точке шкалы прибора проводится 10–20 измерений и находятся величины $\bar{x}$ и σ. Измерения следует проводить таким образом, как описано в п. 4.1.

Находится отношение $\Delta\bar{x}/\sigma$, где $\Delta\bar{x}$ – заданная погрешность арифметического среднего.

По величине соотношения $\Delta\bar{x}/\sigma$ и заданной доверительной вероятности P находится минимально необходимое число измерений (см. табл. П.1.6).

Полученное согласно изложенному число измерений n_1 является первым приближением. Для получения второго приближения необходимо провести n_1 измерений и повторить все необходимые расчеты, порядок которых приведен выше. Если полученное число измерений n_1 меньше предварительно проведенного числа измерений или равно ему, то второго приближения делать не следует.

Из всего изложенного можно заключить, что увеличением числа измерений можно устранить влияние случайных воздействий на результат измерения только в том случае, если стандартное отклонение σ не более чем в несколько раз превосходит систематическую погрешность Δ_C. Реально это возможно, если $\sigma \le 5\Delta_C$. При больших значениях σ для получения удовлетворительных результатов уже требуются сотни и тысячи измерений, что практически невыполнимо. В этих случаях следует коренным способом менять методику измерений или используемые измерительные устройства, чтобы уменьшить величину среднего квадратического отклонения.

5.6. Пример расчета

Расчет погрешности погрешностей, доверительных интервалов и доверительных границ проведен с использованием условия задачи примера 4.1 (п. 4.7).

Для расчетов использованы следующие величины из примера 4.1:

$$\overline{U} = 60{,}215 \text{ В}; \ \sigma = 0{,}0628 \text{ В}; \ \Delta_C = 0{,}215 \text{ В}.$$

1. Погрешность среднего арифметического значения оценивается по формуле:

$$\Delta\overline{U} = \pm t\frac{\sigma}{\sqrt{n}} = \pm\frac{2,26\cdot 0,0628}{\sqrt{10}} = \pm 0,0449 \text{ В};$$

где $\Delta\overline{U}$ – погрешность среднего арифметического значения;

t – коэффициент Стьюдента, зависящий от принятой доверительной вероятности P и числа измерений n (для $P = 0,95$ и $n = 10$ $t = 2,26$; см.табл. П.1.2);

σ, n – определены выше.

2. Доверительные границы среднего арифметического значения оценивается по формулам

$$a_1 = \overline{U} - \left|\Delta\overline{U}\right| = 60,215 - 0,0449 = 60,1701 \text{ В};$$

$$a_2 = \overline{U} + \left|\Delta\overline{U}\right| = 60,215 + 0,0449 = 60,2599 \text{ В};$$

где a_1 и a_2 – нижняя и верхняя доверительные границы среднего арифметического значения;

$\Delta\overline{U}$ и $\overline{U}$ – определены выше.

3. Доверительный интервал среднего арифметического значения оцениваются по формуле

$$I_{\overline{U}} = a_2 - a_1 = 60,2599–60,1701 = 0,0898 \text{ В}.$$

4. Погрешность систематической погрешности численно равна погрешности арифметического среднего значения, т. е.

$$\Delta(\Delta_C) = \pm 0,0449 \text{ В},$$

где $\Delta(\Delta_C)$ – погрешность систематической погрешности.

5. Доверительные границы систематической погрешности оцениваются по формулам

$$b_1 = \Delta_C - \left|\Delta(\Delta_C)\right| = 0,2150–0,0449 = 0,1701 \text{ В};$$

$$b_2 = \Delta_C - \left|\Delta(\Delta_C)\right| = 0,2150+0,0449 = 0,2599 \text{ В};$$

где b_1 и b_2 – нижняя и верхняя доверительные границы систематической погрешности;

Δ_C и $\Delta(\Delta_C)$ – определены выше.

6. Доверительный интервал систематической погрешности определяется по формуле

$$I_{\Delta_C} = b_2 - b_1 = 0{,}2599 - 0{,}1701 = 0{,}0898 \text{ В};$$

где I_{Δ_C} – доверительный интервал систематической погрешности;

b_1 и b_2 – определены выше.

7. Приближенное значение погрешности среднего квадратического отклонения (СКО) оценивается по формуле



где $\Delta\sigma$ – приближенное значение погрешности СКО;

σ и n – определены выше.

8. Уточненные значения погрешностей среднего квадратического отклонения (СКО) оцениваются по формулам



где $\Delta_1\sigma$ и $\Delta_2\sigma$ – уточненные погрешности (СКО);

γ_1 и γ_2 – коэффициенты, зависящие от принятой доверительно вероятности P и числа измерений n (для $P = 0{,}95$ и $n = 10$ $\gamma_1 = 0{,}69$ и $\gamma_2 = 1{,}83$, см. табл. П.1.3);

σ – определено выше.

9. Уточненные доверительные границы среднего квадратического отклонения (СКО) оцениваются по формулам

$$C_1 = \sigma - |\Delta_1\sigma| = 0{,}0628 - 0{,}0195 = 0{,}0433 \text{ В};$$

$$C_2 = \sigma + |\Delta_2\sigma| = 0{,}0628 + 0{,}0521 = 0{,}1149 \text{ В},$$

где C_1 и C_2 – уточненные нижняя и верхняя доверительные границы СКО;

σ, $\Delta_1\sigma$, $\Delta_2\sigma$ – определены выше.

10. Уточненный доверительный интервал среднего квадратического отклонения (СКО) оценивается по формуле

$$I_\sigma = C_2 - C_1 = 0{,}1149 - 0{,}0433 = 0{,}0716 \text{ В};$$

где I_σ – уточненное значение доверительного интервала СКО;

C_1 и C_2 – определены выше.

После округления найденных величин получены следующие их значения:

$$\Delta\overline{U} = \pm 0{,}04 \text{ В};\ a_1 = 60{,}10 \text{ В};\ a_2 = 60{,}26 \text{ В};\ I_{\overline{U}} = 0{,}09 \text{ В}.$$

$$\Delta(\Delta_C) = \pm 0{,}04 \text{ В};\ b_1 = 0{,}17 \text{ В};\ b_2 = 0{,}26 \text{ В};\ I_{\Delta_C} = 0{,}09 \text{ В}.$$

$$\Delta\sigma = \pm 0{,}01 \text{ В}.$$

$$\Delta_1\sigma = -0{,}02 \text{ В};\ \Delta_2\sigma = +0{,}05 \text{ В};$$

$$C_1 = 0{,}04 \text{ В};\ C_2 = 0{,}11 \text{ В};\ I_\delta = 0{,}07 \text{ В}.$$

В заключение напомним еще раз основные положения.

При малом числе измерений появляются погрешности погрешностей, которые уменьшаются с ростом числа измерений. Приведенный пример позволяет количественно оценить погрешности погрешностей при n = 10 (где n – число измерений).

Подсчет погрешностей среднего квадратического отклонения (СКО) по приближенной формуле всегда дает симметричные и несколько меньшие значения, чем значения, полученные по уточненным формулам с использованием коэффициентов γ_1 и γ_2 (см. приведенный пример).

Погрешности СКО, найденные по уточненным формулам, всегда асимметричны, причем отрицательная погрешность по абсолютной величине всегда меньше положительной погрешности. Уточненная отрицательная погрешность по абсолютной величине близка погрешности, получаемой по приближенной формуле (см. результаты расчетов, приведенные в рассмотренном примере).

6. ДИНАМИЧЕСКИЕ ПОГРЕШНОСТИ СРЕДСТВ ИЗМЕРЕНИЙ

6.1. Общие положения

Динамическая погрешность измерений – это погрешность, возникающая при измерении переменных во времени величин или неустановившихся периодических процессов и обусловленная инерционными свойствами средств измерений [1, 2, 26].

Динамическая погрешность средства измерения $d(t)$ может быть определена как разность между сигналом на выходе средства измерения $x(t)$ и истинным значением измеряемой величины $x_0'(t)$, приведенной к выходу.

$$d(t) = x(t) - x_0'(t), \tag{6.1}$$

где значения величин $d(t)$, $x(t)$ соответствуют моменту времени t.

Выражение (6.1) свидетельствует, что динамическая погрешность является функцией времени и зависит от характера входного сигнала.

Истинным значением измеряемой величины является ее значение на входе измерительного устройства $x_0(t)$. Для сравнения входных и выходных величин между собой необходимо сделать их приведение «к входу» или «к выходу» средства измерения. Воспользовавшись приведением «к выходу», запишем значение динамической погрешности $d(t)$ в виде

$$d(t) = x(t) - Kx_0(t), \tag{6.2}$$

где $x(t)$ – выходной сигнал;

$x_0(t)$ – входной сигнал;

K – статический передаточный коэффициент.

Статический передаточный коэффициент находится в статических условиях работы измерительного устройства как отношение приращения выходной величины Δx к приращению входной величины Δx_0:

$$K = \Delta x / \Delta x_0. \tag{6.3}$$

При классификации погрешностей средств измерений отмечалось, что динамическая погрешность может быть представлена в виде суммы двух со-

ставляющих – систематической и случайной. Однако из-за большой сложности разделения динамических погрешностей на систематические и случайные составляющие такого разделения обычно не проводят, а ограничиваются рассмотрением суммарной динамической погрешности, определяемой выражением (6.2).

Вместе с тем следует отметить, что динамическая погрешность в виде (6.2) сравнительно редко используется на практике. Это объясняется тем, что $d(t)$ характеризует реакцию измерительного устройства на вполне определенный входной сигнал $x_0(t)$. Величина погрешности в этом случае зависит как от динамических свойств измерительного устройства, так и от вида входного сигнала, причем каждому входному сигналу соответствует своя динамическая погрешность. В силу этого для описания динамических свойств самих измерительных приборов (или устройств), а не системы прибор-сигнал предпочитают использовать другие характеристики. Наиболее полно динамические свойства измерительного устройства описываются передаточной функцией $W(p)$, которая, как известно, определяется соотношением

$$W(p) = \frac{x(p)}{x_0(p)}, \tag{6.4}$$

где p – комплексная переменная величина(параметр);

$x_0(p)$, $x(p)$ – входной и выходной сигналы, преобразованные по Лапласу, при нулевых начальных условиях.

Другими важными характеристиками измерительных устройств являются амплитудно- и фазово-частотные характеристики.

Амплитудно-частотной характеристикой измерительного устройства называется зависимость амплитуды выходного сигнала от частоты выходного сигнала (при постоянстве амплитуды входного сигнала).

Фазово-частотной характеристикой измерительного устройства называется зависимость фазового сдвига между выходным и входным сигналами от частоты изменения входного сигнала.

Методы определения передаточных функций и частотных характеристик подробно рассматриваются в курсе теории автоматического управления и детально освещены в соответствующей литературе. Более подробно с методами определения передаточных функций и частотных характеристик можно ознакомиться по работе [27]. В данном учебном пособии эти вопросы рассмотрены очень кратко.

6.2. Передаточные функции

Существует несколько методов экспериментального определения параметров передаточной функции $W(p)$, правомерных для линейных средств измерений, не имеющих чистого запаздывания. Наибольшее распространение получил метод, основанный на использовании переходных характеристик $L(t)$ исследуемых устройств и характеристик типовых динамических звеньев.

Переходной характеристикой $L(t)$ динамической системы называется ее реакция на входной сигнал, имеющий вид ступенчатой функции, при нулевых начальных условиях. На рис. 6.1 приводится характерный вид входных и выходных сигналов при исследовании измерительных устройств.

Рекомендуется следующая последовательность операций для определения передаточной функции измерительного устройства.

На вход исследуемого измерительного устройства подается сигнал в виде единичной функции, т. е. на входе устройства изменяются скачком напряжение, ток и т. д. Скачок входной величины может быть как положительным, так и отрицательным. Для определенности все последующие рассуждения проводятся применительно к положительному скачку входного сигнала.

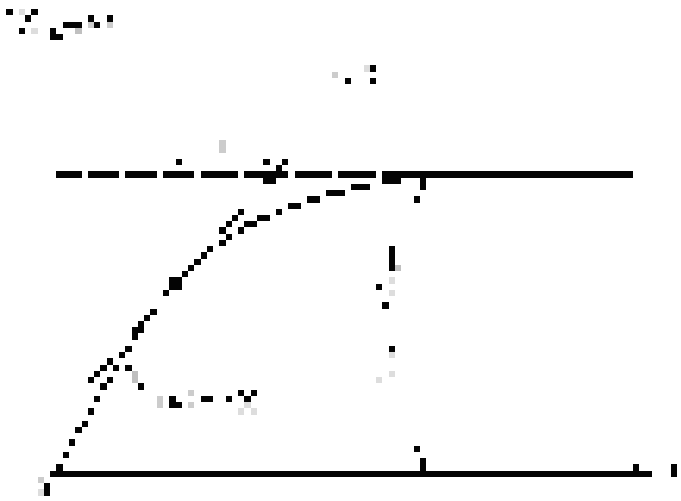


Рис. 6.1. Характерный вид входных и выходных сигналов
при исследовании измерительных устройств первого порядка

В зависимости от свойств исследуемого устройства переходная характеристика может иметь апериодический или колебательный характер, а работа устройства может быть описана дифференциальным уравнением первого, второго, третьего и т. д. порядков. При этом измерительные устройства соответственно называются устройствами первого, второго, третьего и т. д. порядков.

По переходным характеристикам, полученным экспериментально в соответствии с изложенным, отыскивается передаточная функция измерительного устройства. Вид передаточной функции определяется главным образом порядком устройства.

Для измерительных устройств первого порядка передаточная функция имеет вид

$$W(p)=\frac{K}{Tp+1}. \tag{6.5}$$

Для измерительных устройств второго порядка передаточная функция имеет вид

$$W(p)=\frac{K}{T_2^2 p^2+T_1 p+1} \tag{6.6}$$

или

$$W(p)=\frac{K}{(T_3 p+1)(T_4 p+1)}. \tag{6.7}$$

Для измерительных устройств третьего порядка передаточная функция имеет вид

$$W(p) = \frac{K}{(T_1 p + 1)(T_2 p + 1)(T_3 p + 1)} \qquad (6.8)$$

или

$$W(p) = \frac{K}{(T_1 p + 1)(T^2 p^2 + 2T\lambda p + 1)} . \qquad (6.9)$$

Для измерительных устройств четвертого порядка:

$$W(p) = \frac{K}{(T_1 p + 1)(T_2 p + 1)(T_3 p + 1)(T_4 p + 1)} . \qquad (6.10)$$

Неизвестные параметры T, T_1, T_2, T_3 и T_4 передаточных функций измерительных устройств первого и второго порядков рекомендуется определять графически [27].

Неизвестные параметры T, T_1, T_2, T_3, T_4, λ передаточных функций измерительных устройств третьего и четвертого порядков рекомендуется определять графоаналитическим методом Цыпкина–Максимова. Измерительные устройства старших порядков – третьего, четвертого и т. д. – встречаются на практике сравнительно редко, и поэтому определение их параметров в данном пособии не рассматривается.

Оценка параметров передаточных функций устройств высоких порядков может быть проведена по работе [27].

В настоящем учебном пособии рассматривается оценка параметров передаточной функции устройства первого порядка (см. соотношение (6.5)).

Неизвестный параметр T (постоянная времени) для измерительных устройств первого порядка определяется по графику переходной характеристики как величина проекции касательной в данной точке на линию установившегося значения $L(t) = L(t)_{уст}$(см. рис. 6.1), причем в идеальном случае T одинакова во всех точках кривой $L(t)$. Поскольку проводить точно касательные к экспериментально полученной кривой $L(t)$ затруднительно, то рекомендуется провести

касательные к трем- етырем точкам кривой, найти для каждой точки T и взять среднее арифметическое значение.

Отметим, что длительность переходного процесса для устройств первого порядка (т. е. время затухания переходной характеристики) с погрешностью около 5 % равна $3T$ и с погрешностью около 1 % равна $5T$.

Неизвестный статический передаточный коэффициент K оценивается по соотношению (6.3), привиденному выше.

6.3. Частотные характеристики

Частотные характеристики измерительных устройств (амплитудные и фазовые) могут быть получены экспериментально или расчетным путем по передаточным функциям. При экспериментальном определении частотных характеристик на вход измерительных устройств подаются переменные (синусоидальные) сигналы, частота которых изменяется от нуля до максимально возможного для данного устройства значения. При этом проводятся замеры амплитудных значений сигналов на входе и выходе устройства и фазовые сдвиги между входными и выходными сигналами.

Под термином *«входной сигнал»* подразумевается сигнал той или иной природы, поступающий на вход устройства (для вольтметра это напряжение, для амперметра – электрический ток и т. д.).

Под термином *«выходной сигнал»* подразумеваются показания устройства, считываемые с его выхода (для стрелочных приборов это отсчет по шкале, для осциллографа – изображение на экране и т. д.).

Амплитудно-частотные и фазово-частотные характеристики (и вообще динамические характеристики) имеет смысл рассматривать для датчиков (преобразователей неэлектрических величин в электрические), осциллографов и некоторых других приборов, используемых для измерения параметров неустановившихся (переходных) процессов. Для стрелочных приборов, компенсаторов с ручным управлением и подобных им приборов, предназначенных для измерений в установившемся режиме, эти характеристики, как правило, не рассматриваются. В паспортах приборов, предназначенных для измерения параметров ус-

тановившихся процессов в цепях переменного тока, обычно указывается частотный диапазон, в котором они работают без значительных погрешностей.

Следует отметить, что если амплитудно- и фазово-частотные характеристики и передаточная функция позволяют судить о динамических свойствах измерительного устройства и его возможности при измерениях в неустановившихся (переходных) режимах, то частотный диапазон характеризует возможности измерительного устройства при измерениях периодических процессов в установившихся режимах.

Ниже приводятся аналитические выражения, связывающие амплитудно-частотные и фазово-частотные характеристики с параметрами передаточных функций T_1, T_2, T_3, T_4, T.

Для измерительных устройств первого порядка

$$A(\omega) = \frac{K}{\sqrt{\omega^2 T^2 + 1}}. \tag{6.11}$$

Для апериодических устройств второго порядка

$$A(\omega) = \frac{K}{\sqrt{\omega^2 T_3^2 + 1} \cdot \sqrt{\omega^2 T_4^2 + 1}}. \tag{6.12}$$

Для колебательных устройств второго порядка

$$A(\omega) = \frac{K}{\sqrt{\left(1 - \omega^2 T_2^2\right)^2 + \omega^2 T_1^2}}, \tag{6.13}$$

$$\varphi(\omega) = -\operatorname{arctg} \frac{\omega T_1}{1 - \omega^2 T_2^2} \tag{6.14}$$

Типичный вид амплитудно- и фазово-частотных характеристик рассмотренных динамических звеньев приведен на рис. 6.2.

Таким образом, динамические свойства измерительных устройств можно охарактеризовать:

1) динамической погрешностью;
2) передаточной функцией измерительного устройства;
3) амплитудно- и фазово-частотными характеристиками.

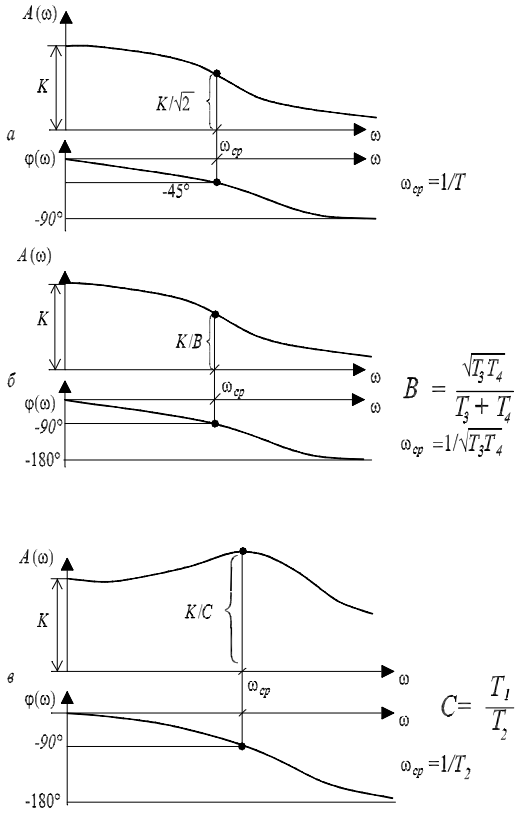


Рис. 6.2. Характерный вид амплитудно-частотных А(ω) и фазово-частотных φ(ω) характеристик типовых динамических звеньев: *а* – апериодическое звено первого порядка; *б* – апериодическое звено второго порядка; *в* – колебательное звено второго порядка

Более подробно с динамическими характеристиками различных устройств можно ознакомиться по работе [27].

Динамические характеристики средств измерений нормирует ГОСТ 8.009–84 [44].

6.4. Пример расчета

Сформулируем постановку задачи. Задана переходная характеристика линейного измерительного устройства (рис. 6.3).

Требуется определить: передаточную функцию устройства; амплитудно- и фазово-частотные характеристики; динамическую погрешность устройства при изменении входного сигнала по закону

$$x_{вх}(t) = 1{,}1 + 2{,}0 \cdot e^{0{,}5t}.$$

Определение параметров передаточной функции

По виду переходной характеристики (см. рис. 6.3) можно заключить, что исследуемое измерительное устройство является устройством первого порядка и его передаточная функция имеет вид

$$W(p) = \frac{K}{Tp+1}.$$

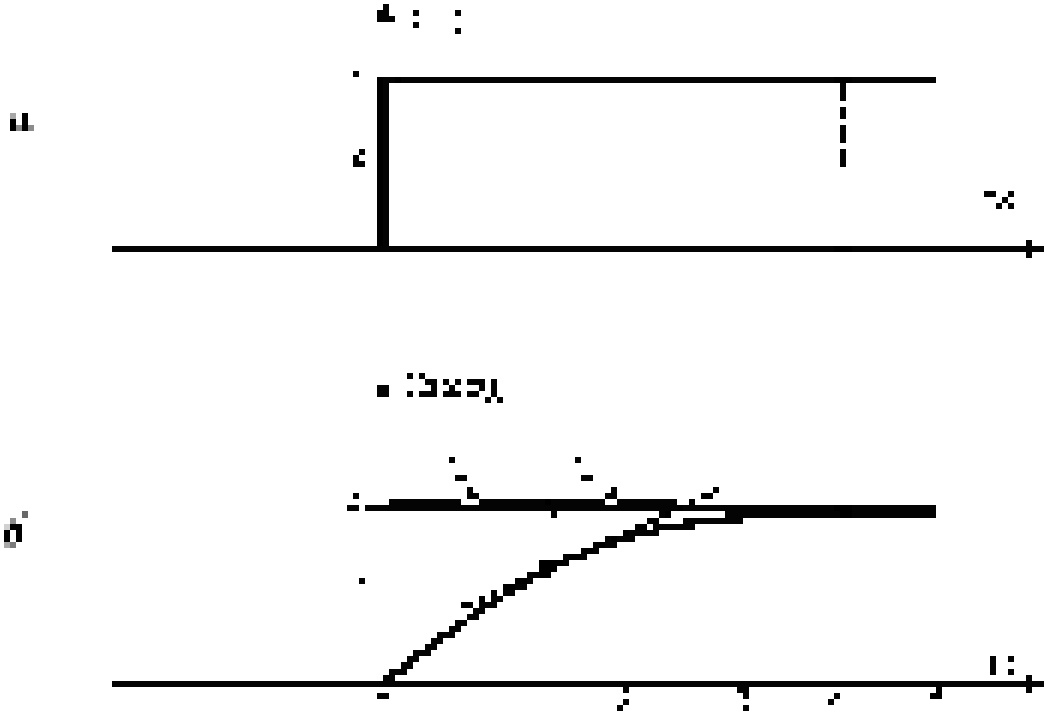


Рис. 6.3. Сигнал на входе и на выходе исследуемого измерительного устройства: *X*вх(t) – входной сигнал; *X*вых(t) – выходной сигнал

На основании методики, изложенной в пособии, неизвестные параметры передаточной функции запишутся в виде

$$K = \frac{\Delta x_{вых}}{\Delta x_{вх}} = \frac{4-0}{4-0} = 1; \qquad K = 1,$$

$$T = \frac{T'+T''}{2} = \frac{1{,}4+1{,}2}{2} = 1{,}3; \qquad T = 1{,}3 \text{ с}.$$

Таким образом,

$$W(p) = \frac{1}{1{,}3p+1}.$$

Определение амплитудно- и фазово-частотных характеристик

Искомые характеристики исследуемого измерительного устройства запишутся следующим образом:

$$A(\omega) = \frac{K}{\sqrt{T^2\omega^2 + 1}} = \frac{1}{\sqrt{1,3^2\omega^2 + 1}},$$

$\varphi(\omega) = -\text{arctg}\, T = -\text{arctg}\, 1,3\, \omega$.

Численные значения $A(\omega)$ и $\varphi(\omega)$ при изменении угловой частоты от $\omega = 0$ до $\omega = 6$ приведены ниже, а графики зависимостей $A = f(\omega)$ и $\varphi = f(\omega)$ представлены в табл. 6.1 и на рис. 6.4.

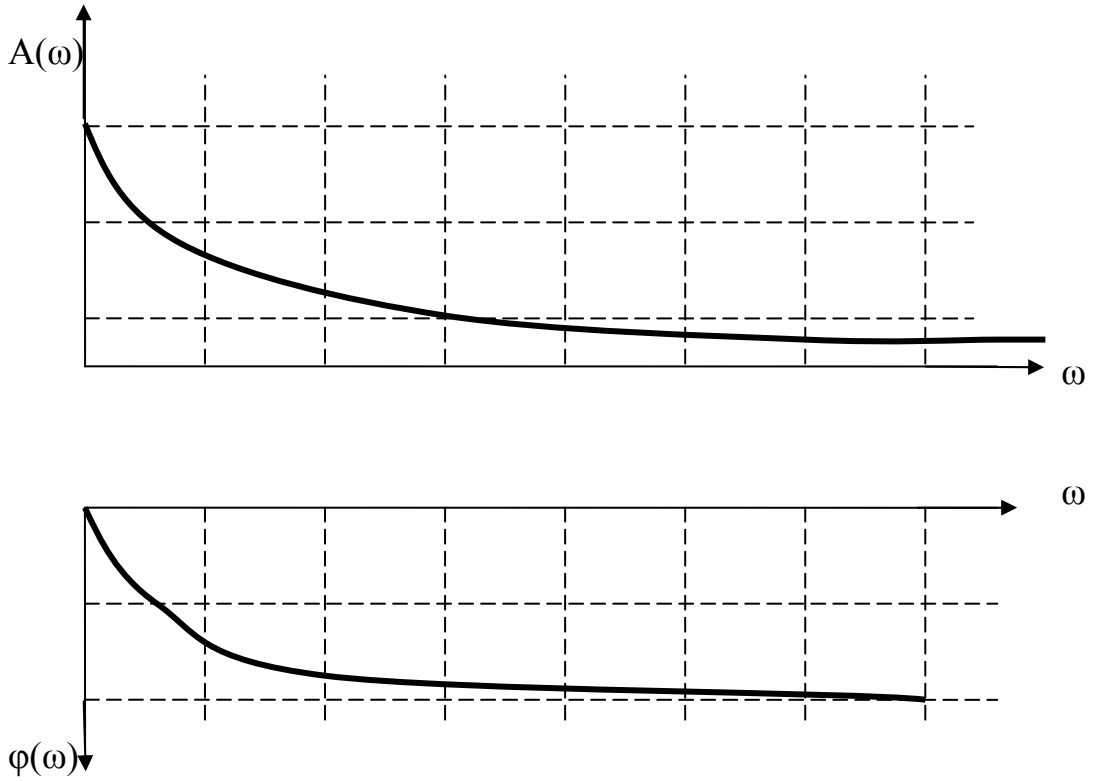


Рис 6.4. Амплитудно- и фазово-частотные характеристики

Таблица 6.1

Зависимость амплитуды и фазы от угловой частоты

Ω	0,00	0,30	0,50	1,00	2,00	3,00	4,00	5,00	6,00
A(ω)	1,00	0,93	0,84	0,61	0,36	0,25	0,19	0,15	0,13
φ(ω)	0,00	25°40’	38°40’	58°00’	72°40’	78°20’	81°10’	83°50’	84°05’

Определение погрешности

Динамическая погрешность для входного сигнала $x_{вх}(t) = 1{,}1 + 2{,}0 \cdot e^{0{,}5t}$ запишется в виде

$$d(t) = \frac{x_{вых}(t)}{K} - x_{вх}(t) = \frac{x_{вых}(t)}{1} - 1{,}1 - 2{,}0 \cdot e^{0{,}5t}.$$

Воспользуемся рекомендациями, изложенными в пособии, и на их основании определим закон изменения выходного сигнала. Для этого найдем изображение по Лапласу входного сигнала, затем изображение по Лапласу выходного сигнала $x_{\text{вых}}(t)$.

Изображение входного сигнала:

$$x_{вх}(t) = 1{,}1 + 2{,}0 \cdot e^{0{,}5t} = \frac{1{,}1}{p} + \frac{2{,}0}{p - 0{,}5};$$

$$x_{вх}(p) = \frac{1{,}1}{p} + \frac{2{,}0}{p - 0{,}5}.$$

Изображение выходного сигнала

$$x_{вых}(p) = W(p) \cdot x_{вх}(p),$$

где $x_{вых}(p)$ – изображение по Лапласу выходного сигнала;

$W(p)$ – передаточная функция измерительного устройства, используемого для измерения входного сигнала.

Отметим, что передаточная функция уже найдена выше и определяется соотношением

$$W(p) = \frac{1}{1{,}3 + 1}.$$

Изображение выходного сигнала с учетом $W(p)$ и $x_{вх}(p)$ имеет вид

$$x_{вых}(p) = \frac{1{,}1}{p(1{,}3p + 1)} + \frac{2{,}0}{(p - 0{,}5)(1{,}3p + 1)}.$$

После деления числителя и знаменателя на 1,3 и приведения значения $x_{вых}(p)$ к табличному виду получим

$$x_{вых}(p) = 1{,}1 \cdot \frac{0{,}8}{p(p+0{,}8)} + 1{,}5 \cdot \frac{1}{(p+0{,}8)(p-0{,}5)}.$$

По таблицам преобразования Лапласа (см. табл. П.1.7) оригинал выходного сигнала по его изображению запишется в виде

$$x_{вых}(t) = 1{,}1 - 2{,}3 \cdot e^{-0{,}8t} + 1{,}2e^{0{,}5t}.$$

Динамическая погрешность рассматриваемого средства измерения с учетом найденного выходного сигнала запишется в виде

$$d(t) = -2{,}3 \cdot e^{-0{,}8t} - 0{,}8e^{0{,}5t}.$$

График, иллюстрирующий изменение динамической погрешности во времени, представлен на рис. 6.5.

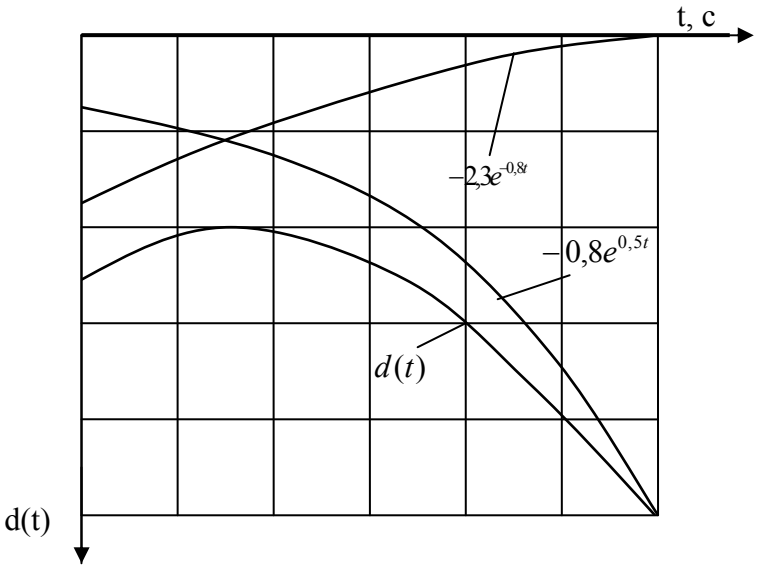


Рис. 6.5. Динамическая погрешность $d(t)$ апериодического средства измерения первого порядка при экспоненциальном изменении входного сигнала

Таким образом, на основании проведенных расчетов можно заключить, что исследованное измерительное устройство пригодно для измерений постоянных во времени или медленно изменяющихся сигналов. При измерении переменных во времени сигналов, изменяющихся с частотами более 0,1 Гц, появляются значительные динамические погрешности, а при измерении экспоненциально возрастающих сигналов появляются увеличивающиеся с течением времени динамические погрешности, как показано на рис. 6.5.

7. ПОГРЕШНОСТИ РЕЗУЛЬТАТОВ ИЗМЕРЕНИЙ

7.1. Погрешности прямых многократных измерений

7.1.1. Порядок оценки

Порядок оценки погрешностей прямых многократных измерений регламентирует стандарт ГОСТ 8.207–76 [46].

Стандарт [46] регламентирует оценку погрешностей прямых измерений с многократными независимыми наблюдениями, подчиняющимися нормальному закону распределения, и устанавливает основные положения методов обработки результатов наблюдений. Отметим, что в стандарте [46] принята терминология, отличная от терминологии, используемой в настоящее время. Так, например, использованы термины «наблюдение» (под наблюдением подразумевается однократное измерение) и «результат измерения», за которое принимается среднее арифметическое значение рассматриваемых многократных измерений.

При обработке результатов наблюдений необходимо выполнить нижеследующие операции.

1. Исключить известные систематические погрешности из результатов наблюдений.

2. Вычислить среднее арифметическое значение результатов наблюдений , принимаемое за результат измерения:

$$\bar{x} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} x_i \ ,$$

где x_i – i-й результат наблюдения;

n – число результатов наблюдений.

3. Вычислить среднее квадратическое отклонение σ результата наблюдений:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n}(x_i - \bar{x})^2}{n-1}} \ .$$

4. Выявить и отбросить результаты наблюдений, содержащие промахи (если они есть).

5. Вычислить среднее квадратическое отклонение результата измерения:

$$\sigma(\bar{x}) = \frac{\sigma}{\sqrt{n}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n}(x_i - \bar{x})^2}{n(n-1)}}.$$

6. Проверить гипотезу о том, что результаты наблюдений принадлежат нормальному закону распределения. Проверка гипотезы может быть проведена по критерию, приведенному в ГОСТ 8.207–76 [46], или по критерию, приведенному в прил. 2 к данному учебному пособию. При $n < 10$ проверка гипотезы не проводится. При этом применение ГОСТа 8.207–76 возможно, если заранее известно, что результаты наблюдений подчиняются нормальному закону распределения.

7. Вычислить случайную составляющую погрешности результата измерения ε (без учета знака) по формуле

$$\varepsilon = t \cdot \sigma\left(\bar{x}\right),$$

где t – коэффициент Стьюдента.

Значения коэффициента Стьюдента в зависимости от принятой доверительной вероятности P и числа результатов наблюдений n приведены в приложении к учебному пособию (см. табл. П.1. 2).

Доверительную вероятность $P = 0{,}95$ принимают при проведении технических измерений, $P = 0{,}99$ – при проведении метрологических измерений и измерений, результаты которых имеют значение для здоровья людей.

8. Вычислить неисключенную систематическую погрешность Θ (систематическую составляющую погрешности) результата измерения. В качестве Θ принимают пределы допускаемых основных и дополнительных погрешностей средств измерений, а также методические погрешности и погрешности, вызванные другими источниками.

При 5–10 суммированиях отдельных неисключенных систематических погрешностей каждое слагаемое рассматривается как случайная величина. При

отсутствии данных о виде распределения этих величин (что обычно имеет место на практике) их распределения принимают за равномерное. При равномерном распределении неисключенных систематических погрешностей их значение (без учета знака) можно вычислить по формуле

$$\Theta = k \cdot \sqrt{\sum_{j=1}^{m} \Theta_j^2} ,$$

где Θ_j – j-я неисключенная систематическая погрешность (НСП);

m – число суммируемых НСП;

k – коэффициент, определяемый принятой доверительной вероятностью и числом слагаемых m.

При доверительной вероятности $P = 0{,}95$ коэффициент k принимают равным 1,1 (независимо от числа слагаемых для $m \geq 2$). При $m = 1$ $k = 1$.

При доверительной вероятности $P = 0{,}99$ коэффициент k зависит от числа суммируемых НСП. При $m \leq 4$ коэффициент k определяется по графику зависимости

$$k = f(m, l),$$

где $l = \Theta_1/\Theta_2$;

Θ_1 – составляющая погрешности, наиболее отличная от других;

Θ_2 – составляющая погрешности, наиболее близкая к Θ_1.

График зависимости (7.6) приведен на рис. 7.1

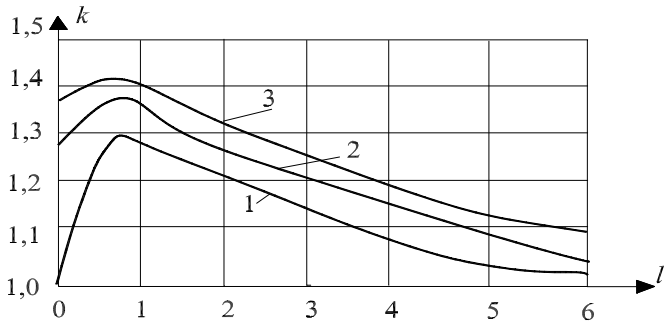


Рис. 7.1. График зависимости $k = f(L, m)$: 1 – $m = 2$; 2 – $m = 3$; 3 – $m = 4$

Для приближенных оценок погрешностей могут быть приняты следующие значения коэффициента k: при $m = 2$ $k = 1{,}2$; при $m = 3$ $k = 1{,}3$; при $m = 4$ $k = 1{,}4$; при $m \geq 5$ $k = 1{,}45$. Отметим, что при $m = 1$ $k = 1$.

9. Вычислить погрешность результата измерения Δ. Значение Δ вычисляется в том случае, если выполняется условие

$$0{,}8 \le \Theta/\sigma(\bar{x}) \le 8{,}0. \qquad (7.7)$$

Если условие (7.7) не выполняется, то при $\Theta/\sigma(\bar{x}) < 0{,}8$ принимается $\Delta = \varepsilon$, а при $\Theta/\sigma(\bar{x}) > 8{,}0$ принимается $\Delta = \Theta$.

Погрешность, возникающая из-за пренебрежения одной из составляющих погрешности результата измерения (при выполнении указанных неравенств), не превышает 15 %.

Если условие (7.7) выполняется, то погрешность результата измерения вычисляется по формуле

$$\Delta = K_\Sigma \sigma_\Sigma,$$

где K_Σ – коэффициент, зависящий от соотношения случайной и неисключенной систематической погрешности;

σ_Σ – суммарное среднее квадратическое отклонение результата измерения.

Коэффициент K_Σ вычисляют по эмпирической формуле

$$K_\Sigma = \frac{\varepsilon + \Theta}{\sigma(\bar{x}) + \sigma(\Theta)},$$

где $\sigma(\Theta) = \Theta / k\sqrt{3}$.

Суммарное среднее квадратическое отклонение вычисляют по формуле

$$\sigma_\Sigma = \sqrt{\sigma^2(\bar{x}) + \sigma^2(\Theta)}.$$

Результаты прямых многократных измерений представляют в форме

$$(\bar{x} \pm \Delta); P,$$

где $\bar{x}$ – результат измерения;

$\pm\Delta$ – погрешность результата измерения;

P – принятая доверительная вероятность.

Числовое значение результата измерения должно оканчиваться цифрой того же разряда, что и значение погрешности Δ.

При отсутствии данных о виде функций распределений составляющих погрешности результата и необходимости дальнейшей обработки результатов или анализа погрешностей, результаты измерений представляют в форме

$$\bar{x},\ \sigma(\bar{x}),\ n,\ \Theta,\ P,$$

где величины $\sigma(\bar{x})$, n, Θ, P – определены выше.

7.1.2. Пример расчета

Условие задачи

С помощью универсального цифрового вольтметра с известными метрологическими характеристиками проведены многократные измерения напряжения лабораторной сети. Результаты измерений:

$$U_1=218{,}62\ \text{В};\ U_2=219{,}83\ \text{В};\ U_3=218{,}97\ \text{В};\ U_4=220{,}05\ \text{В};$$

$$U_5=218{,}37\ \text{В};\ U_6=219{,}74\ \text{В}.$$

Предел измерения вольтметра $U_K=1000$ В. Класс точности вольтметра 0,5/0,1. Нормальные условия эксплуатации вольтметра: $\tau_0=(20\pm 2)\ ^0\text{C}$; $H_0=0$ А/м, где τ – температура и H_0 – напряжение внешнего магнитного поля в нормальных условиях эксплуатации.

Измерения проведены при температуре $\tau=+24\ ^0C$ и напряженности внешнего магнитного поля $H=20$ А/м.

Найти абсолютную погрешность результата измерения, округлить и записать результат измерения, если наблюдения подчиняются нормальному закону распределения и принята доверительная вероятность $P = 0{,}95$.

В соответствии с технической документацией дополнительные абсолютные систематические погрешности используемого вольтметра определяются соотношениями $\theta_\tau=\dfrac{\tau-\tau_0}{10}\cdot\theta_{\text{ОС}}$; $\theta_{\text{Н}}=\dfrac{H-H_0}{50}\cdot\theta_{\text{ОС}}$,

где θ_τ – дополнительная абсолютная температурная погрешность;

$\theta_{\text{Н}}$ – дополнительная абсолютная погрешность от воздействия магнитного поля;

$\theta_{\text{ОС}}$ – основная абсолютная погрешность вольтметра, определяемая его классом точности.

Решение задачи

1. Среднее арифметическое значение $\overline{U}$, принимаемое за результат измерения, запишется в виде

$$\overline{U} = \frac{1}{6}\sum_{i=1}^{6} U_i = 219{,}2633\ A$$

2. Среднее квадратическое отклонение σ имеет значение

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{6}\left(U_i - \overline{U}\right)}{6-1}} = 0{,}7022 \text{ В}.$$

3. Выявление промахов проводится по методике, изложенной в п. 4.2. Пример выявления промахов уже приведен (см. п. 4.7) и в данном разделе учебного пособия не рассматривается. Отметим только, что в приведенном ряду измерений промахи отсутствуют.

4. Основная относительная систематическая погрешность результата измерения $\delta_{ос}$, обусловленная классом точности использованного вольтметра:

$$\delta_{ос} = \left[0{,}5 + 0{,}1\left(\frac{U_k}{U} - 1\right)\right]\%$$

где $U_k = 1000$ В (верхний предел диапазона измерения);

$\overline{U} = 219{,}2633$ В (результат измерения);

$$\delta_{ос} = \left[0{,}5 + 0{,}1\left(\frac{1000}{219{,}2633} - 1\right)\right] = 0{,}8561\% .$$

5. Основная абсолютная систематическая погрешность результата измерения $\Theta_{ос}$, обусловленная классом точности используемого вольтметра:

$$\Theta_{ос} = \frac{U}{100}\cdot\delta_{ос} = \frac{219{,}2633}{100}\cdot 0{,}8561 = 1{,}8771 \text{ В}$$

6. Дополнительная абсолютная систематическая погрешность результата измерения Θ_{τ}, обусловленная воздействием температуры окружающей среды:

$$\Theta_{\tau} = \frac{\tau - \tau_0}{10}\cdot\Theta_{ос} = \frac{24-22}{10}\cdot 1{,}8771 = 0{,}3754 \text{ В}$$

7. Дополнительная абсолютная систематическая погрешность результата измерения, обусловленная воздействием на вольтметр переменного магнитного поля:

$$\Theta_{\text{Н}} = \frac{H}{50} \cdot \Theta_{\text{ос}} = \frac{20}{50} \cdot 1,8771 = 0,7508 \text{ В}.$$

8. Суммарная абсолютная неисключенная систематическая погрешность результата измерения Θ, обусловленная используемым вольтметром:

$$\Theta = k \sqrt{\sum_{j=1}^{m} \Theta_j^2},$$

где $k = 1,1$ для доверительной вероятности $P = 0,95$;

Θ_j – j-я составляющая абсолютной неисключенной систематической погрешности;

$$\Theta = k \sqrt{\Theta_{ос}^2 + \Theta_{\tau}^2 + \Theta_H^2} = 1,1 \sqrt{1,8771^2 + 0,3754^2 + 0,7508^2} = 2,261 \text{ В}$$

9. Среднее квадратическое отклонение (СКО) результата измерения

$$\sigma_{\bar{U}} = \frac{\sigma}{\sqrt{n}} = \frac{0,7022}{\sqrt{6}} = 0,2867 \text{ В}$$

10. Случайная абсолютная погрешность результата измерения

$$\varepsilon = t \cdot \sigma_{\bar{U}},$$

где t – коэффициент Стьюдента ($t = 2,57$ при $n = 6$ и $P = 0,95$).

$$\varepsilon = 2,57 \cdot 0,2867 = 0,7368 \text{ В}.$$

11. Суммарная абсолютная погрешность результата измерения

$$\Delta = k_{\Sigma} \cdot \sigma_{\Sigma}.$$

Приведенная формула для оценки суммарной погрешности Δ правомерна, если выполняется условие

$$0,8 \le \frac{\theta}{\sigma_{\text{U}}} \le 8.$$

В нашем случае $\frac{\theta}{\sigma_U} = 7,89$, т. е. приведенная формула правомерна и ее можно использовать для расчетов.

$$k_\Sigma = \frac{\Theta + \varepsilon}{\sigma_\Theta + \sigma_{\bar{U}}} = \frac{2,2619 + 0,7368}{1,1872 + 0,2867} = 2,0345,$$

где $\sigma_\Theta = \frac{\Theta}{k \cdot \sqrt{3}} = \frac{2,2619}{1,1 \cdot \sqrt{3}} = 1,1872$ В

$\sigma_\Sigma = \sqrt{\sigma_\Theta^2 + \sigma_{\bar{U}}^2} = 1,2213$ В,

$\Delta = \pm 2,4847$ В.

После округления получаем $\Delta = \pm 2,5$ В.

С учетом погрешности результат измерения запишется в виде $U' = (219,3 \pm 2,5)$В с доверительной вероятностью $P = 0,95$.

7.2. Погрешности прямых однократных измерений

7.2.1. Порядок оценки

Порядок оценки погрешностей результатов прямых однократных измерений до 2005 г. регламентировали методические указания МИ 1552–86. С 01.01.2005 г. действуют рекомендации Р 50.2.038–2004 [54], которые устанавливают методы оценки погрешностей при условии, что составляющие погрешности результата измерения известны, случайные составляющие погрешности подчиняются нормальному закону распределения, а неисключенные систематические погрешности распределены равномерно.

Неисключенными систематическими составляющими погрешности результата однократного измерения Θ являются погрешности средств измерений, метода, вызванные другими источниками.

Неисключенные систематические погрешности (НСП) вычисляются по формуле (7.5). Порядок оценки НСП для однократных прямых измерений полностью совпадает с порядком оценки НСП для многократных прямых измерений.

При однократных измерениях невозможно оценить случайную составляющую погрешности результата измерения непосредственно по экспериментальным данным, поэтому требуются априорные предварительные сведения по случайным погрешностям. В противном случае может быть оценена только НСП по формуле (7.5).

Дополнительные предварительные сведения по случайным погрешностям результатов измерений могут представляться в виде средних квадратических отклонений σ_j отдельных составляющих (инструментальных, метода, оператора и т. д.) или в виде случайных погрешностей ε_j отдельных составляющих, соответствующих одной и той же доверительной вероятности P.

Если известны σ_j, то среднее квадратическое отклонение (СКО) результата однократного измерения σ вычисляется по формуле

$$\sigma = \sqrt{\sum_{j=1}^{m} \sigma_j^2} \quad .$$

Если известны ε_j, то случайная погрешность результата однократного измерения ε вычисляется по формуле

$$\varepsilon = \sqrt{\sum_{j=1}^{m} \varepsilon_j^2(P)} \quad .$$

При известном значении σ, полученном по формуле (7.11), случайная погрешность результата однократного измерения ε вычисляется по формуле

$\varepsilon =$ ▪ σ ,

где – коэффициент, зависящий от принятой доверительной вероятности P и закона распределения.

При нормальном законе распределения результатов измерений коэффициент ▪ = 2 для $P = 0{,}95$ и ▪ = 2,6 для $P = 0{,}99$ [54].

Суммарная погрешность результата измерения Δ определяется в зависимости от наличия (или отсутствия) априорных сведений о случайных погрешностях и от соотношения систематических и случайных составляющих погрешностей.

Если сведения о случайных погрешностях отсутствуют, то суммарная погрешность результата измерения Δ приравнивается к неисключенной систематической погрешности Θ, найденной с доверительной вероятностью *P*.

При наличии сведений о случайных погрешностях суммарная погрешность результата однократного измерения определяется с учетом следующих положений:

1) если $\frac{\Theta}{\sigma} < 0,8$, то неисключенной систематической погрешностью пренебрегают и принимают Δ = ε, где ε – случайная погрешность с доверительной вероятностью *P*;

2) если $\frac{\Theta}{\sigma} > 0,8$, то случайной погрешностью пренебрегают и принимают Δ = Θ;

3) если $0,8 \le \frac{\Theta}{\sigma} \le 8$, то погрешность результата измерения вычисляют по формуле

$$\Delta = \pm K[\,|\Theta| + |\varepsilon|\,],$$

где К – коэффициент, зависящий от принятой доверительной вероятности *P*.

Для доверительной вероятности *P* = 0,95 коэффициент *K* = 0,76; для доверительной вероятности *P* = 0,99 коэффициент *K* = 0,83.

Погрешности, возникающие из-за пренебрежения одной из составляющих погрешности результата измерения при выполнении указанных неравенств, не превышают 15 %.

При симметричной доверительной погрешности результат однократного измерения представляется в форме *A*; ±Δ; *P* или *A*±Δ; *P*.

Числовые значения результата измерения должны оканчиваться цифрами того же разряда, что и значение погрешности Δ.

7.2.2. Примеры расчета

В качестве примеров рассмотрены три задачи (задача 7.1, задача 7.2 и задача 7.3), отличающиеся друг от друга исходными данными.

Задача 7.1

Условие задачи

С помощью универсального цифрового вольтметра измерено напряжение сети. Результат измерения U = 218,62 В получен на пределе измерения $U_к$ = 1000 В. Класс точности вольтметра 0,5/0,1; нормальные условия эксплуатации: $\tau_0 = (20 \pm 2)\ ^\circ C$; H_0 =0 А/м .

Измерения проведены при τ = +24 ºС и $H = 20$ А/м, где τ – температура окружающей среды; H – напряженность внешнего магнитного поля.

Найти абсолютную погрешность результата измерения и записать результат с учетом найденной погрешности.

Решение задачи

Дополнительные погрешности использованного вольтметра определяются соотношениями

$$\Theta_\tau = \frac{\tau - \tau_0}{10} \cdot \Theta_{ос},$$

$$\Theta_H = \frac{H}{50} \cdot \Theta_{ос},$$

где Θ_τ – абсолютная дополнительная систематическая погрешность, возникающая при температуре окружающей среды, равной τ;

$\Theta_{ос}$ – абсолютная основная систематическая погрешность вольтметра, определяемая его классом точности;

Θ_H – абсолютная дополнительная систематическая погрешность, возникающая от воздействия на вольтметр магнитного поля H.

1. Относительная основная систематическая погрешность вольтметра, обусловленная его классом точности:

$$\delta_{oc} = \left[0{,}5 + 0{,}1\left(\frac{U_k}{U} - 1 \right) \right] \ \%,$$

$$\delta_{oc} = \left[0{,}5 + 0{,}1\left(\frac{1000}{218{,}62} - 1 \right) \right] \ \% \ = 0{,}8574 \ \%.$$

2. Абсолютная основная систематическая погрешность вольтметра, обусловленная его классом точности:

$$\Theta_{oc} = \frac{U}{100 \ \%} \cdot \delta_{oc} \ \%,$$

$$\Theta_{\text{ос}} = \frac{218{,}62}{100\%} \cdot 0{,}8574\% = 1{,}8743 \ \text{В}$$

3. Абсолютная дополнительная погрешность, обусловленная воздействием температуры:

$$\Theta_{\tau} = \frac{24 - 22}{10} \cdot 1{,}8743 = 0{,}3749 \ \text{В}$$

4. Абсолютная дополнительная погрешность, обусловленная воздействием магнитного поля:

$$\Theta_{\text{Н}} = \frac{20}{50} \cdot 1{,}8743 = 0{,}7497 \ \text{В}$$

5. Суммарная абсолютная систематическая погрешность вольтметра Θ определяется соотношением

$$\Theta = k \sqrt{\sum_{j=1}^{m} \Theta_j^2} \ ,$$

где $k = 1{,}1$ для доверительной вероятности $P = 0{,}95$;

Θ_j – j-я составляющая погрешности.

$$\Theta = 1{,}1 \cdot \sqrt{\Theta_{oc}^2 + \Theta_{\tau}^2 + \Theta_{H}^2} \ ,$$

$$\sqrt{\ \Theta = 1{,}1 \ \ 1{,}8743^2 + 0{,}3749^2} + 0{,}7497^2 \ = 2{,}1026 \ \ \text{В}.$$

6. При однократных измерениях и отсутствии сведений о случайных погрешностях за погрешность результата измерения Δ принимают суммарную

систематическую погрешность использованного средства измерения Θ. После округления получаем

$$\Delta = \Theta = \pm 2{,}1 \ \ B.$$

С учетом погрешности результат измерения запишется в виде

$$U' = (218{,}6 \pm 2{,}1) \ \ B, \ P = 0{,}95.$$

Задача 7.2

Исходное условие задачи 7.2 полностью совпадает с условием задачи 7.1. Дополнительно вводятся сведения о случайной погрешности. Предполагается, что с доверительной вероятностью $P = 0{,}95$ случайная погрешность $\varepsilon = 3{,}4248$ В.

Решение задачи

Абсолютная суммарная погрешность результата измерения Δ в этом случае оценивается соотношением

$$\Delta = \pm K\left(|\Theta| + |\varepsilon|\right),$$

где $K \approx 0{,}76$ для доверительной вероятности $P = 0{,}95$;

Θ – суммарная систематическая погрешность (см. задачу 7.1).

ε – случайная погрешность

$$\Delta = \pm 0{,}76(2{,}1026 + 3{,}4248) = \pm 4{,}2008 \ \text{В}.$$

После округления получаем $\Delta = \pm 4$ В.

С учетом погрешности результат измерения запишется в виде $U' = (219 \pm 4)\,\text{В}, \ P = 0{,}95$.

Задача 7.3

Исходное условие задачи 7.3 в основном совпадает с условием задачи 7.1. Дополнительно вводятся сведения о среднем квадратическом отклонении (СКО) средства измерения $\sigma_1 = 0{,}3782$ В и СКО оператора $\sigma_2 = 0{,}4202$ В.

Значения σ_1 и σ_2 найдены для $n_1 = 10$ и $n_2 = 20$, где n_1 и n_2 – числа измерений при экспериментальной оценке рассматриваемых величин (n_1 при оценке σ_1 и n_2 при оценке σ_2).

Решение задачи

Абсолютная неисключенная систематическая погрешность Θ, найденная в задаче 7.1, остается в силе и для данной задачи ($\Theta = 2{,}1026$ В).

При отсутствии корреляционной связи между величинами σ_1 и σ_2, суммарное среднее квадратическое отклонение σ:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} = \sqrt{0{,}3782^2 + 0{,}4202^2} = 0{,}5653 \text{ В}$$

σ = 0,5653 В.

Абсолютная случайная погрешность результата измерений ε запишется в виде

■ ,

где ▬ – коэффициент (▬=2,0 для $P = 0{,}95$).

$$\varepsilon = 2{,}0 \cdot 0{,}5653 = 1{,}130 \text{ В},$$

$$\varepsilon = 1{,}130 \text{ В}.$$

Абсолютная суммарная погрешность результата измерений Δ:

$$\Delta = \pm K(|\Theta| + |\varepsilon|),$$

где $K = 0{,}76$ для $P = 0{,}95$;

Θ – неисключенная систематическая погрешность;

ε – случайная погрешность.

Выражение для оценки «Δ» правомерно, если справедливо соотношение

$$0{,}8 \le \frac{\Theta}{\sigma} \le 8.$$

Отношение $\frac{\Theta}{\sigma}$ имеет значение

$$\frac{\Theta}{\sigma} = \frac{2{,}1026}{0{,}5653} = 3{,}7194$$

т. е. приведенное выражение для оценки «Δ» правомерно.

$$\Delta = \pm 0{,}76(2{,}1026 + 1{,}130) = \pm 2{,}4572 \text{ В},$$

$$\Delta = \pm 2{,}4572 \text{ В}.$$

После округления $\Delta = \pm 2{,}5$ В.

С учетом погрешности результат измерения запишется в виде

$$U' = (218{,}6 \pm 2{,}5) \text{ В},$$

$$\text{P} = 0{,}95.$$

7.3. Погрешности косвенных измерений

Косвенное измерение – это измерение, при котором искомое значение величины находится по известной зависимости между этой величиной и величинами , подвергаемыми прямым измерениям. Напомним, что *прямое измерение* – это измерение, при котором искомая величина определяется непосредственно из эксперимента по показаниям средства измерений.

7.3.1. Порядок оценки погрешностей классическим методом

Ниже излагается порядок оценки погрешностей косвенных измерений классическим методом для одного и для нескольких аргументов, по которым определяется результат косвенного измерения.

Рассмотрим зависимость

$$y = f(x),$$

где y – результат косвенного измерения (функция);

x – результат прямого измерения (аргумент).

Предполагается, что погрешность измерения аргумента x известна и составляет величину $\pm\Delta_x$.

Погрешность измерения функции y обозначим через $\pm\Delta_y$ и найдем ее значение по известным значениям величин y, x и $\pm\Delta_x$.

С учетом погрешностей $\pm\Delta_x$ и $\pm\Delta_y$ выражение (7.15) принимает вид

$$y \pm \Delta y = f(x \pm \Delta_x).$$

Разложим правую часть равенства (7.16) в ряд Тейлора и, пренебрегая членами разложения, содержащими Δ_x в степени выше первой, получим

$$y \pm \Delta_y = f(x) + \Delta_x \frac{df(x)}{dx}.$$

Учитывая соотношение (7.15), получим для величин Δ_y выражение

$$\Delta_y = \pm\Delta_x \frac{df(x)}{dx},$$

где Δ_y – абсолютная погрешность результата косвенного измерения величины y;
Δ_x – абсолютная погрешность результата прямого измерения величины x.

Отметим, что выражение (7.18) является линейным приближением и в силу этого дает оценочные, приближенные значения погрешностей косвенных измерений. Допустимость использования соотношения (7.18) нормируется методическими указаниями МИ 2083–90 [48].

Относительная погрешность косвенного измерения δ_y определяется выражением

$$\delta_y = \pm\frac{\Delta_y}{y} = \pm\frac{\Delta_x}{y} \cdot \frac{df(x)}{dx},$$

или

$$\delta_y = \pm\frac{\Delta_y}{y} \cdot 100\% = \pm\frac{\Delta_x}{y} \cdot \frac{df(x)}{dx} \cdot 100\%,$$

т. е. относительная погрешность может выражаться относительными величинами (см. (7.19)) или величинами в процентах (см. (7.20)).

Рассмотрим результат косвенных измерений для случая с несколькими аргументами, т. е.

$$y = f(x, z, ..., t),$$

где x, z, ..., t – результаты прямых измерений (аргументы);
y – результат косвенного измерения (функция).

Значение суммарной абсолютной погрешности косвенного измерения Δ_y в этом случае находится по формуле

$$\Delta_y = \pm\sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial x}\right)^2 \Delta_x^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial z}\right)^2 \Delta_z^2 + \cdots + \left(\frac{\partial f}{\partial t}\right)^2 \Delta_t^2}\ .$$

Значение суммарной относительной погрешности косвенного измерения δ_y для рассматриваемого случая находится по формуле

$$\delta_y = \pm\sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial x}\right)^2 \left(\frac{\Delta_x}{y}\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial z}\right)^2 \left(\frac{\Delta_z}{y}\right)^2 + \cdots + \left(\frac{\partial f}{\partial t}\right)^2 \left(\frac{\Delta_t}{y}\right)^2}\ .$$

В (7.22) и (7.23) значения Δ_x, Δ_z, … , Δ_t – суммарные абсолютные погрешности результатов прямых измерений величин x, z, ... ,t. Соотношения (7.22) и (7.23) правомерны при условии, что рассматриваемые погрешности независимы (отсутствует связь между ними) и являются случайными величинами.

Соотношение (7.22) рекомендуется использовать для оценки погрешностей результатов косвенных измерений при определении искомой величины путем алгебраического суммирования аргументов (например, для функций вида $y = x+z+t$).

Ниже приведен пример оценки искомой величины и погрешности ее косвенного измерения по соотношению (7.22).

Соотношение (7.23) рекомендуется использовать для оценки погрешностей результатов косвенных измерений при определении искомой величины путем умножения, деления или возведения в степень аргументов, подвергаемых прямым измерениям (например, для функций вида $y = \frac{x \cdot z^2}{t}$).

Ниже приведен пример оценки искомой величины и погрешности ее косвенного измерения по соотношению (7.23).

Формулы для вычисления суммарных абсолютных и относительных погрешностей результатов косвенных измерений приведены в табл. 7.1.

В таблице приняты те же обозначения, что уже использовались выше, т. е. Δ_x, Δ_z – абсолютные суммарные погрешности результатов прямых измерений величин x и z; δ_x, δ_z – относительные суммарные погрешности результатов

прямых измерений величин x и z; Δ_y и δ_y – абсолютные и относительные суммарные погрешности результата косвенного измерения величины y.

Таблица 7.1

Погрешности косвенных измерений

Функция (y)	**Погрешности**	
	абсолютная (Δ_y)	**относительная (δ_y)**
$x + z$	$\pm\left[\Delta_x^2 + \Delta_z^2\right]^{1/2}$	$\pm\dfrac{\left[\Delta_x^2 + \Delta_z^2\right]^{1/2}}{x + z}$
$x - z$	$\pm\left[\Delta_x^2 + \Delta_z^2\right]^{1/2}$	$\pm\dfrac{\left[\Delta_x^2 + \Delta_z^2\right]^{1/2}}{x - z}$
$x \cdot z$	$\pm\left[x^2\Delta_z^2 + z^2\Delta_x^2\right]^{1/2}$	$\pm\left[\delta_x^2 + \delta_z^2\right]^{1/2}$
x/z	$\pm\dfrac{\left[x^2\Delta_z^2 + z^2\Delta_x^2\right]^{1/2}}{z^2}$	$\pm\left[\delta_x^2 + \delta_z^2\right]^{1/2}$
x^n	$\pm nx^{n-1}\Delta_x$	$\pm n\delta_x$
$\sqrt[n]{x}$	$\pm\dfrac{1}{n}x^{\frac{1}{n}-1}\Delta_x$	$\pm\dfrac{1}{n}\delta_x$
$\sin x$	$\pm\Delta_x\cos x$	$\pm\Delta_x \operatorname{ctg} x$
$\operatorname{tg} x$	$\pm\dfrac{\Delta_x}{(\cos x)^2}$	$\pm\dfrac{2\cdot\Delta_x}{(\sin 2x)^2}$
$\cos x$	$\pm\Delta_x \sin x$	$\pm\Delta_x \operatorname{tg} x$
$\operatorname{ctg} x$	$\pm\dfrac{\Delta_x}{(\sin x)^2}$	$\pm\dfrac{2\cdot\Delta_x}{\sin 2x}$
$\operatorname{arctg} x$	$\pm\dfrac{\Delta_x}{(1+x^2)}$	$\pm\dfrac{\Delta_x}{(1+x^2)\operatorname{arctgx}}$

Изложенный порядок оценки значений погрешностей результатов косвенных измерений может быть использован при известных значениях суммарных погрешностей результатов прямых измерений, по которым вычисляются результаты косвенных измерений. В случае же, когда известны составляющие (систематические и случайные) погрешностей результатов прямых измерений,

необходимо воспользоваться рекомендациями, изложенными ниже в п. 7.3.2 учебного пособия.

7.3.2. Порядок оценки погрешностей по МИ 2083–90

Сформулируем основные положения, используемые при оценке погрешностей косвенных измерений по МИ 2083–90 [48].

Искомое значение величины A находится на основании результатов прямых измерений аргументов b, c, ..., s, связанных с искомой величиной уравнением

$$A = F(b, c, ..., s). \qquad (7.24)$$

Для оценивания косвенно измеряемой величины и погрешностей результата измерения принято одно из допущений:

1) зависимость (7.24) линейная и отсутствует корреляция между погрешностями измерений аргументов;

2) зависимость (7.24) нелинейная, отсутствует корреляция между погрешностями измерений аргументов и допустим метод линеаризации рассматриваемой зависимости.

Случай для коррелированных погрешностей измерений аргументов и при недопустимости использования метода линеаризации зависимости (7.24) в данном учебном пособии не рассматривается. При необходимости этот материал может быть изучен самостоятельно (см. [21, 48]).

Предположим, что проведено n прямых измерений аргументов b, c, ..., s. Первому измерению соответствует значение, равное A_1, второму измерению – A_2 и т. д. Среднее арифметическое значение $\overline{A}$ и среднее квадратическое отклонение σ результатов косвенных измерений вычисляются по формулам

$$\overline{A} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} A_i ,$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n}\left(A_i - \overline{A}\right)^2}{n-1}} ,$$

где n – число измерений;

A_i – i-е значение результата косвенного измерения.

Дальнейшая обработка данных проводится в нижеследующей последовательности.

1. По значениям $\bar{x}$ и σ выявляются и отбрасываются промахи. При этом предполагается, что результаты косвенных измерений A_i подчиняются нормальному закону распределения, т. е. для выявления промахов могут быть использованы как метод 3σ, так и табличный метод (оба метода описаны в п. 4.2 учебного пособия).

2. Вычисляется СКО среднего арифметического значения по формуле

$$\sigma_{\bar{A}} = \frac{\sigma}{\sqrt{n}}.$$

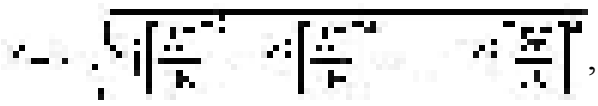
3. Оценивается абсолютная случайная составляющая погрешности результата косвенного измерения искомой величины по формуле

$$\varepsilon = t \cdot \sigma_{\bar{A}},$$

где ε – случайная составляющая погрешности;

t – коэффициент Стьюдента.

4. Оценивается абсолютная неисключенная систематическая составляющая погрешности результата косвенного измерения искомой величины по формуле



где Θ – абсолютная неисключенная систематическая составляющая погрешности результата косвенного измерения;

k – коэффициент, зависящий от принятой доверительной вероятности и числа слагаемых (подробно см. в п. 7.1 учебного пособия);

Θ_b, Θ_c, ..., Θ_s – абсолютные неисключенные систематические составляющие погрешностей результатов прямых измерений аргументов *b*, *c*, ..., *s*;

$\frac{\partial F}{\partial b}, \frac{\partial F}{\partial c}, \frac{\partial F}{\partial s}$ – частные производные от функции (7.24) по *b*, *c*, ..., *s*.

Отметим, что при задании зависимости (7.24) в виде алгебраической суммы аргументов *b*, *c*, ..., *s* удобнее оценивать абсолютную составляющую погрешности Θ по формуле (7.29).

Если же зависимость (7.24) представляет собой произведение и (или) отношение аргументов *b*, *c*,..., *s*, то удобнее оценивать относительную неисключенную систематическую составляющую результата косвенного измерения величины *A* по формуле

$$\upsilon = k \cdot \sqrt{\left[\frac{\theta_b}{A}\right]^2 \cdot \left[\frac{\partial F}{\partial b}\right]^2 + \left[\frac{\theta_c}{A}\right]^2 \left[\frac{\partial F}{\partial c}\right]^2 + \ldots + \left[\frac{\theta_s}{A}\right]^2 \left[\frac{\partial F}{\partial s}\right]^2},$$

где υ – относительная неисключенная систематическая составляющая погрешности (υ может выражаться в процентах или в виде относительной величины).

Величины Θ и υ связаны между собой соотношениями

$$\Theta = \frac{\overline{A}}{100\,\%} \cdot \upsilon\,\%,$$

$$\Theta = \overline{A} \cdot \upsilon\,.$$

Соотношение (7.31) используется при выражении υ в процентах, а соотношение (7.32) – при выражении υ в виде относительной величины.

5. Оценивается абсолютная погрешность результата косвенного измерения искомой величины $\overline{A}$ по формуле

$$\Delta = \pm K(|\Theta| + |\varepsilon|),$$

где Δ – абсолютная погрешность результата косвенного измерения;

K – коэффициент, зависящий от принятой доверительной вероятности и от отношения $\Theta / \sigma_{\overline{A}}$ (табл. 7.2).

Таблица 7.2

Значения коэффициента К = $f\left(p, \theta / \delta_{\overline{A}}\right)$

$\theta / \sigma_{\overline{A}}$	0,8	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0
$K_{0,95}$	0,76	0,74	0,71	0,73	0,76	0,78	0,79	0,80	0,81
$K_{0,99}$	0,84	0,82	0,80	0,81	0,82	0,83	0,83	0,84	0,85

Для приближенных расчетов можно принять $K = 0{,}80$ при доверительной вероятности $P = 0{,}95$ и $K = 0{,}85$ при доверительной вероятности $P = 0{,}99$.

Относительные погрешности результата косвенного измерения определяются по формулам

$$\delta' = \frac{\Delta}{\overline{A}} \cdot 100\ \%,$$

$$\delta = \frac{\Delta}{\overline{A}}.$$

Соотношение (7.34) используется при выражении относительной погрешности в процентах, а соотношение (7.35) – при выражении δ в относительных величинах.

6. Результат косвенного измерения и его погрешность представляют в виде

$$\left(\overline{A} \pm \Delta\right), P,$$

где $\overline{A}$ – результат косвенного измерения;

$\pm\,\Delta$ – значение абсолютной погрешности;

P – принятая доверительная вероятность.

Допускается также представление результатов косвенных измерений в виде

$$\overline{A}\,;\, \sigma_{\overline{A}}\,;\, n;\, \Theta(P),$$

где $\sigma_{\overline{A}}$ – среднее квадратическое отклонение среднего арифметического значения (СКО результата косвенного измерения);

n – число измерений;

$\Theta(P)$ – абсолютная неисключенная систематическая составляющая погрешности результата косвенного измерения, полученная с доверительной вероятностью P.

При необходимости кроме абсолютных погрешностей могут быть приведены относительные погрешности в соответствии с соотношением (7.34) или (7.35).

7.3.3. Примеры расчета

В качестве примеров рассмотрены три задачи (задача 7.4, задача 7.5 и задача 7.6) по оценке погрешностей косвенных измерений. Первые две задачи решены классическим методом, а третья – в соответствии с рекомендациями методических указаний МИ 2083–90 [48].

Рассмотрим пример оценки погрешности косвенного измерения по формуле (7.18).

Задача 7.4

Условие задачи

Найти площадь квадрата S и абсолютную суммарную погрешность ее косвенного измерения $\Delta(s)$, если результат прямого измерения стороны квадрата равен «a» и абсолютная суммарная погрешность этого измерения составляет «$\Delta(a)$».

Решение задачи

Площадь квадрата $S = a^2$.

Абсолютная суммарная погрешность косвенного измерения площади квадрата оценивается соотношением

$$\Delta(S) = \Delta(a) \cdot \frac{dS(a)}{da} = \Delta(a) \cdot \frac{d(a^2)}{da} = \Delta(a) \cdot 2a\,;$$

$$\Delta(S) = \Delta(a) \cdot 2a\,.$$

Относительная суммарная погрешность косвенного измерения площади квадрата соответственно:

$$\delta(S) = \frac{\Delta(S)}{S} = \frac{2a \cdot \Delta(a)}{a^2} = 2 \cdot \delta(a)\,,$$

где $\delta(a) = \frac{\Delta(a)}{a}$ – относительная суммарная погрешность прямого измерения стороны квадрата.

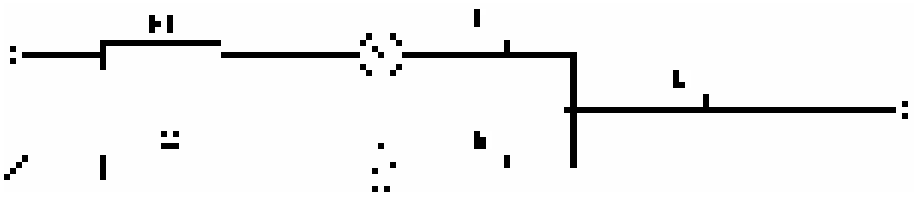
$$\delta(S) = 2 \cdot \delta(a).$$

Отметим, что суммарные относительные погрешности $\delta(S)$ и $\delta(a)$ могут выражаться в относительных величинах, как в примере, или в процентах (см. соотношение (7.20)).

Задача 7.5

Условие задачи

Найти значение тока I_3 и абсолютную суммарную погрешность его косвенного измерения по приведенной схеме.



Значения токов I_1 и I_2 , полученные путем прямого измерения с помощью амперметров $A1$ и $A2$, заданы. Заданы также абсолютные суммарные погрешности измерения этих токов Δ_1 и Δ_2 (соответственно).

Решение задачи

Значение тока I_3 (по первому закону Кирхгофа):

$$I_3 = I_1 + I_2.$$

Абсолютная суммарная погрешность Δ_3 косвенного измерения тока I_3 запишется в виде

$$\Delta_3 = \pm\sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial I_1}\right)^2 \cdot \Delta_1^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial I_2}\right)^2 \cdot \Delta_2^2} \ .$$

$$\frac{\partial f}{\partial I_1} = \frac{\partial (I_1 + I_2)}{\partial I_1}. = \frac{\partial I_1}{\partial I_1} + \frac{\partial I_1}{\partial I_2} = 1 + 0 = 1.$$

$$\frac{\partial f}{\partial I_2} = \frac{\partial (I_1 + I_2)}{\partial I_2}. = \frac{\partial I_1}{\partial I_2} + \frac{\partial I_2}{\partial I_2} = 0 + 1 = 1.$$

$$\Delta_3 = \pm\sqrt{1^2 \cdot \Delta_1^2 + 1^2 \cdot \Delta_2^2} \ = \pm\sqrt{\Delta_1^2 + \Delta_2^2}.$$

$$\Delta_3 = \pm\sqrt{\Delta_1^2 + \Delta_2^2}.$$

Относительные суммарные погрешности косвенного измерения тока I_3 соответственно:

$$\delta_3 = \frac{\Delta_3}{I_3}; \ \delta_3' = \frac{\Delta_3}{I_3} \cdot 100\% ,$$

т. е. относительная суммарная погрешность, как уже отмечалось, может выражаться в относительных величинах или в процентах.

Задача 7.6

Условие задачи

Методом вольтметра и амперметра в нормальных условиях эксплуатации проведено измерение электрического сопротивления *R*. Класс точности вольтметра 0,5; предел его измерения U_k = 30 В. Класс точности миллиампермет-ра . Значения прямых измерений напряжения *U* и тока *I*, а также текущие значения косвенного измерения искомого сопротивления *R* приведены в табл. 7.3.

Таблица 7.3

Результаты измерений

Параметры	**Номер измерения**			
	1	**2**	**3**	**4**
U, В	18,0	20,5	19,8	21,2
I, мА	530	610	590	630
R, Ом	33,9623	33,6066	33,5593	33,6508

Найти результат и погрешность косвенного измерения сопротивления R и записать результат косвенного измерения с учетом найденной погрешности.

Решение задачи

1. Текущие значения косвенного измерения электрического сопротивления определяются по закону Ома соотношением

$$R = \frac{U}{I},$$

где $U; I$ – значения напряжения и тока, приведенные в табл. 7.3;

R – искомая величина.

2. Среднее арифметическое значение сопротивления $\overline{R}$, принимаемое за результат косвенного измерения искомой величины, запишется в виде

$$R = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} R = 33,6948 \text{ Ом}$$

где n – число измерений ($n = 4$);

R_i – результат i-го измерения (см. табл. 7.3).

3. Среднее квадратическое отклонение σ имеет следующее значение:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n}(R_i - \overline{R})^2}{n-1}} = 1{,}1822 \text{ Ом}$$

где R_i, $\overline{R}$, n – определены выше.

4. Выявление промахов детально рассмотрено в параграфе 4.2 и в силу этого при решении данной задачи не проводится. Отметим только, что в приведенном ряду косвенных измерений сопротивления R промахи отсутствуют.

5. Среднее квадратическое отклонение результата измерения $\sigma_{\overline{R}}$ имеет следующее значение:

$$\sigma_{\overline{R}} = \frac{\sigma}{\sqrt{n}} = \frac{0{,}1822}{\sqrt{4}} = 0{,}0911 \text{ Ом}$$

6. Случайная абсолютная погрешность результата измерения ε:

$$\varepsilon = t \cdot \sigma_{\overline{R}} = 3{,}18 \cdot 0{,}0911 = 0{,}2898 \text{ Ом}$$

где t – коэффициент Стьюдента ($t = 3{,}18$ для доверительной вероятности $P = 0{,}95$ и числа измерений $n = 4$).

7. Относительная инструментальная погрешность измерения напряжения U (см. табл. 7.3) оценивается соотношением

$$\delta_V = \frac{U_k}{U_{\min}} \cdot \gamma\%,$$

где δ_V – относительная инструментальная погрешность измерения напряжения;

U_k – верхний предел шкалы вольтметра;

$U_{\min}$ – минимальное показание вольтметра;

γ – приведенная погрешность вольтметра, определяемая его классом точности ($\gamma = \pm 0{,}5\%$).

$$\delta_V = \frac{30}{18{,}0} \cdot 0{,}5\% = 0{,}8333\,\%.$$

8. Относительная неисключенная систематическая погрешность (НСП) результата измерений запишется в виде

$$\upsilon = k\sqrt{\delta_V^2 + \delta_A^2}\ ,$$

где υ – относительная НСП результата измерения;

k – коэффициент ($k = 1{,}1$ для доверительной вероятности $P = 0{,}95$ и $m = 2$, где P – доверительная вероятность, m – число слагаемых под корнем);

δ_A – относительная инструментальная погрешность измерения тока, определяемая классом точности миллиамперметра ($\delta_A = 1{,}0\%$),

$$\upsilon = 1{,}1 \cdot \sqrt{0{,}8333^2 + 1{,}0^2} = 1{,}3017\ \%\ .$$

9. Абсолютная неисключенная систематическая погрешность результата измерения Θ запишется в виде

$$\Theta = \frac{\overline{R}}{100\%} \cdot \upsilon\% = \frac{33{,}6948}{100} \cdot 1{,}3017 = 0{,}4386\ \text{Ом}$$

10. Абсолютная суммарная погрешность результата измерений Δ оценивается соотношением

$$\Delta = \pm K\left(\left|\Theta\right| + \left|\varepsilon\right|\right),$$

где K – коэффициент ($K \approx 0{,}80$ для доверительной вероятности $P = 0{,}95$);

$$\Delta = \pm 0{,}80(\left|0{,}4386\right| + \left|0{,}2898\right|) = \pm 0{,}5827\ \text{Ом}$$

После округления получаем $\Delta' = \pm 0{,}6\ \text{В}$.

11. Относительная суммарная погрешность результата измерения δ оценивается соотношением

$$\delta = \pm\frac{\Delta}{\overline{R}} \cdot 100\% = \pm\frac{0{,}5827}{33{,}6978} \cdot 100 = \pm 1{,}7293\%\ .$$

После округления: $\delta' = \pm 1{,}7\ \%$.

12. С учетом погрешности результат измерения запишется в виде

$$U' = (33{,}7 \pm 0{,}6)\ \text{Ом}.$$

7.4. Неопределенности измерений

По инициативе ряда международных метрологических организаций предложена новая концепция для показателя точности результатов измерений. В основе этой концепции лежит отказ от принятого сейчас понятия «погрешность» и переход на новый показатель точности «неопределенность». Стимулировало такой подход, видимо, несоответствие принятого определения понятия «погрешность» и установившегося порядка практической оценки погрешностей результатов измерений. Терминологические межгосударственные рекомендации РМГ 29–99 [53] дают следующее определение понятия погрешности результата измерения: «*Погрешность результата измерения* – это отклонение результата измерения от истинного (действительного) значения измеряемой величины».

Далее в рекомендациях [53] отмечается, что истинное значение величины неизвестно и его применяют только в теоретических исследованиях. На практике используют действительное значение измеряемой величины, за которое принимают номинальное значение эталона или образцового средства измерения (СИ).

Следует отметить, что на практике при измерении искомой величины действительное значение этой величины неизвестно. Более того, возникает законный вопрос: зачем проводить измерение, если действительное значение измеряемой величины уже известно. Ответ очевиден: проводить измерение в этом случае не имеет смысла. Другими словами, реализовать практическую оценку погрешности результата измерения непосредственно из определения [53] невозможно. Практическая оценка погрешностей прямых многократных измерений проводится в соответствии с требованиями ГОСТ 8.207–76 [46], оценка погрешностей прямых однократных измерений – в соответствии с рекомендациями Р50.2.038–2004 [54] и оценка погрешностей косвенных измерений – в соответствии с рекомендациями МИ 2083–90 [48]. В нормативных документах [46; 48; 54] для оценки погрешностей истинное (действительное) значение измеряемой величины не используется. Оценка погрешностей по [46; 48; 54] никак не увязывается с определением термина «погрешность». Складывается впечатле-

ние, что определение погрешности существует само по себе, а найденные по [46; 48; 54] величины, непосредственно не связанные с погрешностью по [53] и также называемые погрешностями, существуют сами по себе. Напрашивается вывод о необходимости изменить определение понятия «погрешность результата измерения» или изменить порядок оценки погрешности, увязав его с истинным (действительным) значением измеряемой величины.

Авторы замены погрешности на неопределенность пошли по первому пути. Они отказались от показателя точности – «погрешность результата измерения» и предложили новый показатель точности – «неопределенность результата измерений». Рекомендации [53] дают следующее определение понятию неопределенность: «*Неопределенность измерений* – это параметр, связанный с результатом измерений и характеризующий рассеяние значений, которые могли бы быть обоснованно приписаны измеряемой величине». Как видно, в этом определении нет понятий «истинного (действительного) значения измеряемой величины». Приведенные выше рассуждения свидетельствуют, что этого понятия в данном случае и не должно быть. Повторим еще раз, что существующие методы оценки погрешностей результатов измерений непосредственно не используют понятие «истинное (действительное) значение измеряемой величины». Не требуют знания этой величины и методы оценки неопределенностей измерений. Последнее послужило поводом утверждать, что авторы «неопределенностей» отвергают понятие истинного (действительного) значения измеряемой величины. Да, отвергают, но только в данном, конкретном случае при оценивании неопределенностей результатов измерений. И с этим можно согласиться. Все меняется коренным образом, если речь идет о погрешностях средств измерений. По определению [53]: «*Погрешность средства измерений* – это разность между показанием средства измерений и истинным (действительным) значением измеряемой физической величины». В данном случае «истинное (действительное) значение» вполне уместно. Более того, экспериментальная оценка погрешностей средств измерений невозможна без использования эталонов или образцовых средств. Напомним, что номинальное значение эталона или образ-

цового средства измерения принимают за действительное значение измеряемой величины. Не противоречит сказанному и принятый порядок оценки погрешностей средств измерений в соответствии с требованиями нормативных документов (ГОСТ 8.009–84 [44] и ГОСТ 8.508–84 [47]). Таким образом, заменять понятие «погрешность средства измерения» на понятие «неопределенность средства измерения», со всеми вытекающими отсюда последствиями, не следует.

Порядок оценки неопределенностей изложен в руководстве по выражению неопределенностей результатов измерений [41] и нормативно закреплен в рекомендациях РМГ 43–2001 [42].

В соответствии с [41, 42] неопределенность подразделяют на две составляющие: неопределенность типа А и неопределенность типа В. Неопределенность типа А оценивается статистическими методами и описывает случайные отклонения при повторных измерениях. Неопределенность типа В оценивается в основном другими способами, отличными от статистических, и близка по своей сути к неисключенным систематическим погрешностям.

Говоря о «близости» неопределенностей и погрешностей результатов измерений следует помнить, что термины «неопределенность» и «погрешность» – не синонимы и представляют собой различные понятия; их не следует путать друг с другом или заменять одно понятие другим.

Рассмотрим порядок оценки неопределенностей при проведении прямых многократных измерений. Предполагаем, что получен ряд значений x_1, x_2, x_n при измерении физической величины с помощью прибора, метрологические характеристики которого известны. Считаем также, что известна методическая погрешность измерения, известен закон распределения результатов измерений и задана доверительная вероятность, с которой должны быть найдены рассматриваемые величины.

Неопределенности типа А

Для оценки неопределенностей типа А проводятся следующие расчеты:

1) вычисляется среднее арифметическое значение результатов измерений:

$$\bar{x} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} x_i, \qquad (7.37)$$

где $\bar{x}$ – среднее арифметическое, принимаемое за результат измерения;

x_i – результат *i*-го измерения;

n – число измерений;

2) вычисляется стандартная неопределенность результатов однократных измерений:

$$u = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n}(x_i - \bar{x})^2}{n-1}}, \qquad (7.38)$$

где u – стандартная неопределенность;

3) вычисляется стандартная неопределенность типа А:

$$u_A = \frac{u}{\sqrt{n}}, \qquad (7.39)$$

где u_A – стандартная неопределенность результата измерений типа А.

Полученное значение u_A характеризует случайную составляющую неопределенности результата измерений. Расчет случайной неопределенности руководством [41] и рекомендациями [42] не предусматривается.

Неопределенности типа В

В качестве исходных данных для вычисления неопределенностей типа В используют:

1) сведения о виде распределения вероятностей;

2) неопределенности констант и справочных данных;

3) сведения изготовителя о средстве измерения;

4) данные поверки и калибровки средства измерения;

5) данные о методе измерения;

6) опытные данные о поведении и свойствах соответствующих приборов и материалов и т. п.

Точностные характеристики исходных данных обычно представляют в виде неисключенных систематических погрешностей. При этом предполагается, что рассматриваемые величины подчиняются равномерному закону распределения.

Для оценки неопределенности типа В проводятся следующие расчеты:

1) вычисляются составляющие неопределенности типа В по формуле

$$u_{B_j} = \frac{\theta_j}{\sqrt{3}} \tag{7.40}$$

где u_{B_j} – j-я составляющая стандартной неопределенности типа В;

θ_j – j-я составляющая неисключенной систематической погрешности результата измерения;

2) вычисляется стандартная неопределенность типа В:

$$u_B = \sqrt{\sum_{j=1}^{m} u_{B_j}^2}, \tag{7.41}$$

где u_B – стандартная неопределенность типа В;

m – число слагаемых;

3) вычисляется суммарная стандартная неопределенность

$$u_c = \sqrt{u_A^2 + u_B^2}, \tag{7.42}$$

где u_C – суммарная стандартная неопределенность;

u_A и u_B – определены выше;

4) вычисляется расширенная неопределенность

$$U_P = k_p \cdot u_c, \tag{7.43}$$

где U_P – расширенная неопределенность результата измерений для доверительной вероятности P;

k_p – коэффициент, зависящий от принятой доверительной вероятности и закона распределения результатов измерений;

u_C – определено выше.

Во многих практических случаях при вычислении неопределенностей результатов измерений делают предположение о нормальности закона распределения возможных значений измеряемой величины и полагают:

$k_p = 2$ для $P = 0{,}95$ и $k_p = 3$ для $P = 0{,}99$.

При предположении о равномерности закона распределения полагают:

$k_p = 1{,}65$ для $P = 0{,}95$ и $k_p = 1{,}71$ для $P = 0{,}99$.

Окончательно результат измерения T может быть представлен в виде $(\bar{x} - U_p) \le T \le (\bar{x} + U_p)$ или $(\bar{x} \pm U_p)$ с доверительной вероятностью P.

При описании результатов измерений руководство [41] рекомендует приводить достаточное количество информации для возможности проанализировать или повторить весь процесс получения результата измерений и вычисления неопределенностей результата измерений, а именно:

1) алгоритм получения результата измерений;

2) алгоритм вычисления всех поправок и неопределенностей;

3) неопределенности всех используемых данных и способы их получения;

4) алгоритмы вычисления суммарной и расширенной неопределенностей (включая значение коэффициента k_p).

Отношение отечественных метрологов к предложениям, изложенным в руководстве [41], значительно изменилось за последнее время. Первые отклики на замену погрешностей неопределенностями были резко отрицательными [43]. Главные критические замечания касались предполагаемого отказа от понятия истинного (действительного) значения измеряемой величины, замены понятия «погрешность» на понятие «неопределенность», необходимости переработки многочисленных нормативных документов и применения новой терминологии и методики оценивания неопределенности результатов измерений. Особенно большая критика досталась «неопределенности типа В», призванной заменить неисключенную систематическую погрешность.

В последнее время отношение к руководству [41] несколько изменилось [40]. Многие метрологи склоняются к мнению, что понятие «неопределенность результата измерения» надо постепенно вводить в практику, но пока не вместо понятия «погрешность результата измерения», а наряду с ним. По нашему мнению, понятие «неопределенность» может успешно применяться в качестве показателя точности результата измерений. При этом, правда, потребуется значительная доработка руководства [41], РМГ 43–2001 [42] и разработка новых нормативных документов. Особенно большие изменения, видимо, должны быть сделаны в части применения понятия «неопределенность типа В». Что же касается средств измерений, то здесь пока должна быть сохранена традиционная терминология: «погрешность» и «истинное (действительное) значение измеряемой величины». Распространять понятие «неопределенность» в существующем виде на точностные характеристики средств измерений не представляется возможным.

Таким образом, целесообразно, видимо, использовать в практической работе два показателя точности: неопределенность результатов измерений и погрешность средств измерений[67; 68].

8. ИЗМЕРЕНИЯ ФИЗИЧЕСКИХ ВЕЛИЧИН

8.1. Общие положения

Измерения физических величин осуществляются, как правило, путем преобразования измеряемых величин в целях приведения их к виду, удобному для считывания, обработки и представления получаемой измерительной информации. Измеряемые величины при этом часто преобразуются в величины другой физической природы [1–9].

Например, при измерении температуры ртутным термометром измеряемая температура преобразуется в длину столбика ртути. Больше температура – и больше длина столбика ртути, меньше температура – и столбик ртути меньше. Таким образом, о значении температуры судят по длине столбика ртути. Здесь измеряемая величина одной физической природы («температура») для

определения ее искомого значения преобразуется в физическую величину другой природы («длину» столбика ртути). Можно привести и другие примеры. Так, измерение давления газа с помощью трубчатого манометра осуществляется за счет деформации (скручивания или раскручивания) трубчатой пружины под воздействием измеряемого давления газа. Скручивание (или раскручивание) трубчатой пружины передается указательной стрелке, перемещающейся вдоль оцифрованной шкалы манометра, с которой и производится отсчет показаний. Таким образом, для измерения давления газа проводится целый ряд последовательных преобразований, что и позволяет в итоге оценить значение искомой величины. Измерение расхода жидкости можно провести, например, оценивая перепад давления на специальном сужающем устройстве, т. е. в этом случае расход жидкости преобразуется в перепад давления, измерение которого и дает значение искомой величины.

При проведении технических измерений неэлектрических величин (температуры, давления, расхода и т. д.) эти величины, довольно часто, преобразуют в электрические величины, которые и подвергаются дальнейшим преобразованиям и измерениям (рис. 8.1).

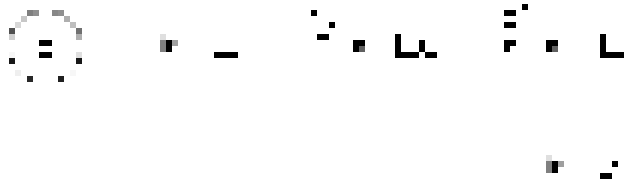


Рис. 8.1. Структура устройства при электрических измерениях неэлектрических величин: q – измеряемая неэлектрическая величина; $q_э$,$q'_э$ – электрические величины; Д – датчик; ИС – измерительная схема; И – измеритель (средство измерения электрической величины); Р – регистратор (регистратор электрической величины)

Датчик Д преобразует измеряемую неэлектрическую величину q в электрическую $q_э$. Эта величина в общем случае может быть преобразована в измерительной цепи (ИС) в другую электрическую величину $q'_э = f(q_э)$. При этом величина $q_э$ может быть усилена или ослаблена, преобразована из аналоговой величины в дискретную или из дискретной в аналоговую и т. д. Полученная величина $q'_э$ подвергается измерению или регистрации с помощью электрических

средств, а также может быть передана по линии связи на значительное расстояние для дальнейшей обработки и использования. Обработка величин $q'_э$ может проводиться с использованием универсальных ЭВМ или специализированных вычислительных устройств.

Измерения неэлектрических величин электрическими методами имеют ряд отличительных достоинств, к которым можно отнести:

1) возможность измерять малые значения искомых величин;

2) использовать электронные усилители, что дает возможность измерять такие сигналы, которые невозможно измерить другими методами;

3) возможность дистанционно измерять параметры искомых величин;

4) возможность дистанционно управлять как производственными, так и другими процессами;

5) возможность использовать высокоточную и малоинерционную электроизмерительную аппаратуру;

6) возможность комплектовать различные измерительные установки однотипными электрическими блоками;

7) возможность широко использовать современную вычислительную технику в измерительных системах.

В последующих параграфах учебного пособия подробно рассмотрены элементы, составляющие измерительное устройство, структура которого приведена на рис. 8.1. Так, отдельные параграфы пособия посвящены датчикам, измерительным схемам, электроизмерительным приборам и методам измерения конкретных физических величин, наиболее часто встречающихся в практике технических измерений.

8.2. Датчики

Основное назначение датчиков, применяемых при измерениях физических величин, заключается в восприятии и преобразовании исследуемых величин в вид, удобный для дальнейшего использования.

Следует отметить, что в настоящее время не существует единого и общепринятого определения термина «датчик».

Одни авторы рассматривают датчик как простейший элемент, осуществляющий преобразование неэлектрической величины в электрическую. Другие авторы, например в [1–3, 32], вообще избегают использовать термин «датчик» и заменяют его термином «первичный измерительный преобразователь». В [32] отмечается, правда, что кроме термина «первичный измерительный преобразователь» используется близкий к нему термин – «датчик». При этом под *датчиком* подразумевается один или несколько измерительных преобразователей, служащих для преобразования измеряемой неэлектрической величины в электрическую и объединенных в единую конструкцию. Аналогичную позицию занимают авторы учебника [1], в котором отмечается, что первичные измерительные преобразователи, размещаемые непосредственно на объекте исследования и удаленные от места обработки, отображения и регистрации измерительной информации, называют иногда датчиками. При изложении материала в [1] термин «датчик» не используется. Вместо него фигурируют термины «измерительный преобразователь» и «преобразователь». В учебном пособии [3] автор применяет термин «измерительный преобразователь», но не отказывается и от термина «датчик», под которым понимает конструктивную совокупность ряда измерительных преобразователей, размещаемых непосредственно у объекта измерения. Есть авторы, которые считают, что датчик должен выполнять ряд преобразований одних величин в другие, усиливать и распределять сигналы и производить некоторые вычислительные операции.

Международный электротехнический словарь дает следующее определение термина «датчик»: «*Датчик* – это измерительный орган, включающий наряду с чувствительным элементом усилитель или преобразователь сигнала, видоизменяющий форму выходного сигнала в соответствии с заданной».

На основании изложенного можно сформулировать основные положения, которые необходимо учесть при определении термина «датчик».

Датчик как функциональный элемент измерительной системы должен воспринимать и преобразовывать измеряемую величину, и его можно рассматривать как устройство, состоящее из воспринимающего (чувствительного) эле-

мента и промежуточных преобразователей. Вопрос заключается в том, какие преобразователи относить к датчикам, а какие – к другим функциональным элементам устройства. Исходя из этого, можно дать следующее определение: датчиком называется конструктивно единый измерительный преобразователь измеряемой неэлектрической величины в электрическую. Такое определение правомерно применительно к задаче электрических измерений неэлектрических величин.

Термин «датчик» обычно применяют в сочетании с физической величиной, для преобразования которой он предназначен: датчик температуры, датчик давления, датчик ускорения и т. д. Датчики могут выполняться как в виде простейших по устройству и схеме функциональных элементов (термопары, проволочные тензодатчики и т. п.), так и в виде более сложных устройств, состоящих из ряда самостоятельных элементов (например, датчик давления, состоящий из упругого элемента, рычажной системы и переменного электрического сопротивления; в этом случае измеряемое давление воздействует на упругий элемент, который через рычажную систему перемещает движок переменного сопротивления, и, таким образом, давление преобразуется в электрическое сопротивление). Необходимость разработки и применения сложных датчиков обусловлена главным образом тем, что они позволяют получить большие, чем простейшие датчики, чувствительность, точность и линейность преобразования.

8.3. Измерительные схемы

Измерительные схемы служат для включения датчиков, что необходимо для их нормальной работы. В простейшем случае роль измерительных схем могут выполнять соединительные провода (например, при подключении термопары к измерительному прибору, когда не используются какие-либо согласующие или усилительные устройства). В более сложных случаях измерительные схемы могут быть достаточно сложными устройствами и содержать в своем составе, например, усилители, генераторы, компенсаторы и т. д. Часто в качестве таких устройств используются равновесные и неравновесные мостовые измерительные схемы, которые могут быть как постоянного, так и переменного тока.

Наибольшее распространение получили следующие схемы включения датчиков: токовые, потенциальные и частотные.

Пример токовой схемы включения датчиков приведен на рис. 8.2, а на рис. 8.3 приведен график статической характеристики для этой схемы.

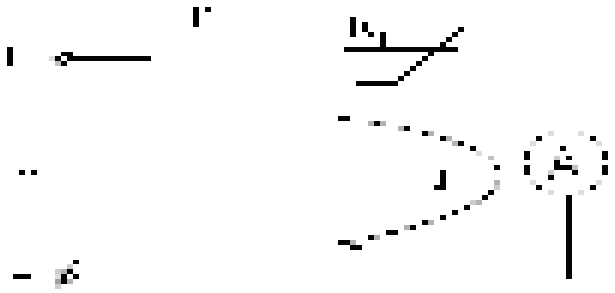


Рис. 8.2. Пример токовой схемы включения датчиков

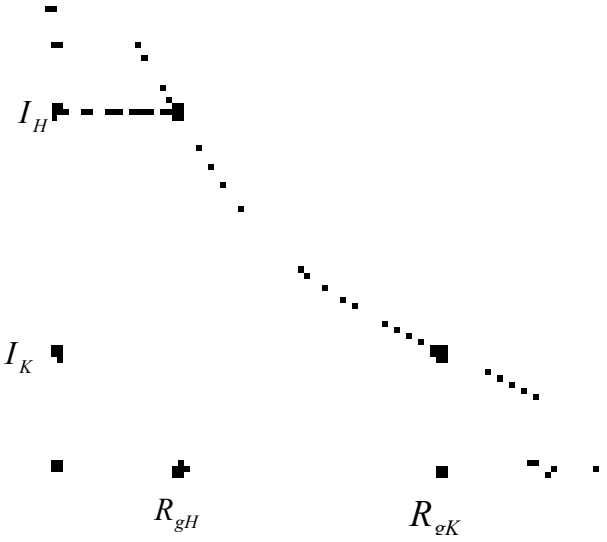


Рис. 8.3. График зависимости $I = f(R_g)$

На рис. 8.2 и рис. 8.3 приняты следующие обозначения: R_g – сопротивление датчика; R – балластное сопротивление; U – напряжение питания; I – измеряемый ток; A – амперметр (измеритель тока); R_{gH} – начальное сопротивление датчика; R_{gK} – конечное сопротивление датчика; $I_н$ и I_K – начальное и конечное значения тока

Мостовые измерительные схемы имеют исключительно большое значение при измерении физических величин (как электрических, так и неэлектрических), в силу чего эти схемы подробно описаны ниже и им посвящены отдельные главы учебного пособия.

8.4. Средства измерения электрических величин

Измерение физических величин с использованием датчиков и измерительных схем требует подключения к выходу измерительных схем электрических средств измерений (СИ) для регистрации и отображения выходных сигналов. С этой целью используются регистрирующие или показывающие СИ электрических величин. Регистраторы электрических сигналов описаны в литературе [1–7; 9; 18; 55].

В данном учебном пособии основное внимание уделено электроизмерительным приборам (аналоговым и цифровым, а также приборам прямого измерения и компенсационным).

На рис. 8.4 приведен один из возможных вариантов классификации электроизмерительных приборов.

Электронно-лучевые приборы находят применение в измерительной практике, хотя и в меньшей степени, чем в прежние годы. Вместе с тем электронно-лучевые приборы входят в учебные программы многих дисциплин (в том числе в школьную программу по физике), что позволило отказаться от рассмотрения этих приборов в данном учебном пособии.

Электромеханические и электронные приборы (аналоговые и цифровые), нашедшие наибольшее распространение, детально рассматриваются ниже в последующих разделах учебного пособия.

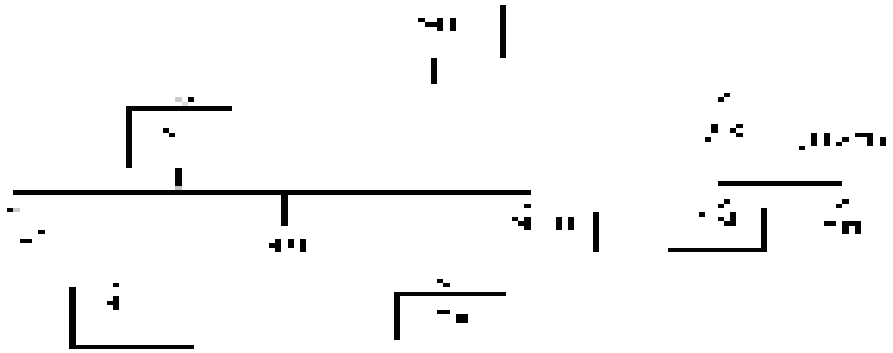


Рис. 8.4. Классификация электроизмерительных приборов:
ЭП – электроизмерительные приборы; АН – аналоговые приборы; ДК – дискретные приборы (цифровые измерительные приборы); ЭМ – электромеханические приборы (аналоговые и цифровые); ЭЛ – электронные приборы (аналоговые и цифровые); ЭЛЛ – электронно-лучевые приборы (электронные осциллографы); ЭТ – электротепловые приборы; ЭХ – электрохимические приборы

Электрохимические приборы используют химическое действие электрического тока.

Электротепловые приборы используют тепловое действие электрического тока.

Электрохимические и электротепловые приборы используются сравнительно редко при решении специфических измерительных задач и в силу этого в данном учебном пособии не рассматриваются.

9. ПОСТРОЕНИЕ И ПРИМЕНЕНИЕ ДАТЧИКОВ

9.1. Общие положения

Датчики могут быть систематизированы по виду входных (измеряемых) величин, что может быть полезным при выборе датчиков для измерения заданной величины.

По виду входных (измеряемых) величин датчики обычно разделяют на следующие группы:

1) датчики перемещений;
2) датчики усилий;
3) датчики момента вращения;
4) датчики размеров;
5) датчики уровня;
6) датчики скорости;
7) датчики ускорения;
8) датчики параметров вибраций;
9) датчики давления и расхода;
10) датчики температуры;
11) датчики влажности;
12) датчики для анализа состава вещества.

В пределах каждой группы возможно и дальнейшее разделение датчиков. Например, можно различать датчики линейного и углового перемещения, датчики высоких и низких температур и т. д.

Систематизация датчиков по виду их выходного сигнала позволяет определить, какие измерительные устройства наиболее пригодны для работы с данными датчиками или, наоборот, какие типы датчиков следует использовать для заданных измерительных устройств.

По виду выходного сигнала датчики, применяемые для электрических измерений неэлектрических величин, можно разделить на группы в зависимости от преобразования ими измеряемой величины в электрическое сопротивле-

ние, в индуктивность, в емкость, в значение постоянного тока или напряжения, в фазу переменного тока или напряжения, в частоту переменного тока или напряжения.

Кроме того, выходная величина датчика может представлять собой импульсно-модулированный электрический ток или напряжение. Причем возможно применение амплитудно-импульсной, частотно-импульсной, время-импульсной и других видов модуляции. Такие датчики особенно целесообразно использовать в импульсных и цифровых измерительных устройствах.

Большие возможности открываются при использовании датчиков в измерительно-вычислительных комплексах (ИВК) совместно с компьютерами. Такое использование позволяет решить целый круг задач, связанных со сбором, переработкой, передачей, хранением, поиском и выдачей информации, «источником» которой являются датчики. Попутно решаются такие проблемы, как компенсация внешних воздействий на датчики, повышение точности и надежности проводимых измерений, ускорение и упрощение экспериментальных работ и т. п. Более подробно о сопряжении датчиков с компьютерами, о возникающих при этом трудностях и о круге решаемых задач можно узнать из литературы, приведенной в конце учебного пособия (см., например, [33, 34]).

9.2. Классификация датчиков

Большое разнообразие и многочисленность видов датчиков затрудняют задачу изучения, оптимального выбора и использования их при электрических измерениях неэлектрических величин. Для облегчения этой задачи необходимы, очевидно, систематизация и классификация датчиков. Чаще всего классификация датчиков проводится по принципу их действия. Кроме того, датчики иногда целесообразно классифицировать по виду входных или выходных величин, как уже было рассмотрено выше (см. п. 9.1).

В зависимости от принципа действия датчики можно разделить на две большие группы: датчики параметрические и датчики генераторные.

Датчики параметрической группы характеризуются тем, что измеряемая неэлектрическая величина преобразуется в параметр электрической цепи: со-

противление, индуктивность, взаимную индуктивность, емкость. Для обеспечения нормальной работоспособности таких датчиков необходимы вспомогательные источники электрической энергии.

К параметрическим можно отнести следующие типы датчиков:

1) *реостатные датчики*, основанные на использовании зависимости сопротивления реостата от положения его движка, который перемещается под воздействием измеряемой величины;

2) *датчики контактного сопротивления*, в которых используется зависимость контактного сопротивления между поверхностями твердых тел (например, угольных шайб) от давления тел друг на друга;

3) *тензометрические (тензорезисторные) датчики*, основанные на измерении сопротивления проводников при их растяжении или сжатии;

4) *терморезисторные датчики*, основанные на измерении их сопротивлений в зависимости от температуры;

5) *фоторезисторные датчики*, основанные на изменении их сопротивлений в зависимости от освещенности;

6) *электролитические датчики*, основанные на изменении сопротивления раствора электролита от концентрации раствора;

7) *ионизационные датчики*, основанные на зависимости сопротивления газового разрядного промежутка от степени ионизации газа;

8) *электронные (механотронные) датчики*, основанные на зависимости анодного тока электронных ламп от расстояния между их электродами;

9) *индуктивные датчики*, основанные на зависимости их индуктивности от величины немагнитных зазоров, от длины и площади сечения сердечников, а также от взаимного расположения частей магнитопроводов и обмоток датчиков;

10) *магнитоупругие датчики*, основанные на зависимости их индуктивности от механического напряжения ферромагнитного материала, образующего сердечники этих датчиков;

11) *емкостные датчики*, основанные на зависимости электрической емкости конденсатора от размеров и взаимного расположения его обкладок, а также от диэлектрической проницаемости его диэлектрика.

Генераторные датчики характеризуются тем, что в них осуществляется преобразование различных видов энергии в электрическую (генерирование электрической энергии под воздействием измеряемой неэлектрической величины).

К генераторным можно отнести следующие типы датчиков:

1) *термоэлектрические датчики (термопары)*, основанные на зависимости термоЭДС термопар от разности температур их рабочих и свободных концов;

2) *индукционные датчики*, основанные на явлении электромагнитной индукции;

3) *пьезоэлектрические датчики*, основанные на использовании прямого пьезоэлектрического эффекта, состоящего в поляризации некоторых материалов (кварца, турмалина, пьезокерамики и др.) при их деформации;

4) *фотоэлектрические датчики*, основанные на зависимости ЭДС фотоэлементов от их освещенности;

5) *гальванические датчики*, основанные на зависимости ЭДС гальванического элемента от состава и концентрации растворов электролитов;

6) *электрокинетические датчики*, основанные на явлении электрокинетического потенциала, возникающего при вынужденном протекании полярной жидкости через пористую стенку.

Приведенный перечень типов датчиков не охватывает, конечно, всех типов и всех возможных модификаций датчиков одного типа. Приведены лишь наиболее распространенные типы датчиков, которые и будут рассмотрены более подробно в последующих разделах учебного пособия.

9.3. Параметрические датчики

9.3.1. Реостатные датчики

Реостатным параметрическим датчиком называют переменное сопротивление, движок которого перемещается в соответствии со значением измеряемой неэлектрической величины. Таким образом, входной величиной реостатных датчиков является перемещение движка, которое может быть линейным или угловым. Выходной величиной реостатных датчиков является активное сопротивление, которое может изменяться линейно или по некоторому закону (в зависимости от перемещения движка).

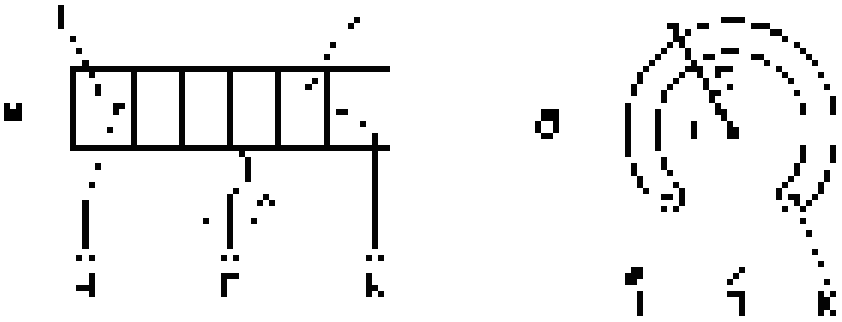


Рис. 9.1. Реостатные преобразователи для линейных *(а)* и угловых *(б)* перемещений:
1 – каркас; 2 – обмотка; Н, К – начало и конец обмотки; П – вывод от подвижного контакта (движка); *x* – линейное перемещение движка; α – угловое перемещение движка датчика

Основными элементами реостатного датчика являются: каркас с обмоткой в виде проволоки (или с нанесенным на каркас полупроводником, пленкой металла или пленкой специального сплава) и подвижные токосъемные щетки (движки), которые скользят непосредственно по поверхности резистивного слоя или по ряду соединенных с ним контактов. Датчики могут быть однооборотные и многооборотные. Например, в [37] описан десятиоборотный датчик с намоткой в виде проволочной проводящей спирали на пластмассовом цилиндре со щетками из благородных металлов. Срок службы такого датчика – 20 млн. оборотов при скорости до 500 об/мин.

Статические характеристики преобразования реостатных датчиков приведены на рис. 9.2.

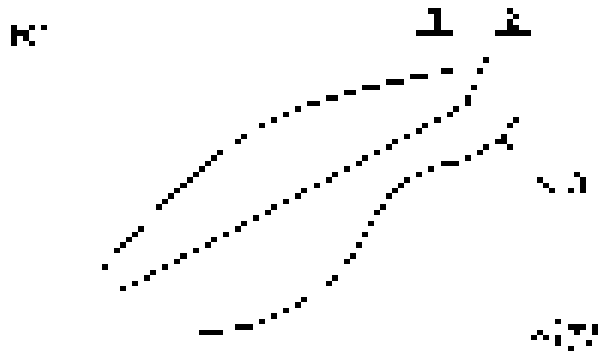


Рис. 9.2. Статические характеристики преобразования реостатных датчиков:
1 – нелинейная; 2 – линейная; 3 – функциональная

На рис. 9.2 в качестве входных величин отложены по оси абсцисс величины x и α (линейное и угловое перемещение движка датчика), а по оси ординат (в качестве выходной величины) отложено значение активного сопротивления R.

Статические характеристики преобразования реостатных датчиков в самом общем виде могут быть записаны следующим образом:

$$R = f(x), \tag{9.1}$$

$$R = f(\alpha), \tag{9.2}$$

где величины R, x, α определены выше.

Проволочные датчики (по сравнению с непроволочными) обладают рядом преимуществ: большей стабильностью во времени, большей надежностью, линейностью и т. д. Вместе с тем конечное число витков обмотки таких датчиков приводит к тому, что их статические характеристики, строго говоря, становятся ступенчатыми и возникает погрешность разрешающей способности (ступеньки на рис. 9.2 не показаны). Относительную погрешность разрешения δ обычно задают в виде

$$\delta = (1/w)\cdot 100\ \%, \tag{9.3}$$

где w – число витков.

Для удовлетворительной работы реостатного датчика число витков должно быть не менее 100–200.

Конструкция реостатных датчиков: каркас из текстолита или пластмассы; реже применяются каркасы из алюминия, покрытого изоляционным лаком или оксидной пленкой; провода изготавливаются из константана, манганина, фехраля, из сплавов платины с иридием, платины с палладием и др.

К достоинствам реостатных датчиков относятся их простота, дешевизна и высокий уровень выходного сигнала без усиления. С другой стороны, они обладают сравнительно низкой точностью, имеют скользящий контакт и иногда требуют значительных усилий для перемещения движка датчика.

Применяют реостатные датчики для измерения перемещений и других неэлектрических величин (например, усилий, давлений, уровней и т. п.), которые предварительно могут быть преобразованы в перемещения. Справочные данные по реостатным датчикам приведены в [37, 38].

9.3.2. Датчики контактного сопротивления

Действие датчиков контактного сопротивления (рис. 9.3) основано на зависимости переходного сопротивления контактов R_K от усилия их сжатия.

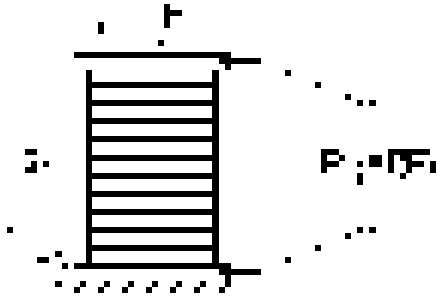


Рис. 9.3. Датчик контактного сопротивления:
1 – металлические пластины; 2 – столбик из шайб (например, угольных)

Зависимость значения контактного сопротивления R_K от усилия сжатия определяется соотношением

$$R_K = \frac{K}{F_0 + F}, \tag{9.4}$$

где K – постоянный коэффициент;

F_0 – усилие сжатия в исходном положении;

F – текущее значение усилия сжатия.

Начальное сжатие контактов осуществляется за счет конструктивных особенностей датчиков, позволяющих осуществить эту операцию.

График статической характеристики преобразования (СХП) в соответствии с соотношением (9.4), являющимся аналитической записью СХП, приведен на рис. 9.4.

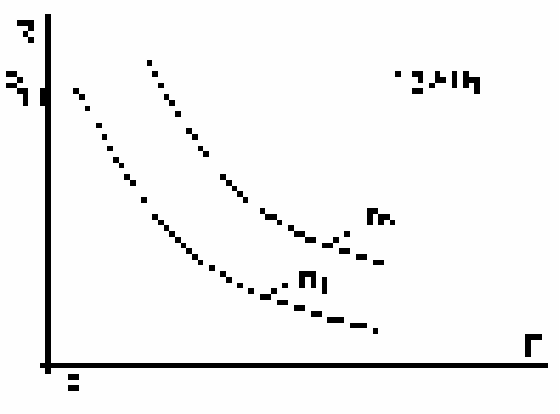


Рис. 9.4. График статической характеристики преобразования датчика контактного сопротивления: n_1, n_2 – число угольных шайб; R_{01} – исходное (начальное) сопротивление датчика при $F = F_0$ и $n = n_1$

Обычно датчики выполняются из угольных шайб или дисков. Материалом служат электродный уголь, графит или керамика с графитовым заполнением. Толщина шайб 0,5–3,5 мм. Размеры шайб выбираются из расчета максимально допускаемого давления до 65 кГс/см^2 и максимально допускаемого тока до 300–400 мА.

Кроме «угольных», известны датчики контактного сопротивления на основе электропроводящей бумаги, уложенной рядами в виде столбика, на основе электропроводящей резины или металлических пластин, на которые путем напыления нанесен высокоомный резистивный слой.

К недостаткам датчиков контактного сопротивления следует отнести большой гистерезис, значительную нелинейность и зависимость их сопротивления от температуры окружающей среды. Суммарная погрешность рассматриваемых датчиков может достигать ±10 %.

К достоинствам этих датчиков относятся их конструктивная простота, высокая надежность и достаточная для целей измерения и автоматизации мощность.

Кроме преобразования неэлектрических величин (усилий, напряжений, малых перемещений и т. д.) в электрические, датчики контактного сопротивления применяются в качестве выходных органов регуляторов напряжения, стабилизаторов, угольных микрофонов и т. п.

Более подробно с датчиками контактного сопротивления можно познакомиться по многим литературным источникам (см., например, [32, 37]).

9.3.3. Тензорезисторные датчики

Принцип действия тензорезисторных датчиков основан на изменении сопротивления материала проводника при его деформации. Отметим, что рассматриваемые датчики могут называться по-разному. Например, могут быть использованы термины: тензометрические датчики, тензочувствительные датчики, омические тензодатчики и просто «тензодатчики». В дальнейшем будем использовать последний из названных терминов («тензодатчик»).

Принцип работы тензодатчиков поясняет рис. 9.5.

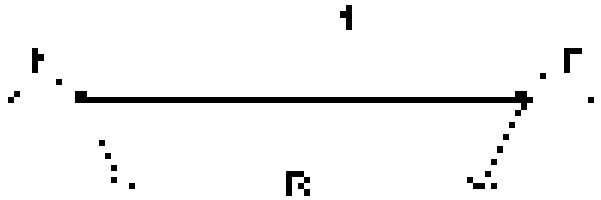


Рис. 9.5. Тензодатчик:
1 – проводник; R – сопротивление проводника;
«F–F» – усилие растяжение (или сжатия) проводника

Сопротивление проводника при неизменной температуре, как известно, рассчитывается по формуле

$$R = \rho \frac{l}{S}. \qquad (9.5)$$

где ρ – удельное сопротивление материала проводника;

l – длина проводника;

S – площадь поперечного сечения проводника.

При малом растяжении или сжатии проводника его удельное сопротивление остается примерно постоянным. Принимая, что ρ≈const, рассмотрим влияние на R остальных членов выражения (9.5).

При растяжении длина проводника l растет, площадь поперечного сечения S уменьшается и в соответствии с выражением (9.5) сопротивление проводника R возрастает.

При сжатии проводника эффект будет обратным: длина l уменьшается, площадь поперечного сечения S растет и сопротивление R снижается.

В случае значительных деформаций проводников удельное электрическое сопротивление материала этих проводников изменяется (возрастает и при растяжении, и при сжатии), что необходимо учитывать.

Изменение сопротивления проводников характеризуется коэффициентом тензочувствительности:

$$K = \frac{\Delta R/R}{\Delta l/l}, \tag{9.6}$$

где K – коэффициент тензочувствительности;

ΔR и Δl – изменения сопротивления и длины проводника.

Чувствительные элементы тензодатчиков выполняют из металлической проволоки и фольги, а также из полупроводников круглого и плоского сечения. Конструкции различных типов тензодатчиков представлены на рис. 9.6.

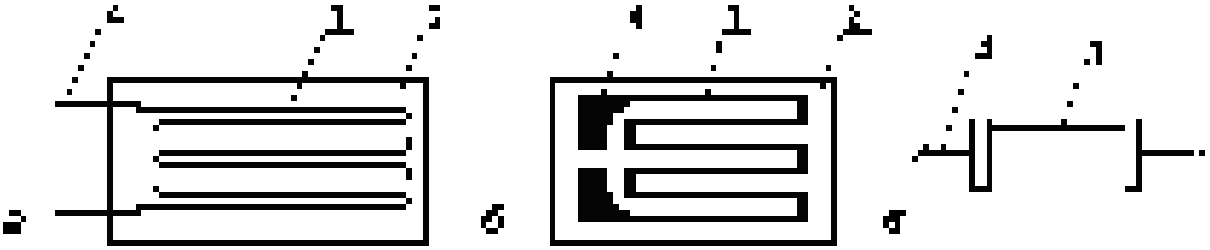


Рис. 9.6. Конструкция тензодатчиков проволочных (*а)*, фольговых (*б)* и полупроводниковых (*в)*:
1 – металлические проводники; 2 – подложка из бумаги или лаковая пленка;
3 – полупроводник; 4 – выводы

Показанные на рис. 9.6 датчики относятся к «наклеиваемым», т. е. вместе с подложкой их наклеивают на исследуемую деталь специальным клеем. Такие датчики просты в работе, но наличие клея ухудшает их характеристики (появляется гистерезис, «ползучесть» и потеря чувствительности со временем). Существуют бесклеивые датчики, проводники которых крепятся к взаимоперемещающимся деталям без клея с помощью механических устройств.

Для проволочных тензодатчиков, приведенных на рис. 9.6, *а* и для фольговых тензодатчиков, приведенных на рис. 9.6, *б* относительные изменения сопротивления не превышают 1 %, что может оказаться сравнимым с температурными изменениями сопротивления этих датчиков. Отсюда требования к материалу тензодатчиков – иметь малый температурный коэффициент и большой коэффициент тензочувствительности. Кроме того, материалы тензодатчиков должны иметь большое удельное сопротивление (для уменьшения габарита датчика при заданном его сопротивлении) и большую механическую прочность. Основные характеристики материалов для тензодатчиков приведены в табл. 9.1. Следует отметить, что приведенные характеристики в значительной степени зависят от состава, технологии изготовления и последующей обработки материала.

Таблица 9.1

Характеристики материалов, используемых для тензодатчиков

Материал	**Коэффициент тензочувствительности К**	**Удельное сопротивление ρ при 20 °С, мкОм·м**	**Температурный коэффициент сопротивления (ТКС), 10^{-3}/°С**
Константан	1,9÷2,2	0,47÷0,51	–0,04÷+0,02
Манганин	0,47÷0,50	0,4÷2,0	–0,03÷+0,04
Нихром	2,1÷2,3	1,0÷1,2	0,15÷0,17
Изоэластик	2,8÷3,6	–	0,47
Платина	4,1÷6,1	0,09÷1,11	2,57÷3,98
Железохромо-алюминиевый сплав	2,8÷2,9	1,35÷1,55	0,02

Данные табл. 9.1 свидетельствуют, что наибольшей тензочувствительностью (среди приведенных материалов) обладает платина. Несмотря на это, платиновые тензодатчики используются сравнительно редко из-за большого температурного коэффициента сопротивления (ТКС). Наибольшее распространение для изготовления тензодатчиков получил константан, имеющий приемлемую тензочувствительность (К≈2) и малый ТКС. Полупроводниковые тензорезисторы имеют чувствительность много большую, чем металлические, но усту-

пают последним по стабильности характеристик и по температурному диапазону. Применение современной интегральной микроэлектронной технологии позволяет значительно улучшить все характеристики как металлических (фольговых), так и полупроводниковых тензодатчиков (повышаются стабильность и идентичность, уменьшаются размеры и т. п.).

Номинальные сопротивления тензодатчиков составляют от 50 до 800 Ом. Фольговые и проволочные тензодатчики обычно имеют длину от 5 до 20 мм и ширину от 3 до 10 мм. Полупроводниковые тензодатчики представляют собой пластинку монокристалла кремния или германия (чаще кремния) длиной 5–10 мм и шириной 0,2-0,8 мм. Известны «малобазовые» тензодатчики (металлические и полупроводниковые), имеющие длину от 1 до 3 мм.

Основное назначение тензодатчиков – измерять деформацию деталей машин и механизмов, а также элементов зданий и сооружений (мостов, виадуков и т. д.). Кроме того, они могут использоваться в качестве чувствительного элемента датчиков давления, силы, параметров вибрации. Например, при измерении давления жидкости или газа тензорезисторы наносят на мембрану датчика давления и располагают их так, что при работе два из них подвергаются деформации растяжения, а два других – деформации сжатия.

Использование специальных схем включения (обычно мостовых) и специальных компенсирующих устройств обеспечивают высокие метрологические характеристики измерений. Совмещение в одной конструкции всех функциональных узлов датчика позволяет сократить число проводов в линиях связи, сформировать высокочувствительный выход и повысить помехозащищенность измерительного канала.

Справочные данные по тензодатчикам приведены во многих литературных источниках (см., например, [32, 37, 38]).

9.3.4. Фоторезисторные датчики

Фоторезисторные датчики (устаревшее название «фотосопротивления») представляют собой полупроводниковую пластину, которая при освещении уменьшает свое сопротивление в результате внутреннего фотоэффекта. Схема фоторезистора и его характеристика $R = f(\Phi)$ приведены на рис. 9.7.

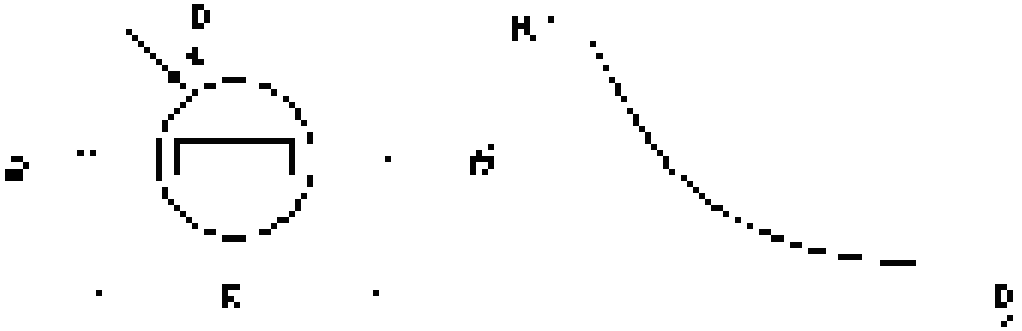


Рис. 9.7. Схема фоторезистора (*а)* и его статическая характеристика преобразования (*б)*: R – сопротивление фоторезистора; Ф – световой поток

В качестве фоточувствительного материала обычно используются: сернистый кадмий (тип ФС-К), сернистый свинец (тип ФС-А), селенид кадмия (тип ФС-Д), монокристаллы сернистого кадмия (тип ФС-КМ). Спектральные характеристики фоторезисторов определяются свойствами используемых полупроводниковых материалов. Полупроводниковые фоторезисторы перекрывают спектр от инфракрасных до ультрафиолетовых излучений. Характеристики полупроводниковых фоторезисторных датчиков нелинейны и температурозависимы, поэтому выбор подходящего типа фоторезистора и схемы его включения во многом зависит от конкретной области его применения.

При небольших освещенностях сопротивление фоторезистора подчиняется закону Ома:

$$R = \frac{U}{I_{\Phi}}, \tag{9.7}$$

где U – напряжение, приложенное к фоторезистору;

I_{Φ} – фототок.

При больших освещенностях фоторезистора пропорциональность между U и I_{Φ} нарушается.

Чувствительность фоторезисторов определяется кратностью изменения их сопротивлений $R_{\text{Т}}$ и $R_{\text{СВ}}$:

$$K = \frac{R_T}{R_{CB}}, \tag{9.8}$$

где $R_{\text{Т}}$ – темновое сопротивление (сопротивление неосвещенного фоторезистора); $R_{\text{СВ}}$ – сопротивление освещенного фоторезистора (обычно принимается освещенность E = 200 лк).

Инерционность фоторезисторов характеризуется постоянной времени T, которая может принимать значения от десятков микросекунд до десятков миллисекунд. Основные характеристики фоторезисторных датчиков приведены в табл. 9.2.

Таблица 9.2

Основные характеристики фоторезисторных датчиков

Тип фоторезистора	**Размер фоточувствительной площадки, мм^2**	**Рабочее напряжение, В**	**Темновое сопротивление, МОм**	**Фототок, мкА**	$\frac{R_T}{R_{CB}}$	**Постоянная времени, мс**	**Спектральная чувствительность**	
							λ_{max}	$\lambda_{кр}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
ФСК-1	28,8	400	3,3	1500	100	80	0,64	0,9
ФСК-5	1,0	100	5,1	500	60	80	0,64	0,9
ФСД-0	28,8	300	2,0	1500	150	3,0	0,72	1,2
ФСА-1	30,0	15–60	0,05	–	1,2	0,04	2,1	2,7
ФСК-П1	12,0	100	100	80-2000	1500	0,04	0,64	0,9
ФСА-6	125	15–30	0,2	–	1,2	0,04	2,1	2,7
СФЗ-1	7,5	15	0,5	1500	3000	0,04	0,72	1,2

Примечания

1. Значение фототока (колонка «5») и отношение темнового сопротивления $R_{\text{Т}}$ к световому сопротивлению $R_{\text{СВ}}$ (колонка «6») указаны при освещенности 200 лк.
2. Значение λ_{max} (колонка «8») соответствует длине волны излучения, при которой спектральная чувствительность достигает максимума.
3. Значение $\lambda_{кр}$ (колонка «9») – длина волны излучения, соответствующая красной границе спектральной чувствительности.

Более подробно с фоторезисторными датчиками можно познакомиться по литературным источникам, приведенным в библиографическом списке (справочные данные см., например, в [32, 37]).

9.3.5. Терморезисторные датчики

Принцип действия терморезисторных датчиков (устаревшее название – «датчики термосопротивления») основан на свойстве проводников и полупроводников изменять свое электрическое сопротивление при изменении их температуры. В качестве терморезисторов может использоваться металлический или полупроводниковый резистор.

Датчики температуры с терморезисторами иногда называют термометрами сопротивления.

Наибольшее распространение получили металлические терморезисторы, что объясняется стабильностью их статических характеристик преобразования и возможностью строить на их основе измерители температур со сравнительно малыми погрешностями.

Для изготовления полупроводниковых терморезисторов (термисторов) применяются смеси окислов металлов (Mn_2O_3, Cu_2O_3, Fe_2O_3, NiO и др.), которые прессуются и спекаются при высокой температуре. Термисторы обладают высокой чувствительностью, но широкого распространения не получили из-за нестабильности их статических характеристик преобразования.

Зависимость сопротивления проводника от его температуры выражается формулой

$$R = R_0 \cdot e^{\alpha(\theta-\theta_0)} \tag{9.9}$$

где R – сопротивление проводника при температуре θ;

R_0 – сопротивление проводника при температуре θ_0;

α – температурный коэффициент сопротивления.

График зависимости $R = f(\theta)$ приведен на рис. 9.8.

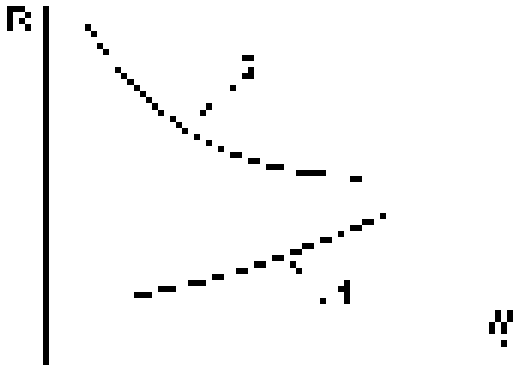


Рис. 9.8. Статические характеристики преобразования терморезисторных датчиков:
1 – металлические терморезисторы; 2 – полупроводниковые терморезисторы

Металлические терморезисторы нормируются государственным стандартом ГОСТ 6651-84 [51]. Отметим, что ГОСТ 6651-84 вводит термин «термопреобразователи сопротивления» (далее – ТС).

В соответствии со стандартом для изготовления металлических ТС могут использоваться медные (ТСМ), платиновые (ТСП) и никелевые (ТСН) терморезисторы. Использование других металлов не рекомендуется. Основные характеристики ТС, нормируемые стандартом [51], приведены в табл. 9.3.

Таблица 9.3

Основные характеристики термопреобразователей сопротивления

Тип	**Диапазон измеряемых температур, °С**	**Условные обозначения номинальных статических характеристик преобразования (НСХП)**	**Класс допуска**
ТСМ	–200÷+200	10М; 50М; 100М	В; С
ТСП	–260÷+1100	1П; 10П; 50П; 100П; 500П	А; В; С
ТСН	–70÷+180	–	С

Примечания
1. Цифры в условных обозначениях НСХП обозначают значение сопротивления ТС при 0 ^{0}С (R_0).
2. Буквы в условных обозначениях НСХП обозначают: «М» – медные ТС; «П» – платиновые ТС; «Н» – никелевые ТС.

Значения классов допуска (А; В; С) приведены в табл. 9.4.

Таблица 9.4

Допускаемое отклонение от номинального значения сопротивления R_0 при 0°С для нормируемых классов допуска (± %)

Тип	Класс допуска		
	A	B	C
ТСП	0,05	0,1	0,2
ТСМ	–	0,1	0,2
ТСН	–	–	0,24

Рассмотрим более детально зависимость $R = f(\theta)$ для металлических ТС (см. выражение (9.9)).

Разлагая правую часть (9.9) в степенной ряд и ограничиваясь первыми двумя членами ряда, получаем

$$R = R_0 \cdot [1 + \alpha(\theta - \theta_0]], \qquad (9.10)$$

где $\alpha \approx 4 \cdot 10^{-3}$ $(°C)^{-1}$ – для ТСП и ТСМ.

Выражение (9.10) правомерно для медных ТС при температуре от 0 до +200 °С и в первом приближении для платиновых ТС при тех же температурах.

Для отрицательных температур и для температур больших +200 °С разложение выражения (9.9) в степенной ряд должно содержать уже три члена.

$$R = R_0 \cdot [1 + \alpha(\theta - \theta_0) + \beta(\theta - \theta_0^2]], \qquad (9.11)$$

где $\beta \approx -5,8 \cdot 10^{-7} (^0C)^{-2}$ – для ТСП;

$\beta \approx -5,0 \cdot 10^{-7} (^0C)^{-2}$ – для ТСМ.

Таким образом, в небольшом температурном диапазоне зависимость $R = f(\theta)$ близка к линейной. Для больших температурных диапазонов (особенно при отрицательных температурах) эта зависимость становится нелинейной. Большей линейностью отличаются характеристики медных ТС и меньшей – платиновых ТС.

Температура терморезистора, а следовательно, и величина его сопротивления при установившемся тепловом равновесии определяются многими факторами: температурой окружающей среды; электрическим током через датчик;

геометрическими размерами датчика, его конфигурацией, наличием (или отсутствием) защитной арматуры; физическими свойствами окружающей среды; скоростью перемещения газовой или жидкой среды, в которую погружен датчик и т. д.

Зависимость сопротивления датчика от перечисленных выше факторов позволяет использовать терморезисторы для измерения различных неэлектрических величин (температуры, скорости перемещения жидкости или газа и т.д.).

К недостаткам рассматриваемых датчиков следует отнести сравнительно большую инерционность, нелинейность зависимости $R = f(\theta)$, большой разброс параметров у термисторов и т. д.

Более подробно с терморезисторными датчиками можно познакомиться по литературе, приведенной в библиографическом списке (справочные данные, например, см. в [3, 32, 37, 38]).

9.3.6. Индуктивные датчики

Принцип действия индуктивных датчиков основан на изменении их индуктивности под воздействием входной величины (перемещения, усилия).

Различают датчики короткоходовые и длинноходовые, нормального исполнения и дифференциальные, а также магнитоупругие датчики, в основу которых положено свойство ферромагнитных материалов изменять магнитную проницаемость при упругих деформациях.

Короткоходовые датчики. Схемы, поясняющие их работу, приведены на рис. 9.9.

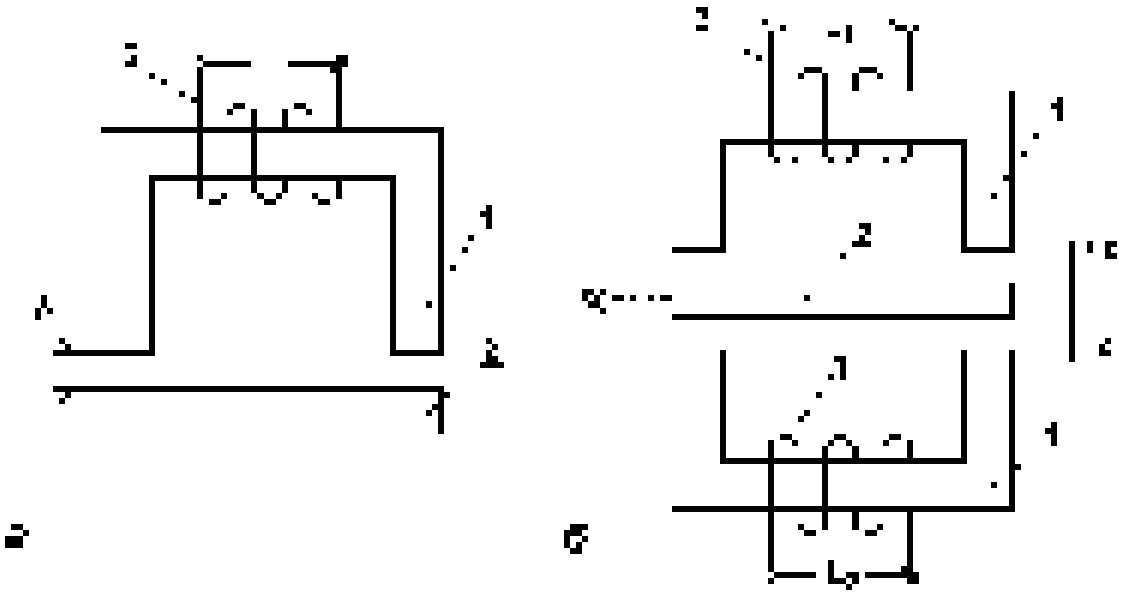


Рис. 9.9. Схемы короткоходовых датчиков нормального (*а)* и дифференциального исполнения (*б)*: 1 – магнитопроводы из магнитомягкого материала; 2 – сердечники из магнитомягкого материала; 3 – обмотки датчиков; L, L_1, L_2 – индуктивности датчиков;δ – воздушный зазор; x_0 – начальное положение сердечника

Индуктивность датчика L с воздушным зазором δ (рис. 9.9, *а*) определяется следующим выражением:

$$L = \frac{w^2 \cdot \mu_0 \cdot S}{2\delta + l/\mu}, \qquad (9.12)$$

где w – число витков;

μ_0 – магнитная постоянная (в системе СИ $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7}$ Гн/м);

S – площадь поперечного сечения магнитопровода;

l – длина магнитопровода;

δ – воздушный зазор;

μ – относительная магнитная проницаемость.

Из соотношения (9.12) следует, что индуктивность датчика зависит от воздушного зазора (обратно пропорциональна значению зазора), а также от значения величин w, S, l и μ. Конструкция датчиков, приведенных на рис. 9.9, *а* и на рис. 9.9, *б*, позволяет реализовать только зависимость $L = f(\delta)$ или $L = f(x)$. При другой конструкции может быть использована зависимость индуктивности датчика от геометрических размеров магнитопровода, магнитной проницаемости материала магнитопровода или числа витков катушки.

Графики статических характеристик преобразования рассматриваемых индуктивных датчиков приведены на рис. 9.10.

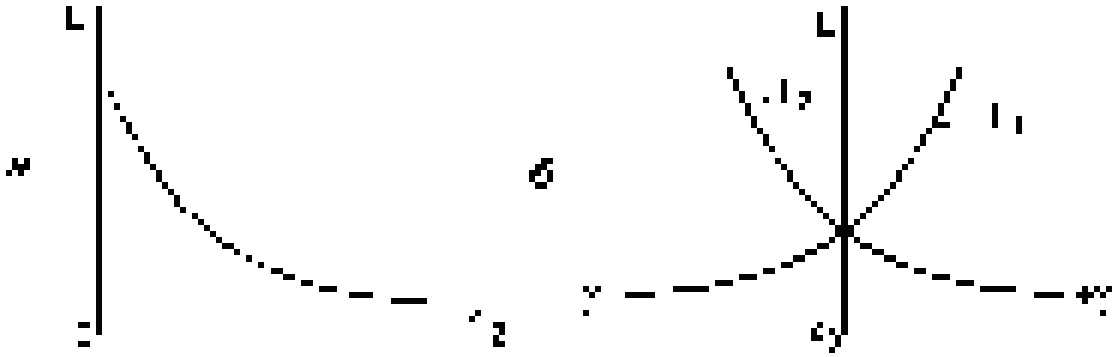


Рис. 9.10. Графики зависимостей $L = f(\delta)$, $L_1 = f_1(x)$ и $L_2 = f_2(x)$ для короткоходовых индуктивных датчиков: *а* – одинарные датчики; *б* – дифференциальные датчики

Короткоходовые индуктивные датчики применяются для измерения малых перемещений (от 0,01 до 5 мм) и других неэлектрических величин, которые могут быть преобразованы в перемещение (усилие, давление, вращающий момент и т. п.).

К недостаткам индуктивных датчиков следует отнести нелинейность статических характеристик преобразования, зависимость индуктивного сопротивления датчика от частоты источника питания и от температуры окружающей среды, большое обратное воздействие датчика на объект исследования.

Достоинства индуктивных датчиков: простота, надежность, отсутствие подвижных контактов, относительно большая величина отдаваемой электрической мощности, возможность работы на переменном токе промышленной частоты.

Длинноходовые датчики. Схемы, поясняющие их работу, приведены на рис. 9.11, где рассмотрены датчики нормального исполнения (рис. 9.11, *а*) и датчики дифференциальные (рис. 9.11, *б*).

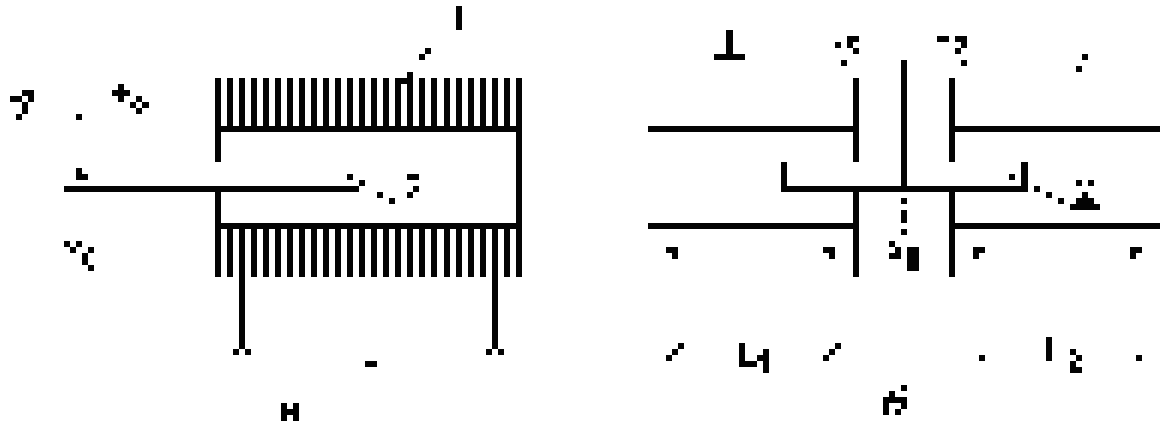


Рис. 9.11. Схемы длинноходовых датчиков нормального (*а)* и дифференциального (*б)* исполнения: 1 – катушки (с числом витков *w*); 2 – сердечник (плунжер)

Сердечники рассматриваемых датчиков часто называют плунжерами. Отсюда и название этих датчиков, встречающееся в литературе, – «плунжерные датчики». Сердечники (плунжеры) могут быть ферромагнитные (из магнитомягкого материала) и диамагнитные (например, из меди).

Известно, что введение ферромагнитного сердечника увеличивает индуктивность катушки, а введение диамагнитного – уменьшает. Это обстоятельство приводит к существенному различию характеристик длинноходовых датчиков с ферромагнитными и диамагнитными сердечниками.

Индуктивность катушки с сердечником (чем по существу являются длинноходовые датчики) определяется выражением

$$L = \mu_0 \cdot \mu \cdot w^2 \cdot S / l \,, \qquad (9.13)$$

где μ_0 – магнитная постоянная (в системе СИ $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7}$ Гн/м);

μ – относительная магнитная проницаемость материала сердечника (для ферромагнитных материалов $\mu >> 1$; для диамагнитных материалов $\mu < 1$);

w – число витков;

S, l – площадь и длина катушки.

Из (9.13) следует, что индуктивность длинноходовых датчиков прямо пропорциональна магнитной проницаемости материала сердечников (плунжеров), площади их поперечного сечения, квадрату числа витков и обратно пропорциональна длине катушки датчика.

Графики статических характеристик преобразования рассматриваемых датчиков приведены на рис. 9.12.

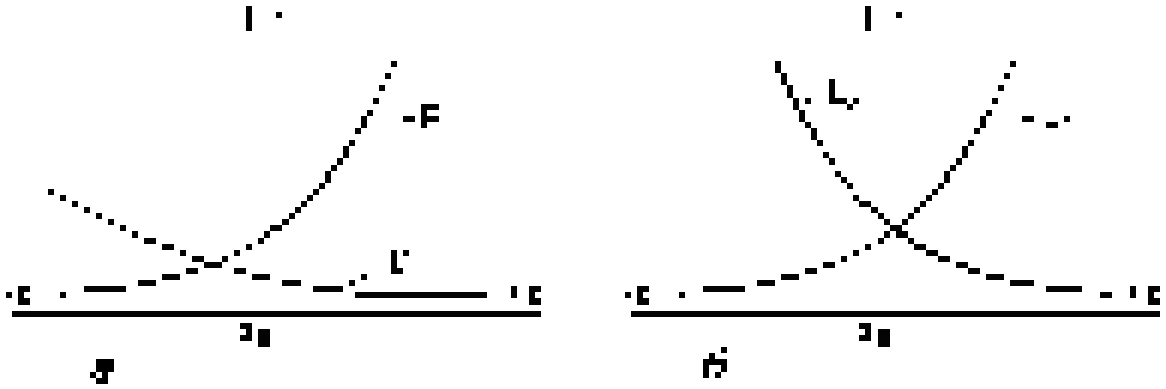


Рис. 9.12. Графики зависимостей $L = f(x)$ для длинноходовых датчиков: *а* – нормальные датчики; *б* – дифференциальные датчики; *F* – ферромагнитные сердечники; *D* – диамагнитные сердечники; L_1, L_2 – индуктивности дифференциальных датчиковпри использовании ферромагнитных сердечников

Применяются длинноходовые индуктивные датчики для измерения больших перемещений. Для датчиков с ферромагнитными сердечниками (плунжерами) перемещения могут составлять до 10-15 см, а для датчиков с диамагнитными сердечниками (плунжерами) – до 20-30 см и даже более.

Датчики с ферромагнитными сердечниками имеют нелинейные статические характеристики преобразования и высокую чувствительность. Чувствительность датчиков с диамагнитными сердечниками много ниже, но зато и их статические характеристики преобразования ближе к линейным.

Остальные достоинства и недостатки длинноходовых датчиков совпадают с достоинствами и недостатками короткоходовых датчиков (см. выше).

Магнитоупругие датчики – это датчики, индуктивность которых изменяется при упругих деформациях ферромагнитных сердечников. Схема, поясняющая работу таких датчиков, приведена на рис. 9.13, *а*.

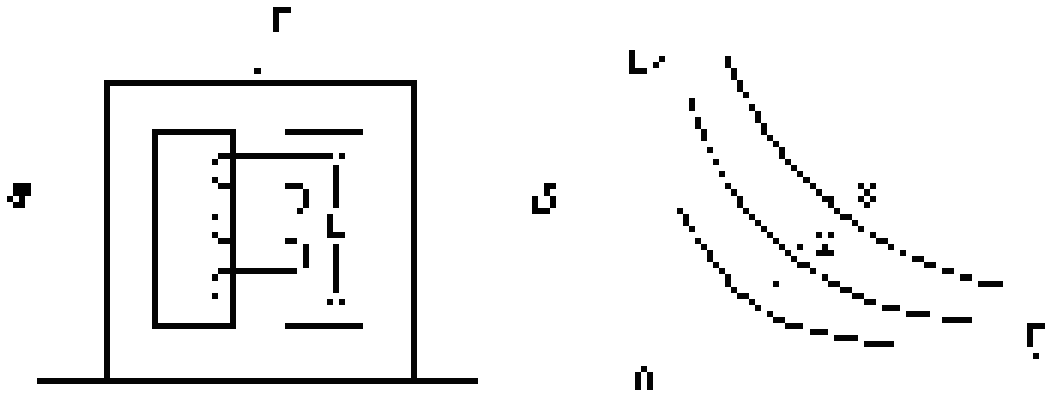


Рис. 9.13. Схема (*а)* и статические характеристики преобразования (*б)* магнитоупругих датчиков: *F* – усилие; *L* – индуктивность (1 – для м = м$_1$, 2 – для м = м$_2$, 3 – для м = м$_3$)

На рис. 9.13, *б* приведены статические характеристики преобразования магнитоупругих датчиков. Характеристики приведены для датчиков из различных ферромагнитных магнитомягких материалов, отличающихся друг от друга магнитной проницаемостью ($\mu_1<\mu_2<\mu_3$).

Магнитоупругие датчики представляют собой катушки индуктивности с замкнутыми магнитопроводами, деформирующимися под влиянием входных величин (усилия или перемещения).

В исходном состоянии (при $F = 0$ или $F = F_{min}$) индуктивность такого датчика максимальна. При $F \neq 0$ или $F>F_{min}$ магнитопровод датчика деформируется, его магнитная проницаемость снижается и, как результат, уменьшается индуктивность. Значение индуктивности датчика L (при F = const) определяется соотношением

$$L = \frac{w^2 \cdot S}{l} \cdot \mu_0 \cdot \mu , \qquad (9.14)$$

где w – число витков;

S, l – площадь поперечного сечения и длина магнитопровода;

μ_0 – магнитная постоянная (в системе СИ $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7}$ Гн/м);

μ – относительная магнитная проницаемость материала сердечника.

Магнитоупругие свойства материала датчика характеризуются относительной магнитоупругой чувствительностью K:

$$K = \frac{\Delta\mu / \mu}{\Delta l / l} , \qquad (9.15)$$

где $\Delta\mu$; Δl – изменения магнитной проницаемости и длины магнитопровода датчика.

Материалом для сердечников может быть пермаллой, никель, электротехническая сталь, феррит и др. Относительная магнитоупругая чувствительность для некоторых материалов приведена в табл. 9.5.

Таблица 9.5

Магнитоупругие свойства материалов

Материал	**Состав**	**Относительная магнитоупругая чувствительность**
Пермаллой	68 % Ni 32 % Fe	250
	78,5 % Ni 21,5 % Fe	200
Никель	100 % Ni	100

Как правило, магнитоупругие датчики питаются от сети с частотой 50 Гц, но известны датчики с питанием от сети с повышенной частотой (от сотен герц до 20 кГц).

Магнитоупругие датчики применяются для измерения больших усилий (нажатия прокатных валков, массы автомобилей и железнодорожных вагонов и т. д.), а также для измерения деформаций в деталях конструкций (с помощью наклеиваемых датчиков).

К достоинствам магнитоупругих датчиков относятся их высокая надежность, сравнительная простота конструкции и большая мощность выходных сигналов.

Недостатком магнитоупругих датчиков является их малая точность, что объясняется наличием гистерезиса, изменением со временем характеристик, влиянием температуры окружающей среды и т. п.

Более подробно с индуктивными датчиками (короткоходовыми, длинноходовыми и магнитоупругими) можно познакомиться по литературе, приведенной в библиографическом списке в конце учебного пособия. Справочные данные по индуктивным датчикам см., например, в [3, 32, 37, 38].

9.3.7. Емкостные датчики

Действие емкостных датчиков основано на преобразовании входной (измеряемой) величины в электрическую емкость.

Для плоского конденсатора, образующего датчик с двумя электродами, можно записать:

$$C = \varepsilon_0 \cdot \varepsilon \cdot \frac{S}{\delta}, \tag{9.16}$$

где C – емкость конденсатора;

ε_0 – электрическая постоянная (в системе СИ ε_0 = 8,85 пФ/м);

ε – относительная диэлектрическая проницаемость диэлектрика конденсатора;

S – площадь электродов (обкладок) конденсатора;

δ – расстояние между обкладками.

На рис. 9.14 приведены примеры основных типов емкостных датчиков.

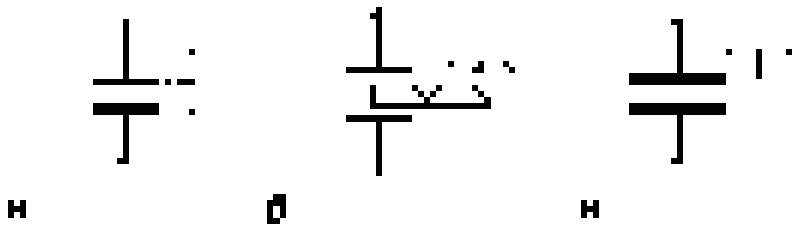


Рис. 9.14. Примеры основных типов емкостных датчиков

Изменение емкости возможно получить, изменяя:

1) расстояние между электродами (обкладками) конденсатора (рис. 9.14, *а*); в этом случае реализуется зависимость $C = f(\delta)$, где C – емкость конденсатора, δ – расстояние между электродами (обкладками) конденсатора;

2) диэлектрическую проницаемость диэлектрика или части его (рис. 9.14, *б*); в этом случае реализуется зависимость $C = f(\varepsilon)$, где ε – относительная диэлектрическая проницаемость диэлектрика, расположенного между электродами (обкладками) конденсатора;

3) площадь электродов (обкладок), образующих емкостной датчик (рис. 9.14, *в*); в этом случае реализуется зависимость $C = f(S)$, где S – площадь электродов (обкладок) конденсатора.

Графики статических характеристик преобразования емкостных датчиков приведены на рис. 9.15.

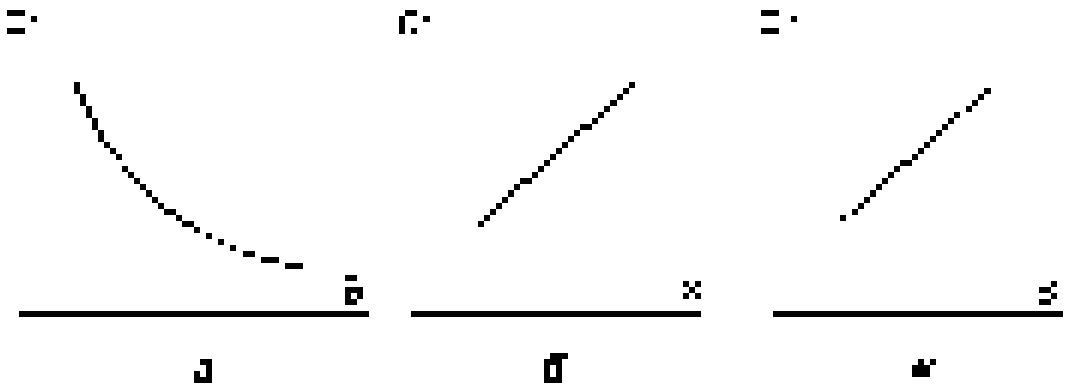


Рис. 9.15. Графики статических характеристик преобразования емкостных датчиков типов *а, б* и *в*

На практике наибольшее распространение получили емкостные датчики, построенные на принципе изменения расстояния между электродами, хотя такие датчики и имеют нелинейную статическую характеристику преобразования. Диэлектриком в этом случае может быть воздух, либо диэлектрическая жидкость, либо эластичный твердый диэлектрик (например, специальная резина).

Случай (*б*) представляет собой частный вариант случая (*а*) для измерения, например, диэлектрической проницаемости изоляционной ленты (или ее толщины), когда последняя проходит между обкладками конденсатора. Роль диэлектрика может выполнять жидкость при измерении, например, ее уровня.

Случай (*в*) представляет лишь одну из возможных конструкций датчиков, работающих на принципе изменения площади. Эта разновидность емкостных датчиков включает устройства такого типа, как поршень, движущийся в трубе, пластины с угловым перемещением относительно друг друга («переменные конденсаторы») и т. д.

Основными достоинствами емкостных датчиков являются: большая чувствительность, сравнительно малые размеры и вес и небольшое обратное действие на объект исследования (в отличие, например, от индуктивных датчиков, имеющих значительное обратное воздействие на объект исследования).

К числу недостатков емкостных датчиков следует отнести сильное влияние на результаты измерений паразитных емкостей и посторонних электрических полей, что требует очень тщательной экранировки этих датчиков; необходимость применения источников питания высокой частоты (от нескольких килогерц до десятков мегагерц). При низких частотах реактивное сопротивление датчика $x_c = 1/\omega C$ весьма велико, так как собственная емкость датчика мала и составляет десятки (в лучшем случае – сотни) пикофарад, а также имеются существенные погрешности от воздействия температуры окружающей среды (температура влияет на геометрические размеры датчика и на диэлектрическую проницаемость жидких и твердых диэлектриков).

Наибольшее применение емкостные датчики получили при измерении малых перемещений, параметров вибраций, размеров изделий (например, толщины ленты из диэлектрика), углов наклона, уровней жидкостей, влажности и т. п.

Более подробно с емкостными датчиками можно познакомиться по литературным источникам, приведенным в библиографическом списке в конце учебного пособия. Справочные данные по этим датчикам см., например, в [37].

9.4. Генераторные датчики

9.4.1. Термоэлектрические датчики

Термоэлектрические датчики состоят из двух разнородных проводников А и В, соединенных между собой в двух точках, как схематически показано на рис. 9.16, *а*.

На практике термоэлектрические датчики принято называть термопарами (ТП).

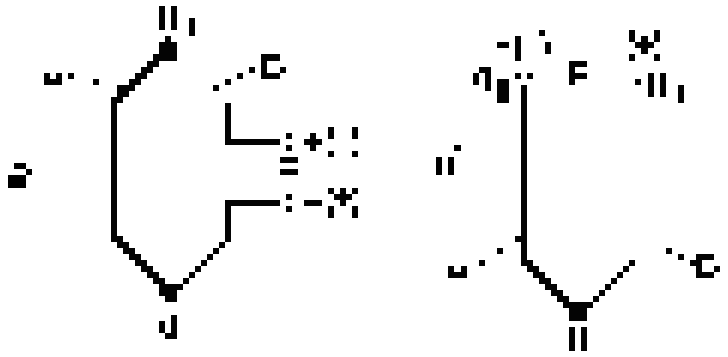


Рис. 9.16. Принципиальные схемы термоэлектрических датчиков (термопар):
A; B – проводники из разнородных материалов; θ; θ_0 – температуры спаев; E – термоЭДС

Рассмотрим схему ТП, приведенную на рис. 9.16, *а,* на которой представлена термопара из двух разнородных проводников А и В с двумя спаями. Один из спаев (рабочий, или «горячий») помещается (в соответствующей арматуре) в место измерения температуры, а другой (свободный, или «холодный») находится во внешней цепи. В нашем случае «горячий» спай ТП имеет температуру θ, а «холодный» спай ТП – θ_0.

ТермоЭДС, генерируемая термопарой, может быть записана в виде

$$E \cong K(\theta - \theta_0) \tag{9.17}$$

где E – термоЭДС;

K – коэффициент, зависящий от материала электродов А и В.

Соотношение (9.17) соответствует линейной статической характеристике преобразования и правомерно лишь в первом приближении. Реальные характеристики ТП нелинейны и задаются, как правило, в виде таблицы. Другим приближением (9.17) является рассмотрение термоЭДС для «холостого хода». Т. е. подразумевается, что к точкам схемы (±) на рис. 9.16, *а* нет подключения какого-либо прибора. В действительности же такое подключение всегда есть, и в этом случае необходимо учитывать влияние на результирующую термоЭДС соединительных проводов. Для сведения этого влияния к минимуму используются специальные удлинительные провода, получившие название *компенсационных*. Кроме того, применяются схемные решения для компенсации температуры холодных спаев. Таким образом, при использовании ТП необходимо про-

вести подбор удлинительных проводов, выполнить компенсацию температуры холодных спаев и линеаризацию статических характеристик преобразования.

Описанный термоэлектрический эффект открыт в 1823 г. немецким физиком Зеебеком. Отсюда в литературе (особенно иностранной) прямой термоэлектрический эффект часто называют эффектом Зеебека.

В 1834 г. французский физик Пельтье открыл обратный термоэлектрический эффект, называемый также эффектом Пельтье. Суть эффекта Пельтье заключается в следующем. При протекании электрического тока через спай разнородных проводников спай нагревается при одном направлении тока и охлаждается при другом направлении тока. Нагрев или охлаждение спая прямо пропорциональны току и невелики, но все же понижения температуры спая, например, достаточно для построения микрохолодильников, которые могут использоваться при охлаждении транзисторов, интегральных микросхем и т.п. устройств. В измерительных целях обратный термоэлектрический эффект практически не используется, но учитывать его необходимо (он приводит к дополнительным погрешностям). Для сведения погрешностей от этого эффекта к минимуму надо уменьшить измерительный ток через термопару и ее спай. Это достигается использованием измерительных приборов с большим входным сопротивлением или приборов компенсационного типа.

В качестве электродов ТП могут использоваться чистые металлы, сплавы и полупроводники. Чувствительность ТП из чистых металлов составляет единицы микровольт на градус Цельсия, из сплавов – десятки микровольт на градус Цельсия, из полупроводников – сотни и даже тысячи микровольт на градус Цельсия.

Типы термоэлектрических преобразователей (ТП), условные обозначения номинальных статических характеристик (НСХ) преобразования ТП, материалы термоэлектродов и диапазоны измеряемых температур должны соответствовать требованиям ГОСТ Р 8.585 – 2001 [50] (табл. 9.6).

Стандарт [50] нормирует номинальные статические характеристики (НСХ) преобразования термопар при температуре холодного спая $\theta_0 = 0I$ °С,

пределы допускаемых отклонений термоЭДС ТП от номинального значения и аппроксимирующие полиномы НСХ преобразования. НСХ преобразования ТП приведены в виде таблиц (интервал температуры рабочего (горячего) спая 1 °С). Значения термоЭДС даны с точностью до 0,001 мВ. В качестве примера ниже приведены НСХ преобразования ТП для стандартных термопар (табл. 9.7).

В соответствии с ГОСТ Р 8.585–2002 [50] могут быть использованы (кроме приведенных в табл. 9.6) следующие термопары:

ТПП (*R*) – платинородий / платиновые с диапазоном измерения от 0 до 1600 ^{0}С;

ТХК$_Н$(*E*) – хромель / константановые с диапазоном измерения от –200 до 900 ^{0}С;

ТМК$_Н$(*T*) – медь / константановые с диапазоном измерения от –200 до 400 ^{0}С;

ТНН(*N*) – нихросил / нисиловые с диапазоном измерения от –250 до 1300 ^{0}С;

ТЖК$_Н$(*J*) – железо / константановые с диапазоном измерения от 0 до 900 ^{0}С.

Таблица 9.6

Характеристики термоэлектрических преобразователей (ТП) по ГОСТ Р 8.585 – 2002 [50]

Обозначение ТП		**Материал термоэлектродов**		**Диапазон измеряемых температур, °С**
		положительного	**отрицательного**	
русское	**международное**			
1	2	3	4	5
ТВР	А–1 А–2 А–3	Сплав вольфрам-рений ВР–5 (95 % W+5 % Re)	Сплав вольфрам-рений ВР–20 (80 % W + 20 % Re)	0...2500 0...1800 0...1800
ТПР	В	Сплав платинородий ПР–30 (70 % Pt+30 % Rh)	Сплав платинородий ПР–6 (94 % Pt+6 % Rh)	600 – 1800
ТПП	S	Сплав платинородий ПР–10 (90 % Pt+10 % Rh)	Платина (Pt)	0 – 1600
ТХА	К	Сплав хромель ТНХ 9,5 (90,5 %Ni+9,5 % Cr)	Сплав алюмель НМц АК2-2-1 (94,5 % Ni+5,5 % Al, Si, Mn, Co)	минус 250 – плюс 1300
ТХК	L	Сплав хромель ТНХ 9,5 (90,5 % Ni +9,5 % Cr)	Сплав копель МНМЦ 43-0,5 (56 % Cu+44 % Ni)	минус 200 – плюс 800
ТМК	М	Медь М1 (Cu)	Сплав копель МНМЦ 43-0,5 (56 % Cu + +44 % Ni)	минус 200 – плюс 100

Примечание. Химический состав материалов термоэлектродов ориентировочный.

Таблица 9.7

Номинальные статические характеристики преобразования стандартных ТП по ГОСТ Р 8.585-2002 [50]

(температура свободных концов 0 °С). ТермоЭДС всех ТП при 0 °С E_0 = 0,000 мВ

Термоэлектрические преобразователи			**ТермоЭДС, мВ, для температуры, °С**						
Наименование	**Обозначение**		**–200**	**+100**	**800**	**1300**	**1600**	**1800**	**2500**
	русское	**международное**							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вольфрам-рений / вольфрамрениевые	ТВР	A1	–	1,337	12,934	20,589	24,593	26,998	33,640
Платинородий / платинородиевые	ТПР	B	–	–	3,154	7,848	11,263	13,591	–
Платинородий / платиновые	ТПП	S	–	0,646	7,345	13,159	16,777	–	–
Хромель / алюмелевые	ТХА	K	–5,891	4,096	33,275	52,410	–	–	–
Хромель / копелевые	ТХК	L	–9,488	6,862	66,466	–	–	–	–
Медь / копелевые	ТМК	M	–6,154	4,722	–	–	–	–	–

Конструктивно термопары выполняются в виде трубчатого чехла, содержащего в себе термоэлектроды и клеммовую головку. Материалом для чехлов служат химически стойкие тугоплавкие металлы и металлические соединения. Наиболее часто используются стали 1Х18Н9Т (до 800I °С) и Х27 (до 1300I °С), фарфор, кварц, окись алюминия (до 1600I °С) и др.

Термоэлектрические преобразователи (ТП) выпускаются серийно на многих приборостроительных предприятиях. В частности, Челябинским АПО «Теплоприбор» разработаны и освоены ТП для измерения температур в различных средах [84].

Например, платина-платинародиевые и платинародий-платинородиевые термопары ТПП-0192, ТПР-0192, ТПР-0292 предназначены для измерения температуры в окислительных средах и нейтральных газовых средах. Тепловая инерция – не более 90 с, материал защитной арматуры – корунд.

Бескорпусные термопары ТПП-0392 и ТПР-0392, а также хромель-алюмелевые ТХА-0292 и хромель-копелевые ТХК-0292 предназначены для измерения температуры воздуха, инертных газов и газов без серосодержащих веществ. Тепловая инерция – не более 5 с.

Более подробно с термоэлектрическими датчиками можно познакомиться по литературе, приведенной в библиографическом списке в конце учебного пособия (см., например, [32, 37, 50]).

9.4.2. Пьезоэлектрические датчики

Пьезоэлектрические датчики (пьезодатчики) используют свойство некоторых естественных кристаллических веществ и искусственных текстур электролизоваться под действием механических напряжений (прямой пьезоэффект) и деформироваться в электрическом поле (обратный пьезоэффект). Пьезоэффект обладает «знакочувствительностью», т. е. заряды меняют знак при замене сжатия растяжением и меняется знак деформации при изменении направления электрического поля.

Пьезоэффектом обладают многие кристаллические вещества (кварц, турмалин, сегнетовая соль и др.), а также искусственно создаваемые и специально

поляризуемые пьезокерамики (титанат бария, титанат свинца, цирконат свинца и т. п.).

Описанные эффекты поясняют рис. 9.17, *а* и рис. 9.17, *б*.

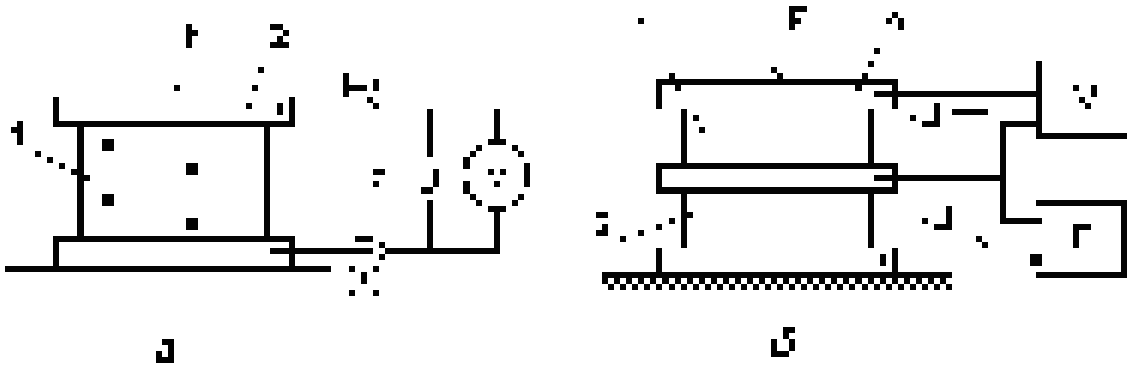


Рис. 9.17. Схемы пьезоэлектрических датчиков с одним (*а*) и двумя (*б*) пьезоэлементами: 1 – измерительные пьезоэлементы; 2 – контактные пластины; 3 – модуляционный пьезоэлемент; V – вольтметры; Г – генератор; F – сила; U – измеряемое напряжение; $U_Г$ – напряжение на выходе генератора; q – электрический заряд

Напряжение на входе вольтметра (см. рис. 9.17, *а*) запишется в виде

$$U = \frac{q}{C_0 + C_1 + C_2}, \tag{9.18}$$

где C_0 – емкость пьезодатчика;

C_1 – емкость соединительных проводов;

C_2 – входная емкость вольтметра.

Значение заряда q, возникающего на пьезоэлементе при его деформации силой F, определяется соотношением

$$q = \delta \cdot F \tag{9.19}$$

где δ – пьезомодуль.

Пьезомодуль δ зависит от материала пьезоэлемента. Например, для кварца $\delta \approx 10^{-12}$ Кл/Н; для пьезокерамики $\delta \approx 10^{-10}$ Кл/Н (табл. 9.8).

Возникающие при разовой деформации заряды стекают через входное сопротивление вольтметра и изоляцию проводников, что приводит лишь к кратковременным отклонениям вольтметра от нулевых показаний. Следовательно, пьезоэлектрические датчики по схеме рис. 9.17, *а* могут быть использованы для измерения только переменных величин (изменяющихся давлений, вибраций, ускорений и т.д.) и не пригодны для измерения статических величин.

Использование обратного пьезоэффекта позволяет строить модуляционные пьезодатчики, пригодные для измерения статических величин. Схема модуляционного пьезодатчика приведена на рис. 9.17, *б*.

Под воздействием переменного напряжения $U_Г$, подаваемого на модуляционный пьезоэлемент, последний начинает деформироваться («вибрировать») с частотой поданного напряжения. Возникшая вибрация передается на измерительный пьезоэлемент и приводит к его деформации. Причем значения деформации и, следовательно, напряжения U зависят и от «вибраций», и от значения силы F, воздействующей на систему из двух пьезоэлементов. В целом получается модуляционный пьезодатчик, пригодный для измерения статических величин.

Возможно включение одного пьезоэлемента – резонатора, в котором используются одновременно прямой и обратный пьезоэффекты. При включении такого пьезоэлемента в резонансный контур генератора частота генерируемых электрических колебаний будет определяться геометрическими размерами пьезоэлемента. При изменении геометрических размеров под воздействием, например, механических сил собственная резонансная частота пьезоэлемента изменится и соответственно изменится частота генерируемых колебаний. Этот принцип используется при измерении с помощью пьезодатчиков статических и динамических усилий, давлений и других величин, с предварительным преобразованием этих величин в частоту электрических сигналов.

Характеристики пьезодатчиков и значения коэффициентов, связывающих электрические и механические параметры, зависят от материала используемого пьезоэлемента, от его размеров и от типа среза. Для характеристики типа среза применяется условное буквенно-цифровое обозначение. От типа среза зависит характер воздействия на пьезоэлемент (продольное, поперечное, кручение, изгиб), на которое он реагирует в наибольшей степени. Характеристики некоторых материалов приведены в табл. 9.8. Пьезомодуль δ, приведенный в табл. 9.8, соответствует деформации пьезоэлемента по толщине (для турмалина – по объему) и срезу материала, обеспечивающему максимальное значение пьезомодуля

(при другом срезе и другом виде деформации рассматриваемый пьезомодуль имеет меньшее значение).

Таблица 9.8

Характеристики некоторых пьезоматериалов

Материал	ε	δ, 10^{-12} Кл/Н	$R_М$, 10^3 Ом·м	$F_Д$, 10^6 Н/м^2	Допускаемая температура, °С
Кварц	4,5	2,3	>1000	98	550
Турмалин	6,6	2,4	>100	–	–
Керамика А	1700	190	>100	80	70
Керамика В	1200	140	>100	80	70
TCL 1	1400	150	>30	–	70

Примечания: ε – относительная диэлектрическая проницаемость (при отсутствии деформации); $R_М$ – удельное объемное сопротивление; $F_Д$ – допустимое напряжение.
Более подробно с пьезоэлектрическими датчиками можно познакомиться по библиографическому списку, приведенному в конце учебного пособия (см., например, [1, 3, 32, 37]).

9.4.3. Индукционные датчики

Действие датчиков этой группы основано на использовании законов электромагнитной индукции.

По принципу действия индукционные датчики можно подразделить на две группы. В датчиках первой группы магнитное сопротивление на пути магнитного потока остается неизменным, а ЭДС наводится в катушке за счет ее перемещения (рис. 9.18, *а*) или за счет перемещения постоянного магнита (рис. 9.18, *б*). В датчиках второй группы как катушка, так и постоянный магнит неподвижны, а индуцированная ЭДС наводится за счет изменения полного магнитного сопротивления магнитной цепи (рис. 9.18, *в*).

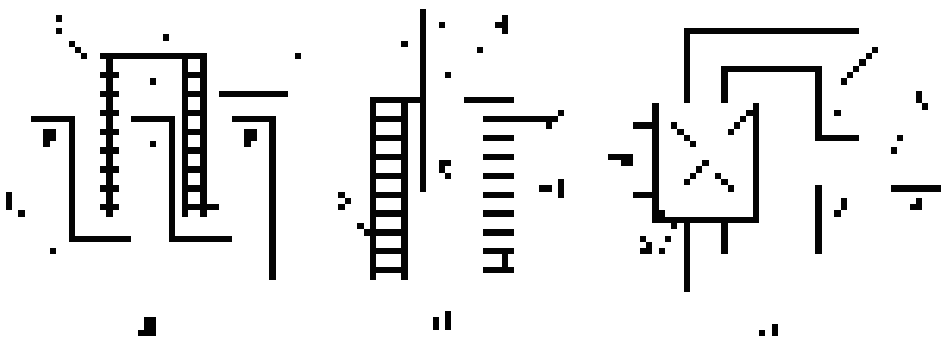


Рис. 9.18. Схемы индукционных датчиков: 1 – постоянный магнит;
2 – катушка с числом витков *w*; 3 – сердечник из магнитомягкого материала

Наводимая в катушке индукционного датчика ЭДС запишется в виде

$$e = -\frac{d\Psi}{dt} = -w\frac{d\Phi}{dt}, \tag{9.20}$$

где e – значение ЭДС;

Ψ – потокосцепление;

t – время;

w – число витков катушки датчика;

Ф – магнитный поток.

Для первой группы датчиков наводимая ЭДС пропорциональна скорости движения катушки (или постоянного магнита) и определяется по формуле

$$e_1 = -Blw \cdot v_1, \tag{9.21}$$

где B – магнитная индукция;

l – средняя длина одного витка катушки;

w – число витков;

v_1 – скорость движения катушки (или постоянного магнита).

Для датчиков второй группы изменение магнитного сопротивления магнитопровода осуществляется изменением воздушного зазора или с помощью подвижных ферромагнитных сердечников различной формы (как показано, например, на рис. 9.18, *в*).

При линейном изменении магнитного потока Ф в зависимости от значения воздушного зазора (или от положения подвижного сердечника) наводимая в катушке ЭДС определяется соотношением

$$e_2 = -k_2 \cdot v_2, \tag{9.22}$$

где k_2 – коэффициент пропорциональности;

v_2 – скорость изменения воздушного зазора или подвижного сердечника.

В общем случае значение ЭДС (см. выражение (9.20)) в зависимости от величины воздушного зазора (или положения подвижного сердечника) может быть нелинейным (или функциональным). Значение ЭДС в этом случае запишется в виде

$$e_3 = -k_3 \cdot f(x), \tag{9.23}$$

где k_3 – коэффициент пропорциональности;

x – величина воздушного зазора (или координата подвижного сердечника).

Непосредственно индукционные датчики могут применяться при измерении скорости линейного или углового перемещения, а также параметров, которые можно преобразовать в скорость (переменные усилия, переменные давления и т. п.). Совместно с интегрирующими и дифференцирующими элементами индукционные датчики можно использовать для измерения линейных или угловых перемещений и ускорений.

Индукционные датчики могут иметь частотный выход. В качестве частотного датчика индукционный датчик может иметь исполнение, например, в виде тахогенератора переменного тока. Частота напряжения, генерируемого таким генератором, определяется по формуле

$$f = \frac{p \cdot n}{60}, \tag{9.24}$$

где p – число пар полюсов тахогенератора;

n – число оборотов в минуту.

Таким образом, индукционный частотный датчик преобразует угловую скорость вала в частоту переменного тока.

Более подробно с индукционными датчиками можно познакомиться по библиографическому списку, приведенному в конце учебного пособия (см., например, [1, 3, 32, 38]).

9.4.4. Датчики Холла

Датчики этого типа используют эффект Холла, заключающийся в возникновении ЭДС на боковых гранях помещенной в магнитное поле проводящей пластинки, если по ней протекает ток (рис. 9.19).

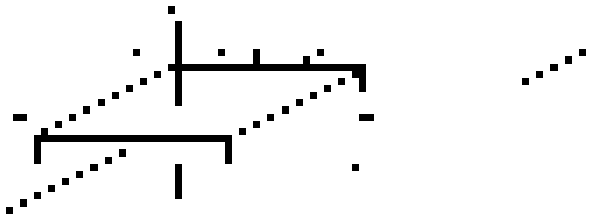


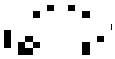
Рис. 9.19. Схема датчика Холла: I – значение тока; $\bar{B}$ – вектор магнитной индукции; E – ЭДС Холла; $\bar{n}$ – нормаль к плоскости датчика

Величина ЭДС Холла определяется выражением

$$E = \frac{1}{h} \cdot R_x \cdot I \cdot B \cdot \cos(\overline{B}\,\overline{n}), \qquad (9.25)$$

где h – толщина пластины;

R_x – постоянная Холла;

 – угол между вектором магнитной индукции и нормалью к плоскости датчика.

Особенно значителен эффект Холла для германия (Ge), кремния (Si) и для некоторых других материалов. Постоянные Холла для полупроводниковых материалов имеют значения $(10^{-2}–10^{-4})$ м^3/(А·с), в то время как для чистых металлов – $(10^{-9}–10^{-12})$ м^3/(А·с). Например, для меди $R_x = 6 \cdot 10^{-11}$ м^3/(А·с).

Чувствительные элементы датчиков Холла имеют вид тонких пластинок (h = 0,01÷0,02 мм), которые вырезают из монокристаллов и шлифовкой доводят до необходимой толщины. Хорошими метрологическими характеристиками отличаются пленочные преобразователи Холла из тонких поликристаллических пленок на стеклянных подложках.

ЭДС Холла, как видно из выражения (9.25), пропорциональна произведению двух входных величин – тока и магнитной индукции. Соответственно датчики Холла можно использовать для измерения тока (I) или магнитной индукции (B). При этом другая («неизмеряемая величина») должна быть известна. При постоянных во времени I и B ЭДС Холла также постоянна. Если же одна из входных величин (B или I) переменная, то ЭДС Холла будет также переменной величиной с той же частотой, что и входная величина.

Данные по некоторым стандартным датчикам Холла приведены в табл. 9.9.

Таблица 9.9

Характеристики датчиков Холла

Тип	Номинальный ток, мА	Чувствительность по магнитной индукции, В/Тл	Входное сопротивление, Ом	Диапазон рабочих температур, °С	Размеры, мм	Материал
Х–111	10	0,20–0,45	30–180	-40…+80	1,5×0,8×0,2	Германий
Х–211	100	0,06–0,15	0,5–5	-60…+90	1,5×0,8×0,2	Арсенид индия
ДХГ–2	13–15	0,45	220–320	-60…+70	6×3×0,15	Германий
ДХК–14	6–9	0,6	500–1000	-150…+200	6×3×0,2	Кремний

Достоинством приборов на основе эффекта Холла является возможность измерения как постоянных, так и переменных токов, как постоянных, так и переменных магнитных индукций. Датчики Холла имеют малые размеры, что обеспечивает им хорошее пространственное разрешение. Недостатком является сравнительно большая зависимость ЭДС Холла от температуры. Основная погрешность обычно составляет от долей до единиц процентов, диапазон измерений – от тысячных долей до единиц тесла.

Более подробно с датчиками Холла можно познакомиться по библиографическому списку, приведенному в конце учебного пособия (см., например, [32, 37]).

9.4.5. Трансформаторные датчики

Трансформаторные датчики представляют собой трансформаторы, у которых под влиянием входного сигнала изменяются взаимные индуктивности обмоток, что приводит к изменению вторичного выходного напряжения.

Различают два вида трансформаторных датчиков: с подвижным сердечником и с подвижной обмоткой.

Датчики первого вида, в свою очередь, подразделяются на датчики с замкнутой и разомкнутой магнитными системами. По аналогии с индуктивными датчиками рассматриваемые датчики могут быть нормальными и диффе-

ренциальными, короткоходовыми и длинноходовыми. Примеры трансформаторных датчиков различного исполнения приведены на рис. 9.20.

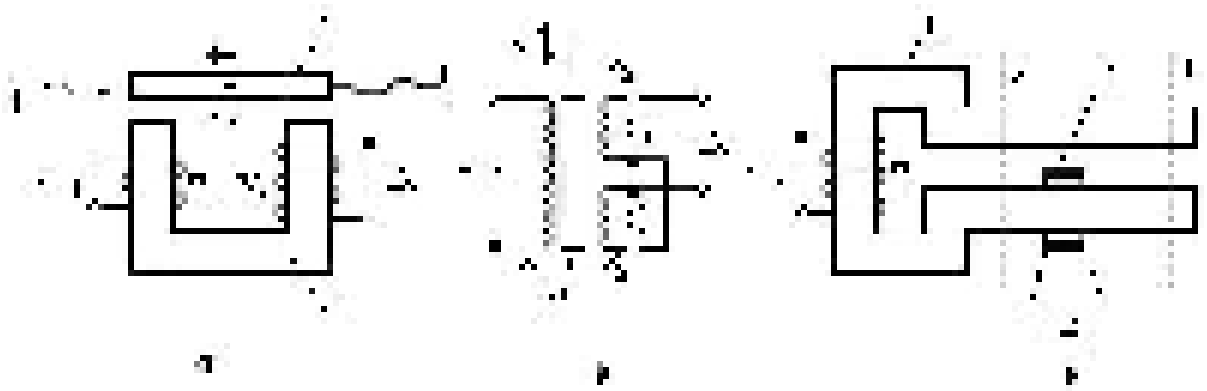


Рис. 9.20. Схемы трансформаторных датчиков: 1 – магнитопроводы из магнитомягкого материала; 2 – сердечники из магнитомягкого материала; 3 – подвижная катушка с числом витков w_2 (перемещается от положения 4 до положения 5)

На рис. 9.20, *а* изображен одинарный короткоходовый трансформаторный датчик нормального исполнения с замкнутым магнитопроводом. На первичную обмотку w_1 этого датчика подается от источника питания переменное напряжение U_1. Наводимая во вторичной обмотке ЭДС E_2 запишется в виде

$$E_2 = \omega \cdot \frac{w_2}{w_1} \cdot \frac{F}{Z_м} = f(x) \ , \qquad (9.26)$$

где ω – угловая частота;

w_1 – число витков первичной обмотки;

w_2 – число витков вторичной обмотки;

F – магнитодвижущая сила;

$Z_М$ – магнитное сопротивление;

x – координата сердечника.

Таким образом, выходная ЭДС E_2 рассматриваемого датчика зависит от положения его сердечника, т. е. датчик преобразует перемещение сердечника в ЭДС E_2 (чем ближе сердечник к магнитопроводу, тем E_2 больше; чем дальше сердечник от магнитопровода, тем E_2 меньше). График зависимости $E_2 = f(x)$ приведен на рис. 9.21, *а*.

На рис. 9.20, *б* изображен дифференциальный длинноходовый датчик с разомкнутым магнитопроводом.

На первичную обмотку w_1 этого датчика подается переменное напряжение U_1. Во вторичной обмотке w'_2 наводится ЭДС e'_2, а во вторичной обмотке w''_2 наводится ЭДС e''_2. Благодаря встречному включению вторичных обмоток выходная ЭДС E_2 запишется в виде

$$E_2 = e'_2 - e''_2 = f(x), \tag{9.27}$$

где x – координата сердечника датчика.

Очевидно, что при некотором среднем положении сердечника $e'_2 = e''_2$ и $E_2 = 0$. При перемещении сердечника «вверх» (в сторону «+x») ЭДС e'_2 становится больше ЭДС e''_2 и $E_2 \neq 0$. При перемещении сердечника «вниз» (в сторону «–x») ЭДС e''_2 становится больше ЭДС e'_2 и $E_2 \neq 0$. График зависимости $E_2 = f(x)$ приведен на рис. 9.21, *б*.

На рис. 9.20, *в* изображен трансформаторный датчик с подвижной катушкой, которая может перемещаться от положения 4 до положения 5 вдоль магнитопровода. Наводимая в подвижной катушке ЭДС E_2 зависит от взаимной индуктивности между обмоткой этой катушки (являющейся вторичной) и обмоткой первичной катушки, на которую подается питающее переменное напряжение U_1. Датчик (рис. 9.20, *в*) предназначен для измерения больших линейных перемещений и, кроме катушек, содержит магнитопровод с рабочей частью в виде двух параллельных полос. При перемещении обмотки 3 от положения 4 до положения 5 индуцированная в обмотке 3 ЭДС возрастает. Зависимость ЭДС E_2 от координаты подвижной катушки «x» близка к линейной, если магнитное сопротивление участка магнитопровода 4–5 мало по сравнению с магнитным сопротивлением воздушного зазора. График зависимости $E_2 = f(x)$ для рассматриваемого датчика приведен на рис. 9.21, *в*.

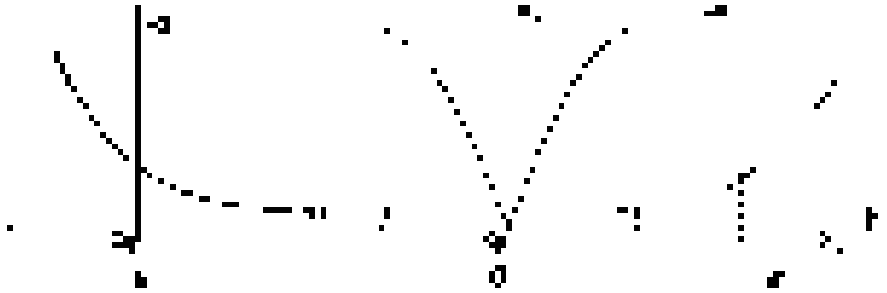


Рис. 9.21. Графики статических характеристик преобразования трансформаторных датчиков: *а* – для датчика нормального исполнения (рис. 9.20, *а*); *б* – для датчика дифференциального исполнения (рис. 9.20, *б*); *в* – для датчика с подвижной катушкой (рис. 9.20, *в*)

Трансформаторные датчики применяют для измерения линейных и угловых перемещений, а также для измерения физических величин, которые могут быть преобразованы в линейное или угловое перемещение (например, для измерения давления, расхода, силы и т. п.).

Трансформаторные датчики имеют много общего с датчиками индуктивными (область применения, достоинства, недостатки, конструкция и т. д.), но имеют и ряд преимуществ перед индуктивными датчиками. Их преимущества перед последними: отсутствие необходимости в использовании измерительных схем и отсутствие гальванической связи между цепями выхода и питания. К недостаткам трансформаторных датчиков следует отнести наличие температурных погрешностей, а также погрешностей от воздействия внешних электромагнитных полей и ферромагнитных тел. Существует даже ряд исполнений трансформаторных датчиков, реагирующих на приближение ферромагнитных тел и снабженных схемой с релейным выходом (реле близости).

Более детально с трансформаторными датчиками можно познакомиться по библиографическому списку, приведенному в конце учебного пособия (см., например, [1, 3, 32, 37]).

В настоящем учебном пособии рассмотрены наиболее распространенные типы датчиков, но далеко не все из известных датчиков и их разновидностей. Не рассмотрены в учебном пособии: ионизационные датчики, электромашинные, механотронные, струнные, электролитические, оптоэлектронные, магниторезистивные, электрохимические и некоторые другие. Часть из этих датчиков (например, ионизационные) рассматриваются в других учебных курсах, часть

из них (например, оптоэлектронные) являются разновидностью рассмотренных датчиков, часть носит узко специальный характер, а часть – сравнительно редко используется на практике. При необходимости со всеми перечисленными датчиками можно познакомиться по библиографическому списку, приведенному в конце учебного пособия (см., например, [3, 37, 38]).

9.5. Тенденции развития датчикостроения

Тенденции в развитии построения датчиков подчинены основным требованиям, которые предъявляются к современным средствам измерений: высокая точность и надежность, взаимозаменяемость отдельных узлов и элементов, самонастройка, устойчивость к внешним воздействиям, малые габариты и т. п.

Для реализации перечисленных требований постоянно совершенствуется технология изготовления датчиков и используются новые принципы их построения. Все шире в датчикостроении применяется интегральная микросхемная технология, все чаще датчики изготавливаются с использованием «*p*-*n*»-переходов, монокристаллов, тонких пленок. Применение, например, полупроводниковых материалов позволяет в ряде случаев значительно увеличить чувствительность и быстродействие датчиков, а также уменьшить их габариты и вес. Усовершенствование технологии и получение новых полупроводников на основе, например, кремния и арсенида галлия позволит в дальнейшем улучшить и другие характеристики датчиков (стабильность, повторяемость характеристик, устойчивость, взаимозаменяемость и т. п.).

Большие возможности имеет использование принципиально новых (по своим свойствам) материалов. К таким материалам, кроме уже упомянутых, можно отнести классические сверхпроводники и высокотемпературные сверхпроводники (ВТСП). Отметим, что классическая сверхпроводимость открыта голландским физиком Камерлинг-Оннесом в 1911 г. и проявляется при температурах, близких к температуре абсолютного нуля (например, при температуре жидкого гелия). В силу этого практическое использование данных материалов затруднено. Более перспективны ВТСП. Высокотемпературная сверхпроводимость, открытая в 1986 г., проявляется при температурах близких к температуре

жидкого азота. Например, материал $YBa_2Cu_3O_{7-x}$ переходит в сверхпроводящее состояние при температуре около 90 К (–183 ^{0}C). Графики зависимостей $R = f(T)$ для этого материала приведены на рис. 9.22.

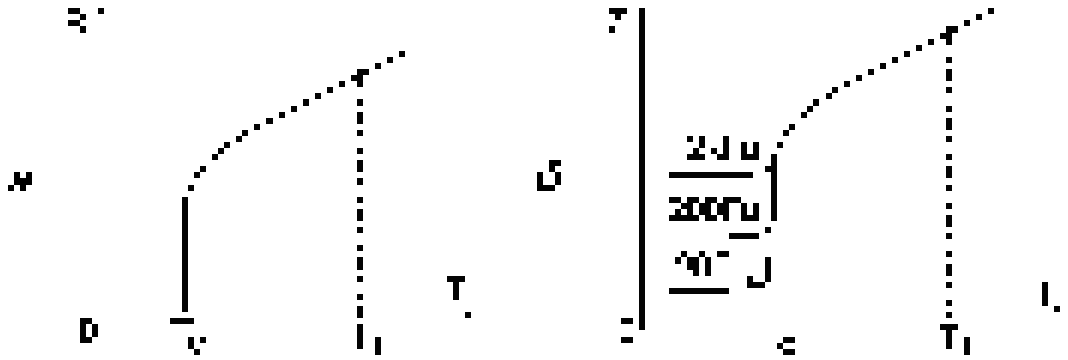


Рис. 9.22. Графики зависимостей $R = f(T)$ и $Z = f(T)$ для материала $YBa_2Cu_3O_{7-x}$: *а* – измерения на постоянном токе; *б* – измерения на переменном токе

На рис. 9.22 приняты следующие обозначения: R – электрическое сопротивление; T – абсолютная температура в кельвинах (К); T_0 – исходная (комнатная) температура (T_0 = 373 К); T_C – критическая температура, при которой исследуемый материал переходит в сверхпроводящее состояние.

Отметим, что характер рассматриваемых зависимостей существенно изменяется при переходе от постоянного тока (рис. 9.22, *а*) к переменному (рис. 9.22, *б*). Если на постоянном токе при температуре T_C рассматриваемый материал переходит в сверхпроводящее состояние, то на переменном токе этого не происходит. На переменном токе следует рассматривать полное сопротивление $Z = R+jX$, где R – активная составляющая, а X – реактивная составляющая полного сопротивления. На переменном токе тоже есть «сверхпроводящий переход» при температуре материала T_C, но сверхпроводимость не наступает. За счет реактивной составляющей при T_C (и более низких температур) всегда имеется «остаточное сопротивление». Причем значение остаточного сопротивления растет с ростом частоты переменного тока, протекающего по исследуемому материалу (см. рис. 9.22, *б*). Описанные ВТСП благодаря их уникальным свойствам вполне могут послужить основой для построения датчиков нового поколения с новыми, присущими только им, характеристиками.

10. ДИНАМИКА ТЕРМОЧУВСТВИТЕЛЬНЫХ ДАТЧИКОВ

10.1. Исходные данные

В данной главе учебного пособия рассмотрена динамика термочувствительных датчиков при измерении с их помощью температуры окружающей среды. Представлено два случая: при изменении измеряемой температуры скачком и при ее изменении по линейному закону. Схема размещения датчика и принятые обозначения приведены на рис. 10.1.

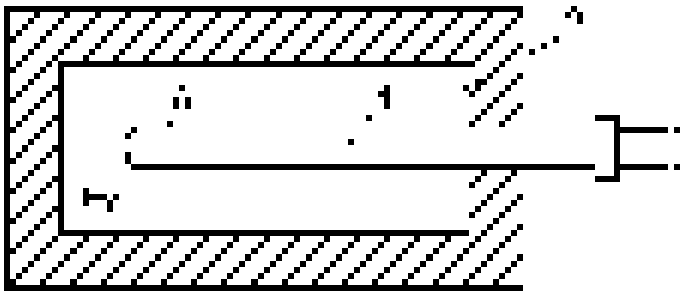


Рис. 10.1. Схема размещения датчика: 1 – датчик; 2 – среда (жидкость, газ), температура которой измеряется; θ – температура датчика; θ_C – температура среды

Датчики температуры (например, терморезисторы или термопары) обычно имеют защитные чехлы, предохраняющие их от различных механических и химических воздействий. Наличие защитных чехлов значительно повышает инерционность датчиков, что приводит к росту «отставания» его температуры от температуры окружающей среды. Это обстоятельство еще раз подчеркивает большое значение анализа динамических свойств датчиков температуры.

Для облегчения анализа примем ряд допущений. Будем полагать, что присутствие датчика не изменяет температуру окружающей среды и что рассматривается некоторая усредненная тепловая инерция датчика без разделения ее на тепловую инерцию чувствительного элемента, защитного чехла (одного или нескольких) и наполнителя, находящегося между защитным чехлом и чувствительным элементом, т. е. будем полагать, что рассматривается некоторый идеальный датчик, для которого правомерны допущения:

1) датчик монолитный и однородный;
2) термочувствительный элемент занимает весь объем датчика.

Конструкция стандартных датчиков с защитной арматурой не соответствует принятым допущениям (нет монолитности, однородности, и термочувствительный элемент занимает часть объема датчика).

Принятым допущениям соответствуют датчики, схемы которых приведены на рис. 10.2.

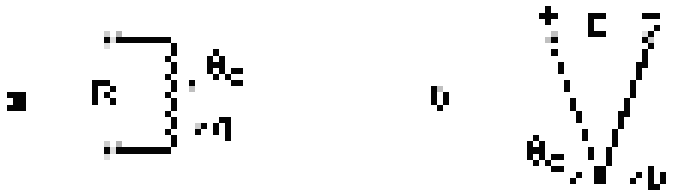


Рис. 10.2 Схемы идеальных термочувствительных датчиков:
а – терморезистор; *б* – термопара; θ – температура датчика; θ_C – температура среды

Для вывода дифференциального уравнения, описывающего изменение температуры датчика, предполагаем, что датчик с температурой θ помещается в среду с температурой θ_C. При этом на нагрев датчика будет расходоваться тепло dQ_1, связанное с параметрами датчика и его температурой соотношением

$$dQ = m \cdot c \cdot d\theta, \tag{10.1}$$

где m – масса датчика;

c – удельная теплоемкость материала датчика.

Тепло dQ_2, передаваемое датчиком среде, определяется соотношением

$$dQ_2 = S \cdot \beta \cdot (\theta_c - \theta) dt \tag{10.2}$$

где S – площадь поверхности датчика;

β – коэффициент теплопередачи;

t – время.

Условие теплового равновесия $dQ_1 = dQ_2$ запишется в виде

$$m \cdot c \cdot d\theta = S \cdot \beta \cdot (\theta_c - \theta) dt \tag{10.3}$$

Выражение (10.3) может быть приведено к виду

$$T \cdot \dot{\theta} + \theta = \theta_c, \tag{10.4}$$

где $T = \dfrac{m \cdot c}{S \cdot \beta}$ – постоянная времени;

$\dot{\theta} = \dfrac{d\theta}{dt}$ – первая производная от θ по времени.

Отметим, что T имеет размерность времени, а соотношение (10.4) является дифференциальным уравнением, описывающим поведение датчика температуры в динамическом режиме.

Выражение (10.4) правомерно для «идеальных» датчиков (см. рис. 10.2) и для принятых допущений. При наличии, например, защитного чехла появляется время чистого запаздывания, а при использовании многослойной изоляции кроме чистого запаздывания усложняется и зависимость $\theta = f(t)$ (в дальнейшем $\theta(t)$); соответствующее дифференциальное уравнение имеет более сложный вид, чем соотношение (10.4). Более детально данный вопрос освещен в литературе [3, 27, 32].

10.2. Скачкообразное изменение температуры

Начальные условия

При скачкообразном изменении температуры среды, окружающей датчик (от 0 до θ_0, рис. 10.3), исследуемое дифференциальное уравнение (10.4) принимает вид

$$T \cdot \dot{\theta}(t) + \theta(t) = \theta_0 \qquad (10.5)$$

где θ_0 – постоянная величина.

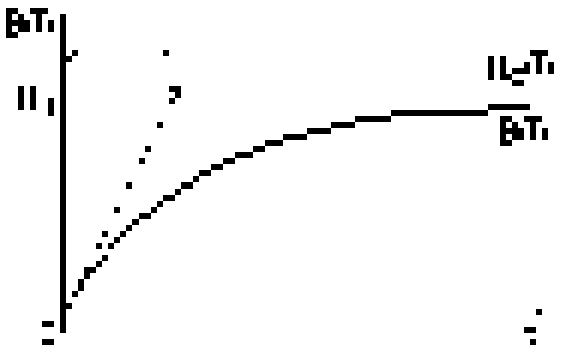


Рис. 10.3. Графики зависимостей θ_c (t) и θ (t) при скачкообразном изменении температуры окружающей датчик среды: $\theta_C(t)$ – температура окружающей среды; $\theta(t)$ – температура датчика

Начальные условия в рассматриваемом случае запишутся

для $t = 0$ $\theta(t) = 0$, $\theta_c = \theta_0$

Классический метод анализа

При классическом методе анализа дифференциального уравнения (10.5) решение имеет вид

$$\theta(t) = \theta_n(t)+\theta_y(t) \tag{10.6}$$

где $\theta_n(t)$ – характеризует переходный режим (общее решение);

$\theta_y(t)$ – характеризует установившийся режим (частное решение).

Общее решение исследуемого дифференциального уравнения (10.5) находится из однородного уравнения (10.7), на основе которого составляется характеристическое уравнение (10.8), имеющее корень λ (10.9).

$$T\cdot\lambda+1 = 0 \tag{10.8}$$

$$\lambda = -\frac{1}{T} \tag{10.9}$$

В данном случае характеристическое уравнение имеет один вещественный корень, и соответственно $\theta_n(t)$ имеет вид

$$\theta_n(t) = B\cdot e^{\lambda t} = B\cdot e^{-t/T} \tag{10.10}$$

где B – постоянная интегрирования.

Значение $\theta_y(t)$ определяется видом правой части исходного уравнения (10.5). При постоянной правой части (что имеет место в рассматриваемом случае) $\theta_y(t)$ – тоже постоянная величина:

$$\theta_y(t) = C \tag{10.11}$$

Таким образом, $\theta(t)$ и $\dot{\theta}(t)$ запишутся в виде

$$\theta(t) = B\cdot e^{-t/T} + C \tag{10.12}$$

$$\dot{\theta}(t) = -\frac{1}{T}\cdot B\cdot e^{-t/T} + 0 \tag{10.13}$$

Подставляя значения $\theta(t)$ и $\dot{\theta}(t)$ в (10.7), получим

$$T\left(-\frac{1}{T}\cdot B\cdot e^{-t/T}\right) + B\cdot e^{-t/T} + C = \theta_0$$

или

$$-B\cdot e^{-t/T} + B\cdot e^{-t/T} + C = \theta_0$$

После приведения подобных (в последнем соотношении) определяется значение $C = \theta_0$.

Подставляя значение $C = \theta_0$ в (10.12), получим

$$\theta(t) = B \cdot e^{-t/T} + \theta_0 .$$

Для нахождения постоянной интегрирования «В» воспользуемся начальными условиями (при $t = 0$ $\theta(t) = 0$).

$$0 = B \cdot e^{0} + \theta_0 .$$

Учитывая, что $e^0 = 1$, находим, что постоянная интегрирования $B = -\theta_0$.

Итак, окончательно решение дифференциального уравнения (10.5) запишется в виде

$$\theta(t) = -\theta_0 \cdot e^{-t/T} + \theta_0 = \theta_0 (1 - e^{-t/T}) . \qquad (10.14)$$

Таким образом, при скачкообразном изменении температуры окружающей среды температура датчика изменяется по экспоненциальному закону. График зависимости $\theta = f(t)$ в соответствии с выражением (10.14) приведен на рис. 10.3.

Отметим, что с погрешностью ±5 % переходный процесс заканчивается за время, равное трем постоянным времени датчика T, т. е. через $t = 3T$ можно считать, что с указанной погрешностью температура датчика становится равной температуре окружающей среды.

За время $t = 5T$ переходный процесс заканчивается с погрешностью ±1 %.

Другими словами, за время $3T$ проходит 95 % переходного процесса, а за время $5T$ проходит 99 % переходного процесса.

Таким образом, постоянная времени T характеризует тепловую инерционность датчика. При больших T датчик медленно реагирует на изменения температуры окружающей среды, а при малых T датчик быстро «отрабатывает» изменения температуры.

В паспортных данных датчиков обычно приводятся значения не постоянной времени T, а значения близкой к ней величины, называемой «показатель тепловой инерции (ПТИ)». *ПТИ* по определению – это время, необходимое для

того, чтобы при внесении датчика в среду с постоянной температурой разность температур среды и любой точки внесенного в нее датчика стала равной 0,37 того значения, которое она имела бы в момент наступления регулярного теплового режима [51].

Различают датчики малоинерционные (ПТИ<10 секунд), датчики средней инерционности (ПТИ от 10 до 60 секунд) и датчики большой инерционности (ПТИ>60 секунд).

Метод определения показателя тепловой инерции изложен в литературе (см., например, [27]) и в настоящем учебном пособии не рассматривается. Значения показателя тепловой инерции для различных типов датчиков приведены, например, в справочнике [37].

Операторный метод анализа

При операторном методе решения дифференциального уравнения (10.5) необходимо его представить в виде операторного изображения, используя для этого преобразование Лапласа (подробней см. в литературе [29–32]):

$$T\cdot[p\cdot\theta(p)-\theta(0)]+\theta(p)=\theta_0/p \qquad (10.15)$$

где $\theta(p)$ – изображение по Лапласу оригинала $\theta(t)$;

$\theta(0)$ – значение $\theta(t)$ при $t = 0$.

Начальные условия для рассматриваемого уравнения сформулированы выше (отметим, что при $t = 0$ $\theta(0) = 0$; $\theta_c(0) = \theta_0$.

Решая уравнение (10.15) относительно $\theta(p)$ с учетом начальных условий, получим

$$\theta(p)=\frac{\theta_0}{p(Tp+1)} \qquad (10.16)$$

Для перехода от изображения $\theta(p)$ к оригиналу $\theta(t)$ воспользуемся данными табл. 10.1.

Таблица 10.1

Значения оригиналов и их изображений по Лапласу

№ п/п	Оригинал	Изображение
1	2	3
1	A	$\frac{A}{p}$
2	t	$1/p^2$
3	$f(t)$	$F(p)$
4	$e^{-\alpha t}$	$\frac{1}{p+\alpha}$
6	$t \cdot e^{-\alpha t}$	$\frac{1}{(p+\alpha)^2}$
7	$\frac{t}{\alpha} - \frac{1}{\alpha^2} + \frac{e^{-\alpha t}}{\alpha^2}$	$\frac{1}{p^2(p+\alpha)}$
5	$1 - e^{-\alpha t}$	$\frac{\alpha}{p(p+\alpha)}$

Для приведения выражения (10.16) к табличному виду разделим числитель и знаменатель этого выражения на величину T. При этом равенство (10.16) принимает вид

$$\theta(p) = \theta_0 \frac{1/T}{p(p+1/T)} \qquad (10.17)$$

Выражение (10.17) соответствует табличному значению изображения, приведенного в таблице под номером «5» (при $a = 1/T$).

Тогда в соответствии с таблицей оригинал изображения (10.17) запишется в виде

$$\theta(t) = \theta_0(1 - e^{-t/T}). \qquad (10.18)$$

Выражение (10.18) полностью совпадает с выражением (10.14), которое получено классическим методом. Соответственно полностью правомерны выводы по результатам решения дифференциального уравнения (10.5), сделанные выше.

10.3. Линейное изменение температуры

Начальные условия

При линейном изменении температуры окружающей среды, окружающей датчик (рис. 10.4), исследуемое дифференциальное уравнение (10.4) принимает следуюший вид:

$$T \cdot \dot{\theta}(t) + \theta(t) = \theta_0 + b \cdot t \qquad (10.19)$$

где b – коэффициент, характеризующий скорость линейного изменения температуры окружающей среды.

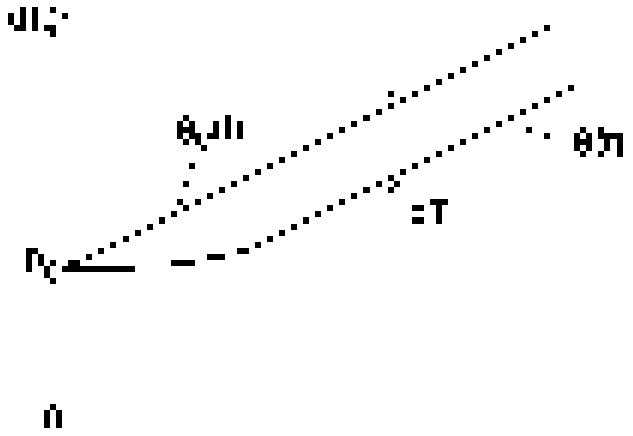


Рис. 10.4. Графики зависимостей $\theta_c(t)$ и $\theta(t)$ при линейном изменении температуры окружающей среды: $\theta_c(t)$ – температура окружающей среды; $\theta(t)$ – температура датчика

Начальные условия в рассматриваемом случае запишутся

$$\text{для } t = 0 \ \theta(t) = 0, \ \theta_c = \theta_0$$

Классический метод анализа

При классическом методе анализа дифференциального уравнения (10.19) остаются в силе положения, изложенные выше.

Величины $\theta_n(t)$ и $\theta_y(t)$ при этом принимают вид

$$\theta_n(t) = B \cdot e^{-t/T}, \qquad (10/20)$$

$$\theta_y(t) = C + D \cdot t, \qquad (10.21)$$

где B – постоянная интегрирования;

C и D – постоянные коэффициенты.

Соответственно $\theta(t)$ и $\dot{\theta}(t)$ и запишутся в виде

$$\theta(t) = B \cdot e^{-t/T} + C + D \cdot t\,, \tag{10.22}$$

$$\dot{\theta}(t) = -\frac{1}{T} B \cdot e^{-t/T} + D\,. \tag{10.23}$$

Подставляя значения $\theta(t)$ и $\dot{\theta}(t)$ в исходное дифференциальное уравнение (10.19), получим

$$T\left[-\frac{1}{T} \cdot B \cdot e^{-\frac{t}{T}} + D\right] + B \cdot e^{-\frac{t}{T}} + C + D \cdot t = \theta_0 + b \cdot t\,. \tag{10.24}$$

Раскрыв скобки и выполнив приведение подобных, приводим выражение (10.24) к виду

$$T \cdot D + C + D \cdot t = \theta_0 + b \cdot t\,. \tag{10.25}$$

Уравнение (10.25) правомерно, если равны коэффициенты при переменной величине t, имеющей равные степени.

Отсюда получим:

для t^0 $$T \cdot D + C = \theta_0, \tag{10.26}$$

для t^1 $$D = b\,. \tag{10.27}$$

Совместное решение уравнений (10.26) и (10.27) дает значение коэффициента C:

$$C = \theta_0 - b \cdot T \tag{10.28}$$

Подставляя значения коэффициентов D и C в уравнение (10.28), получим

$$\theta(t) = B \cdot e^{-t/T} + \theta_0 - b \cdot T + b \cdot t\,. \tag{10.29}$$

Для определения постоянной интегрирования B воспользуемся начальными условиями (при $t = 0$ $\theta(0) = \theta_0$):

$$\theta_0 = B \cdot e^0 + \theta_0 - b \cdot T + b \cdot 0\,, \tag{10.30}$$

откуда получаем

$$B = b \cdot T\,. \tag{10.31}$$

В окончательном виде температура датчика запишется в виде

$$\theta(t) = \theta_0 + b \cdot t - b \cdot T(1 - e^{-t/T}). \qquad (10.32)$$

График зависимости $\theta = f(t)$ для рассматриваемого случая приведен на рис. 10.4.

Приведенный анализ позволяет сделать следующие выводы:

1) при линейном изменении температуры окружающей среды температура датчика не равна этой температуре даже после окончания переходного процесса (при $t \to \infty$);

2) температура датчика меньше температуры окружающей среды на величину $b \cdot T$, где b – коэффициент, характеризующий скорость изменения температуры среды, а T – постоянная времени датчика, характеризующая его тепловую инерцию;

3) динамическая погрешность при измерении линейно изменяющейся температуры окружающей среды датчиком с постоянной времени T растет с ростом величин «b» и «T» и уменьшается при уменьшении величин «b» и «T».

Операторный метод анализа

В операторной форме уравнение (10.19) принимает вид

$$T\left[p \cdot \theta(p) - \theta(0)\right] + \theta(p) = \theta_0 / p + b / p^2, \qquad (10.33)$$

где $\theta(p)$ – изображение по Лапласу оригинала $\theta(t)$;

$\theta(0)$ – значение $\theta(t)$ при $t = 0$.

Начальные условия в рассматриваемом случае сформулированы выше (отметим, что при $t = 0$ $\theta(t) = \theta_0$; т. е. $\theta(0) = \theta_0$).

Решая уравнение (10.33) относительно $\theta(p)$ с учетом начальных условий, получим

$$\theta(p) = \frac{b + p \cdot \theta_0 + p^2 \cdot \theta_0 \cdot T}{p^2(Tp + 1)} \qquad (10.34)$$

или

$$\theta(p) = \frac{b}{p^2(Tp + 1)} + \frac{\theta_0}{Tp + 1} + \frac{\theta_0 \cdot T}{Tp + 1} \qquad (10.35)$$

Для приведения выражения (10.35) к табличному виду (см. табл. 10.1) разделим числитель и знаменатель этого выражения на величину T.

После деления на величину T и проведения необходимых преобразований выражение (10.35) примет вид

$$\theta(p) = \frac{b}{T} \cdot \frac{1}{p^2(p+1/T)} + \theta_0 \cdot \frac{1/T}{p(p+1/T)} + \theta_0 \cdot \frac{1}{p+1/T} \qquad (10.36)$$

Первый член выражения (10.36) соответствует изображению, приведенному в табл. 10.1 под номером 7, второй – под номером 5 и третий – под номером 4 (при $a = 1/T$).

Оригинал изображения (10.36) имеет вид

$$\theta(t) = \frac{b}{T} \cdot \left(\frac{t}{1/T} - \frac{1}{1/T^2} + \frac{e^{-t/T}}{1/T^2} \right) + \theta_0(1 - e^{-t/T}) + \theta_0 \cdot e^{-t/T} \qquad (10.37)$$

Раскрыв скобки и выполнив приведение подобных, окончательно получим

$$\theta(t) = \theta_0 + b \cdot t - bT(1 - e^{-t/T}) \qquad (10.38)$$

Выражение (10.38) целиком совпадает с выражением (10.32), полученным при анализе исследуемого дифференциального уравнения классическим методом. Соответственно полностью правомерны выводы, сделанные выше и для рассматриваемого случая при анализе дифференциального уравнения (10.19) операторным методом.

11. МОСТОВЫЕ ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ СХЕМЫ

11.1. Общие положения

В данной главе рассмотрены основные соотношения и терминология, используемые при анализе четырехплечих мостовых измерительных схем постоянного тока (рис. 11.1).

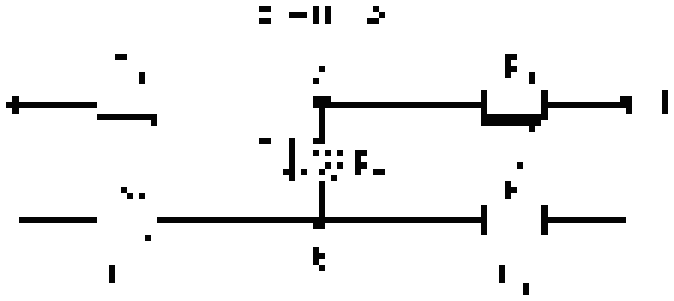


Рис. 11.1. Принципиальная электрическая схема четырехплечего измерительного моста: U – напряжение источника питания; G – измерительный прибор (например, микроамперметр магнитоэлектрической системы); a–b – измерительная диагональ; c–d – питающая диагональ; c–a – первое, a–d – второе, c–b – третье, b–d – четвертое плечи мостовой схемы; R_0 – внутренне сопротивление прибора в измерительной диагонали; I_0 – ток в измерительной диагонали

В рассматриваемом случае сопротивления плеч мостовой измерительной схемы равны R_1, R_2, R_3, R_4.

Ток в измерительной диагонали I_0 связан с остальными параметрами мостовой схемы соотношением

$$I_0 = U \cdot \frac{R_1 R_4 - R_2 R_3}{R_0 (R_1 + R_2)(R_3 + R_4) + R_1 R_2 (R_3 + R_4) + R_3 R_4 (R_1 + R_4)}. \qquad (11.1)$$

Соотношение (11.1) может быть получено путем анализа мостовой измерительной схемы, приведенной на рис. 11.1, одним из методов электротехники (например, с использованием первого и второго законов Кирхгофа). Выражение (11.1) обычно именуют основным соотношением для таковой мостовой измерительной схемы.

При равновесии мостовой схемы ток в измерительной диагонали I_0 тождественно равен нулю. Отметим также, что если в момент считывания показа-

ний ток $I_0 = 0$, то мостовая схема называется равновесной, а если в момент считывания показаний ток $I_0 \neq 0$, то мостовая схема называется неравновесной.

Если значение R_0 (см. рис. 11.1) во много раз превосходит каждое из сопротивлений плеч моста, то мостовая схема называется потенциальной. Для потенциальных мостовых измерительных схем обычно принимают $R_0 \to \infty$, что позволяет считать ток $I_0 = 0$ и в качестве выходной величины рассматривать напряжение на измерительной диагонали U_0.

В этом случае падение напряжения на измерительной диагонали $U_0 = U_{ab}$ запишется в виде

$$U_0 = U_{ab} = U_a - U_b, \tag{11.2}$$

где U_a – потенциал точки a;

U_b – потенциал точки b.

$$U_a = I_1 \cdot R_1 = R_1 \cdot \frac{U}{R_1 + R_2}, \tag{11.3}$$

$$U_b = I_3 \cdot R_3 = R_3 \cdot \frac{U}{R_3 + R_4}, \tag{11.4}$$

где U , R_1, R_2, R_3, R_4 – определены выше.

Подставляя значения U_a и U_b в (11.2), получим

$$U_0 = U \frac{R_1(R_3 + R_4) - R_3 \cdot (R_1 + R_2)}{(R_1 + R_2) \cdot (R_3 + R_4)} \tag{11.5}$$

После раскрытия скобок и приведения подобных выражение (11.5) принимает вид

$$U_0 = U \frac{R_1 \cdot R_4 - R_2 \cdot R_3}{(R_1 + R_2)(R_3 + R_4)}. \tag{11.6}$$

Выражение (11.6) обычно именуют основным соотношением для потенциальной мостовой схемы.

При равновесии потенциальной мостовой схемы напряжение в измерительной диагонали U_0 тождественно равно нулю. Отметим также, что если в момент считывания показаний напряжение $U_0 = 0$, то любая мостовая схема на-

зывается равновесной, а если в момент считывания показаний напряжение $U_0 \neq 0$, то мостовая схема называется неравновесной.

Выражения (11.1) и (11.6) свидетельствуют, что как для токовой, так и для потенциальной мостовых измерительных схем равновесие наступает при выполнении условия

$$R_1 \cdot R_4 = R_2 \cdot R_3, \tag{11.7}$$

где R_1, R_2, R_3 и R_4 – определены выше.

Подробный анализ равновесных и неравновесных мостовых измерительных схем с выходом по току («токовые схемы») и с выходом по напряжению («потенциальные схемы») приводится ниже, в последующих главах учебного пособия.

Мостовые схемы с токовым выходом («токовые схемы») используются в том случае, когда внутреннее сопротивление измерительного прибора R_0 примерно равно каждому из сопротивлений плеч моста R_1, R_2, R_3, R_4 или отличается от них не более чем в 15–20 раз.

11.2. Основные соотношения при исследовании чувствительности

Для мостовых измерительных схем могут быть определены их чувствительности по мощности $S(P_0)$, по напряжению $S(U_0)$ и по току $S(I_0)$.

$$S(P_0) = \lim_{\Delta R \to 0} \frac{\Delta P_0}{\Delta R}, \tag{11.8}$$

$$S(U_0) = \lim_{\Delta R \to 0} \frac{\Delta U_0}{\Delta R}, \tag{11.9}$$

$$S(I_0) = \lim_{\Delta R \to 0} \frac{\Delta I_0}{\Delta R}, \tag{11.10}$$

где P_0, U_0, I_0 – соответственно мощность, напряжение и ток в измерительной диагонали;

ΔP_0, ΔU_0, ΔI_0 – изменения мощности, напряжения и тока в измерительной диагонали;

ΔR – изменение сопротивления датчика (вызвавшее изменение мощности, напряжения или тока в измерительной диагонали мостовой схемы).

При размещении датчика в 1–м плече мостовой схемы $\Delta R = \Delta R_1$, при размещении во 2–м плече $\Delta R = \Delta R_2$ и т. д. При размещении нескольких датчиков в одном, двух или нескольких плечах мостовой схемы ΔR имеет некоторое эквивалентное значение, зависящее от числа датчиков и от их размещения. Порядок определения эквивалентных значений ΔR рассмотрен ниже, в последующих главах учебного пособия.

Чувствительность по мощности, напряжению и току может быть оценена по приближенным формулам:

$$S(P_0) \approx \frac{\Delta P_0}{\Delta R}, \tag{11.11}$$

$$S(U_0) \approx \frac{\Delta U_0}{\Delta R}, \tag{11.12}$$

$$S(I_0) \approx \frac{\Delta I_0}{\Delta R}. \tag{11.13}$$

Чувствительность по мощности рассматривается в том случае, когда в измерительной диагонали включен прибор, внутреннее сопротивление которого соизмеримо с сопротивлениями плеч мостовой схемы. Например, при использовании приборов магнитоэлектрической системы, что обычно имеет место на практике, справедливо соотношение

$$\alpha = k \cdot \sqrt{\frac{P_0}{R_0}} \tag{11.14}$$

где α – показание прибора; k – постоянный коэффициент; P_0 – мощность, потребляемая прибором; R_0 – внутреннее сопротивление прибора.

Таким образом, при R_0 = const показания выходного прибора пропорциональны корню квадратному из мощности, потребляемой прибором.

Чувствительность по напряжению рассматривается в том случае, когда в измерительную диагональ включен прибор, внутреннее сопротивление которого значительно больше сопротивлений плеч мостовой схемы ($R_0 \to \infty$). На практике этот случай имеет место, когда в качестве измерителей используются, например, электронные вольтметры.

11.3. Основные соотношения при исследовании линейности

В данном параграфе учебного пособия приводятся основные соотношения при исследовании линейности четырехплечих мостовых измерительных схем (см. рис. 11.1) постоянного тока с выходом по току и по напряжению.

О линейности (или нелинейности) токовых мостовых измерительных схем можно судить по характеру зависимости (11.15), получаемой из (11.1) при изменении сопротивления датчика (или датчиков).

$$I_0 = f(\Delta R), \qquad (11.15)$$

где I_0 – ток в измерительной диагонали;

ΔR – изменение сопротивления датчика.

Линейность (или нелинейность) потенциальных мостовых измерительных схем характеризуется видом зависимости (11.16), получаемой из (11.16) при $\Delta R \neq 0$.

$$U_0 = f(\Delta R), \qquad (11.16)$$

где U_0 – напряжение на измерительной диагонали.

При анализе соотношений (11.15) и (11.14) обычно рассматривают несколько вариантов мостовых схем:

1) с одним датчиком ($\Delta R \neq 0$ в одном плече схемы);
2) с двумя датчиками ($\Delta R \neq 0$ в двух плечах схемы);
3) с тремя датчиками ($\Delta R \neq 0$ в трех плечах схемы);
4) с четырьмя датчиками ($\Delta R \neq 0$ в четырех плечах схемы).

Для анализа линейности неравновесных мостовых измерительных схем удобно принять следующие обозначения:

1) текущее сопротивление датчика в первом плече схемы $R_{g1} = R_1 + \Delta R_1$,
2) во втором плече $R_{g2} = R_2 + \Delta R_2$,
3) в третьем плече $R_{g3} = R_3 + \Delta R_3$,
4) в четвертом плече $R_{g4} = R_4 + \Delta R_4$,
5) где R_1, R_2, R_3, R_4 – начальные (исходные) сопротивления датчиков;
6) ΔR_1, ΔR_2, ΔR_3, ΔR_4 –изменение сопротивления соответствующих датчиков.

12. НЕРАВНОВЕСНЫЕ ТОКОВЫЕ МОСТОВЫЕ ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ СХЕМЫ

12.1. Чувствительность токовых мостовых схем

12.1.1. Общие положения

Исследование чувствительности неравновесных токовых мостовых измерительных схем проводится при допущении, что используется один датчик, включенный в первое плечо мостовой схемы (рис. 12.1).

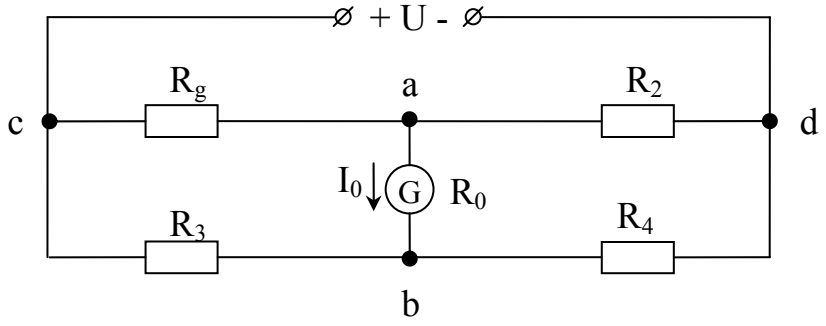


Рис. 12.1. Принципиальная схема неравновесного токового моста с одним датчиком

Для схемы, приведенной на рис. 12.1, ток в измерительной диагонали мостовой схемы I_0 имеет значение:

$$I_0 = U \frac{R_g R_4 - R_2 R_3}{R_0 (R_g + R_2)(R_3 + R_4) + R_g R_2 (R_3 + R_4) + R_3 R_4 (R_g + R_2)}, \qquad (12.1)$$

где U – напряжение питания;

R_0 – сопротивление прибора в измерительной диагонали мостовой схемы;

R_g – сопротивление датчика;

R_2, R_3, R_4 – сопротивление плеч моста.

Дальнейший анализ рассматриваемой мостовой схемы проводится при следующих допущениях:

1) сопротивление датчика R_g определяется соотношением

$$R_g = R_1 + \Delta R_1, \qquad (12.2)$$

где R_1 – начальное (исходное) сопротивление датчика;

ΔR_1 – изменение сопротивления датчика;

2) изменение сопротивления датчика много меньше сопротивления самого датчика, т. е.

$$\Delta R_1 << R_1, \tag{12.3}$$

где ΔR_1 и R_1 – определены выше;

3) в исходном состоянии мостовая схема уравновешена, т.е. справедливо равенство

$$R_1 \cdot R_4 = R_2 \cdot R_3, \tag{12.4}$$

где R_1, R_2, R_3 и R_4 – определены выше.

С учетом условий (12.2), (12.3) и (12.4) выражение (12.1) для тока I_0 в измерительной диагонали мостовой схемы принимает вид

$$I_0 = U \frac{\Delta R_1 \cdot R_4}{R_0(R_1 + \Delta R_1 + R_2)(R_3 + R_4) + R_2(R_1 + \Delta R_1)(R_3 + R_4) + R_3 R_4 (R_1 + \Delta R_1 + R_4)}, \tag{12.5}$$

где I_0, U, R_0, R_1, R_2, R_3, R_4, ΔR_1 – определены выше.

В зависимости от соотношения параметров различают следующие виды мостовых схем:

1) первой симметрии ($R_1 = R_2$; $R_3 = R_4$);

2) второй симметрии ($R_1 = R_3$; $R_2 = R_4$);

3) равноплечие ($R_1 = R_2 = R_3 = R_4$);

4) асимметричные ($R_1 \neq R_2$; $R_3 \neq R_4$).

Используя выражение (12.5), можно получить значения тока I_0 для каждого вида мостовых схем (для схем первой симметрии, второй симметрии, равноплечих и асимметричных).

Для схемы первой симметрии

$$I_0 = U \frac{\Delta R_1}{2R_0(2R_1 + \Delta R_1) + 2R_1(R_1 + \Delta R_1) + R_4(2R_1 + \Delta R_1)} \tag{12.6}$$

Для схемы второй симметрии

$$I_0 = U \frac{\Delta R_1}{R_0(R_1 + R_4 + \Delta R_1)(R_1 + R_4) + R_4(R_1 + \Delta R_1)(R_1 + R_4) + R_1 R_4 (R_1 + R_{4+}\Delta R_1)}. \tag{12.7}$$

Для равноплечей схемы

$$I_0 = U\frac{\Delta R_1}{2R_0\left(2R_1+\Delta R_1\right)+2R_1\left(R_1+\Delta R_1\right)+R_1\left(2R_1+\Delta R_1\right)}. \qquad (12.8)$$

Для асимметричной схемы

$$I_0 = U\frac{\Delta R_1}{R_0\left(R_1+R_2+\Delta R_1\right)\left(R_3+R_4\right)+R_2\left(R_1+\Delta R_1\right)\left(R_3+R_4\right)+R_3R_4\left(R_1+R_{2+}\Delta R_1\right)}. \qquad (12.9)$$

Считая, что $R_1 >> \Delta R_1$ и пренебрегая в силу этого значением ΔR_1 в знаменателе соотношений (11.4), (11.5), (11.6), (11.7), получим следующие уравнения:

для схемы первой симметрии

$$I_0 = U\cdot\frac{\Delta R_1}{4R_0R_1+2R_1^2+2R_1R_4}; \qquad (12.10)$$

для схемы второй симметрии

$$I_0 = U\cdot\frac{\Delta R_1R_4}{R_0\left(R_1+R_4\right)^2+2R_1R_4\left(R_1+R_4\right)}; \qquad (12.11)$$

для равноплечей схемы

$$I_0 = U\cdot\frac{\Delta R_1}{4R_0R_1+4R_1^2}; \qquad (12.12)$$

для асимметричной схемы

$$I_0 = U\cdot\frac{\Delta R_1R_4}{R_0\left(R_1+R_2\right)+\left(R_3+R_4\right)+R_2R_1\left(R_3+R_4\right)+R_3R_4\left(R_1+R_2\right)}. \qquad (12.13)$$

где I_0, U, ΔR_1, R_0, R_1, R_2, R_3, R_4 – определены выше.

Полученные соотношения (12.10), (12.11), (12.12) и (12.13) позволяют проанализировать рассматриваемые мостовые измерительные схемы с точки зрения их чувствительности и линейности. Соответствующие исследования приведены ниже, в последующей главе учебного пособия.

12.1.2. Основные соотношения

В главе 11 (пп. 11.1 и 11.2) показано, что чувствительность токовых мостовых схем при использовании электромеханических приборов для измерения тока I_0 тем выше, чем большая мощность выделяется в измерительной диагонали моста. Отсюда следует, что для токовых мостовых схем необходимо рас-

сматривать чувствительность по мощности (см. выражения (11.8) и (11.11), приведенные в п. 11.2 учебного пособия).

Тогда для рассмотренных схем (первой и второй симметрий, равноплечей и асимметричной) правомерны нижеследующие соотношения.

Схемы первой симметрии

Мощность, выделяемая в измерительной диагонали мостовой схемы, определяется соотношением

$$P_0 = I_0^2 \cdot R_0, \tag{12.14}$$

где I_0 – ток в измерительной диагонали;

R_0 – внутреннее сопротивление прибора, включенного в измерительную диагональ.

Значение тока I_0 для схемы первой симметрии оценивается по выражению (12.10), приведенному выше. Для дальнейшего анализа выражение (12.10) удобно преобразовать, разделив числитель и знаменатель на R_1 и введя обозначение $\varepsilon = \frac{\Delta R_1}{R_1}$. Тогда выражение (12.10) примет вид

$$I_0 = U \frac{\varepsilon}{4R_0 + 2R_1 + 2R_4}, \tag{12.15}$$

где ε – относительное измерение сопротивления датчика.

Подставляя в (12.14) значение тока I_0, получим

$$P_0 = U^2 \varepsilon^2 \frac{R_0}{(4R_0 + 2R_1 + 2R_4)^2} \tag{12.16}$$

Как показано выше, чувствительность мостовой схемы по мощности $S(P_0)$ может быть оценена (при принятых допущениях) соотношением (12.17).

$$S(P_0) = \frac{P_0}{\Delta R_1}. \tag{12.17}$$

Таким образом, при ε = const чувствительность мостовой схемы прямо пропорциональна мощности, потребляемой в ее измерительной диагонали. Очевидно, что при ε = const $P_0 \rightarrow \max$ (см. (12.16), приведенное выше), если

$U \to \max$, а $R_4 \to 0$. Примем, что U =const и максимально возможно для рассматриваемой мостовой схемы, а $R_4 = 0$. Тогда выражение (12.16) принимает вид

$$P_0 = U^2 \varepsilon^2 \frac{R_0}{(4R_0 + 2R_1)^2}, \qquad (12.18)$$

где U = const, ε = const, R_1 = const.

Для оценки значения R_0 необходимо исследовать соотношение (12.18) на максимум. Для этого, как известно, надо найти производную $\frac{dP_0}{dR_0}$ и приравнять ее нулю.

$$\frac{dP_0}{dR_0} = U^2 \varepsilon^2 \frac{1 \cdot (4R_0 + 2R_1)^2 - R_0 \cdot 2 \cdot (4R_0 + 2R_1) \cdot 4}{(4R_0 + 2R_1)^2} = 0. \qquad (12.19)$$

Дробь равна нулю, если ноль – ее числитель. В числителе $U \neq 0$, $\varepsilon \neq 0$ (по условию). Приравниваем нулю оставшийся сомножитель числителя.

$$(4R_0 + 2R_1)^2 - 8R_0(4R_0 + 2R_1) = 0. \qquad (12.20)$$

$$(4R_0 + 2R_1)(4R_0 + 2R_1 - 8R_0) = 0. \qquad (12.21)$$

Если произведение двух сомножителей равно нулю, то ноль – один из сомножителей или равны нулю оба сомножителя.

Приравнивая к нулю первый сомножитель соотношения (12.21), получим $R_0 = -\frac{1}{2}R_1$ и, приравнивая к нулю второй сомножитель, получим $R_0 = \frac{1}{2}R_1$. Отрицательное значение сопротивления физического смысла не имеет, и отрицательный корень уравнения (12.21) отбрасывается.

Таким образом, при заданном исходном (начальном) сопротивлении датчика R, заданном и постоянном его абсолютном приращении ΔR (или заданном и постоянном относительном приращении ε) мостовая схема первой симметрии имеет максимальную чувствительность, если выполняются следующие условия:

$$U \to \max, R_2 = R_1, R_3 = R_4 \to 0, R_0 = \frac{1}{2}R_1.$$

Схемы второй симметрии

Мощность, выделяемая в измерительной диагонали мостовой схемы (независимо от вида симметрии), определяется соотношением (12.14), а ток в этой же диагонали для схемы второй симметрии – соотношением (12.11).

Для дальнейшего анализа выражение (12.11) удобно преобразовать, разделив числитель и знаменатель на $R_1 \cdot R_4$ и введя обозначение $\varepsilon = \frac{\Delta R_1}{R_1}$.

В этом случае выражение (12.11) принимает вид

$$I_0 = U \frac{\varepsilon}{\frac{R_0}{R_1 \cdot R_4} \cdot \left(R_1 + R_4\right)^2 + 2\left(R_1 + R_4\right)}, \qquad (12.22)$$

где ε – относительное изменение сопротивления датчика.

Преобразуем принципиальную электрическую схему четырехплечего измерительного моста, представленную на рис. 12.1, и представим ее в виде схемы, приведенной на рис. 12.2.

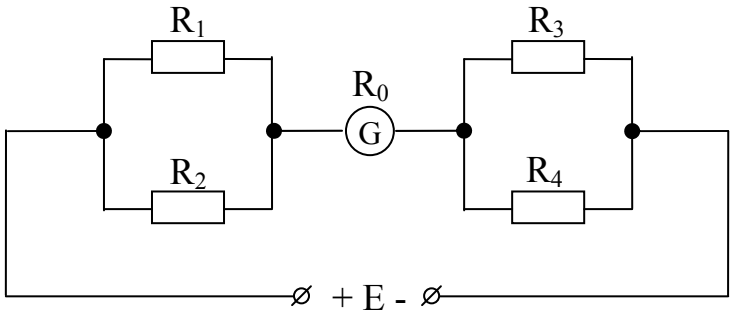


Рис. 12.2. Эквивалентная принципиальная схема четырехплечего моста постоянного тока

На схеме (см. рис. 12.2) величина E является некоторой эквивалентной ЭДС, зависящей от напряжения питания U и параметров мостовой схемы.

Рис. 12.2 позволяет заключить, что измеритель «G» питается через некоторое эквивалентное сопротивление $R_Э$, определяемое соотношением (12.3).

$$R_Э = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} + \frac{R_3 R_4}{R_3 + R_4}. \qquad (12.23)$$

Учитывая, что для мостовой схемы второй симметрии $R_1 = R_3$ и $R_2 = R_4$, получим

$$R_Э{}' = 2 \cdot \frac{R_1 \cdot R_4}{R_1 + R_4}. \qquad (12.24)$$

Для оптимального согласования нагрузки с сопротивлением источника сигнала необходимо, как известно, чтобы сопротивление нагрузки равнялось сопротивлению источника сигнала. В нашем случае необходимо, чтобы внутреннее сопротивление R_0 прибора G, являющегося нагрузкой для мостовой схемы, равнялось сопротивлению $R'_э$, являющемуся сопротивлением эквивалентного источника питания с ЭДС (Е).

$$R_0 = R'_Э = 2 \cdot \frac{R_1 \cdot R_4}{R_1 + R_4}. \qquad (12.25)$$

Подставляя найденное значение R_0 в (12.22), получим

$$I_0 = U \frac{\varepsilon}{4(R_1 + R_4)}. \qquad (12.26)$$

Подставляя найденное значение тока I_0 в (12.14), получим для мощности в измерительной диагонали:

$$P_0 = I_0^2 \cdot R_0 = U^2 \cdot \varepsilon^2 \cdot \frac{R_1 \cdot R_4}{8\left(R_1 + R_4\right)^3} = 0. \qquad (12.27)$$

Для оценки значения R_4 необходимо исследовать соотношение (12.27) на максимум. Для этого, как известно, надо найти первую производную $\frac{dP_0}{dR_0}$ и приравнять ее нулю.

$$\frac{dP_0}{dR_4} = U^2 \cdot \varepsilon^2 \cdot \frac{R_1 \cdot 8\left(R_1 + R_4\right)^3 - R_1 R_4 \cdot 24\left(R_1 + R_4\right)^2 \cdot 1}{64 \cdot \left(R_1 + R_4\right)^6} = 0. \qquad (12.28)$$

Решая уравнение (12.28) относительно R_4, получим

$$R_4 = \frac{2}{3} R_1. \qquad (12.29)$$

Подставляя найденное значение R_4 в (12.22), получим

$$R_0 = \frac{2}{3} R_1. \qquad (12.30)$$

Таким образом, при заданном начальном сопротивлении датчика R и принятых допущениях мостовая схема второй симметрии имеет максимальную чувствительность по мощности при $U \rightarrow \max$:

$$R_3 = R_1 R_4 = \frac{1}{2} R_1 R_0 = \frac{2}{3} R_1 .$$

Равноплечие мостовые схемы

Независимо от вида симметрии мощность P_0, выделяемая в измерительной диагонали мостовой схемы, определяется соотношением (12.14).

Ток I_0 в измерительной диагонали равноплечей мостовой схемы определяется соотношением (12.12).

Для дальнейшего анализа чувствительности рассматриваемой мостовой схемы по мощности удобно разделить числитель и знаменатель соотношения (12.12) на R_1 и ввести обозначение $\varepsilon = \frac{\Delta R_1}{R_1}$. В этом случае выражение для тока I_0 принимает вид

$$I_0 = U^2 \cdot \varepsilon^2 \cdot \frac{R_0}{\left(4R_0 + 4R_1\right)}. \qquad (12.31)$$

Подставляя в (12.12) полученное значение тока I_0 (см. выражение (12.31), и приведенное выше), получим

$$P_0 = U^2 \cdot \varepsilon^2 \cdot \frac{R_0}{\left(4R_0 + 4R_1\right)^2}. \qquad (12.32)$$

Для оценки значения R_0 необходимо исследовать на максимум полученное соотношение (12.32). Для этого найдем первую производную $\frac{dP_0}{dR_0}$ и приравняем ее нулю

$$\frac{dP_0}{dR_4} = U^2 \cdot \varepsilon^2 \cdot \frac{1\left(4R_0 + 4R_1\right)^2 - 2 \cdot \left(4R_0 + R_1\right) \cdot 4R_0}{\left(4R_0 + 4R_1\right)^4} = 0 . \qquad (12.33)$$

Решая уравнение (12.33) относительно R_0, получим

$$R_0 = R_1. \qquad (12.34)$$

Таким образом, при заданном сопротивлении датчика и принятых допущениях равноплечевая мостовая схема имеет максимальную чувствительность по мощности при $U \rightarrow \max$ и $R_1 = R_2 = R_3 = R_4 = R_0$.

Асимметричные мостовые схемы

Независимо от вида симметрии мощность в измерительной диагонали мостовой схемы определяется соотношением (12.14), а ток в этой диагонали для асимметричной схемы – соотношением (12.13).

Для анализа чувствительности асимметричной мостовой схемы по мощности преобразуем принципиальную электрическую схему моста (см. рис. 12.1) и представим ее в виде схемы, приведенной на рис. 12.3.

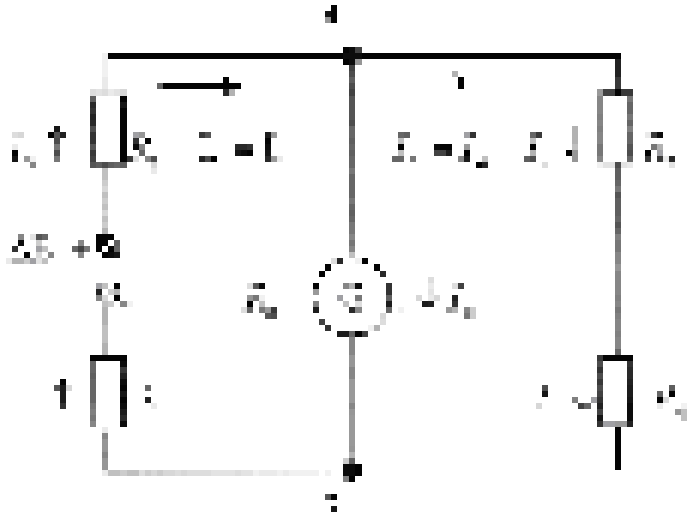


Рис. 12.3. Эквивалентная принципиальная схема четырехплечего моста постоянного тока: ΔE – эквивалентная ЭДС, зависящая от напряжения питания U и параметров мостовой схемы; R_1 – сопротивление датчика (начальное)

ΔE оценивается соотношением

$$\Delta E = \Delta R_1 \cdot I_1, \qquad (12.35)$$

где ΔR_1 – изменение сопротивления датчика;

I_1 – ток через датчик.

Отметим, что $I_1 = I_3$. По принятому условию $\Delta R_1 =$ const и много меньше сопротивления датчика в исходном (начальном) состоянии системы. Тогда справедливо положение, что $I_1 \cong$ const и $\Delta E \cong$ const.

При постоянстве значений ΔE и R_0 максимальное значение мощности в измерительной диагонали моста будет соответствовать максимальному значе-

нию тока I_0. Ток I_0 (при принятых допущениях) принимает максимальное значение при $R_0 \to 0$, а $(R_2 + R_4) \to \infty$. Считая, что $\Delta E = \text{const}$, R_1 = const, R_3 = 0, $(R_2 + R_4) \to \infty$, получим

$$I_0 = \frac{\Delta E}{R_1 + R_0}, \tag{12.36}$$

$$P_0 = I_0 \cdot R_0 = \Delta E^2 \cdot \frac{R_0}{(R_1 + R_0)^2}. \tag{12.37}$$

Для оценки значения R_0 необходимо исследовать на максимум полученное соотношение (12.37).

С этой целью найдем первую производную $\frac{dP_0}{dR_0}$ и приравняем ее нулю.

$$\frac{dP_0}{dR_0} = \Delta E^2 \cdot \frac{1 \cdot (R_1 + R_0) - 2 \cdot (R_1 + R_0) \cdot R_0}{(R_1 + R_0)^4} = 0. \tag{12.38}$$

Решая уравнение (12.38) относительно R_0, получим, что $R_0 = R$. Таким образом, при заданном сопротивлении датчика и принятых допущениях асимметричная мостовая схема имеет максимальную чувствительность по мощности при $U \to \max$, $R_2 + R_4 \to \infty$, $R_3 \to 0$, $R_0 = R_1$.

12.1.3. Выводы и рекомендации

Проведен анализ чувствительности неравновесных измерительных схем по мощности $S(P_0)$. Анализ проведен из предположений, что датчик с сопротивлением $R_g = R_1 + \Delta R_1$ включен в первое плечо моста, изменение сопротивления датчика $\Delta R_1 << R_1$, а мостовая схема в исходном (начальном) положении при $R_g = R_1$ уравновешена, где R_1 – исходное (начальное) сопротивление датчика.

Результаты анализа сведены в таблицу (табл. 12.1). В таблице приведены сведения по чувствительности токовых мостовых измерительных схем (асимметричных, 1-й симметрии, 2-й симметрии, равноплечих или симметричных). Вид рассматриваемой схемы приведен в 1-м столбце таблицы. Во 2-м столбце приведены характеристики мостовых схем, в 3-м – рассматриваемая чувствительность, в 4-м и 5-м – оптимальные соотношения.

Таблица 12.1

Сводная таблица по результатам анализа чувствительности неравновесных мостовых измерительных схем постоянного тока

Вид схемы	**Характеристика**	**Рассматриваемая чувствительность**	**Оптимальные соотношения**		$\left(\frac{P_0}{P_1}\right)_{\max}$
			теоретические	**практические**	
1	2	3	4	5	6
Асимметричная	$R_1 \neq R_2 \neq \neq R_3 \neq R_4$	$S(P_0)$	$R_2 + R_4 \to \infty,$ $R_3 \to 0,$ $R_0 \neq R_1$	$R_3 \approx 0{,}1R_1,$ $R_2 \approx 10R_1,$ $R_4 \approx R_1,$ $R_0 \approx R_1 + R_3$	$\frac{1}{4}\varepsilon^2$
1–й симметрии	$R_1 = R_2,$ $R_3 = R_4$	$S(P_0)$	$R_2 = R_1,$ $R_3 = R_4 \to 0,$ $R_0 \neq \frac{1}{2}R_1$	$R_1 = R_2,$ $R_3 = R_4 \approx 0{,}1R_1$ $R_0 \neq \frac{1}{2}(R_1 + R_4)$	$\frac{1}{8}\varepsilon^2$
Равноплечая	$R_1 = R_2 = = R_3 = R_4$	$S(P_0)$	$R_0 = R_2 = R_3 = = R_4 = R$	Совпадают с теоретическими	$\frac{1}{16}\varepsilon^2$
2–й симметрии	$R_2 = R_4$	$S(P_0)$	$R_2 = R_4 = \frac{1}{2}R_1,$ $R_3 = R_1,$ $R_0 = \frac{2}{3}R_1$	Совпадают с теоретическими	$\frac{1}{24}\varepsilon^2$

Табл. 12.1 содержит сведения по оптимальным параметрам различных типов неравновесных мостовых схем. Приведены как теоретические соотношения, так и практические рекомендации. Последний 6-й столбец таблицы, обозначенный $\left(\frac{P_0}{P_1}\right)_{\max}$, позволяет сравнить чувствительность различных типов неравновесных схем между собой. Из этого сравнения следует, что при прочих равных условиях наибольшей чувствительностью среди токовых схем облада-

ют асимметричные схемы, на втором месте по чувствительности – схемы 1-й симметрии, на третьем – равноплечие схемы и на последнем (четвертом) месте по чувствительности находятся мостовые схемы 2-й симметрии.

12.2. Линейность токовых мостовых схем

12.2.1. Общие положения

Линейность неравновесных токовых мостовых измерительных схем исследуется при допущении, что используются четыре датчика, включенные в первое, второе, третье и четвертое плечо мостовой схемы (рис. 12.4).

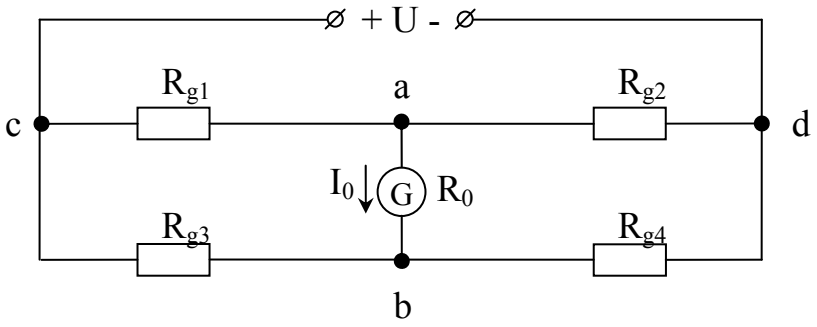


Рис. 12.4. Схема токового моста с четырьмя датчиками

Для схемы, приведенной на рис. 12.4, ток в измерительной диагонали мостовой схемы I_0 запишется в виде

$$I_0 = U\frac{R_{g1}\cdot R_{g4} - R_{g2}\cdot R_{g3}}{R_0\left(R_{g1}+R_{g2}\right)\left(R_{g3}+R_{g4}\right)+R_{g1}\cdot R_{g2}\left(R_{g3}+R_{g4}\right)+R_{g3}\cdot R_{g4}\left(R_{g1}+R_{g2}\right)}, \quad (12.39)$$

где U – напряжение питания;

R_0 – сопротивление прибора в измерительной диагонали мостовой схемы;

R_{g1}, R_{g2}, R_{g3}, R_{g4} – сопротивления датчиков.

Дальнейший анализ рассматриваемой мостовой схемы проводится при следующих допущениях:

1) сопротивления датчиков определяются соотношениями

$$R_{g1} = R_1 + \Delta R_1, \quad (12.40)$$

$$R_{g2} = R_2 + \Delta R_2, \quad (12.41)$$

$$R_{g3} = R_3 + \Delta R_3, \quad (12.42)$$

$$R_{g4} = R_4 + \Delta R_4, \quad (12.43)$$

где R_1, R_2, R_3 и R_4 – начальные (исходные) сопротивления датчиков;

ΔR_1, ΔR_2, ΔR_3 и ΔR_4 – измерения сопротивлений датчиков.

2) изменения сопротивлений датчиков много меньше сопротивлений самих датчиков, т. е.

$$\Delta R_1 << R_1, \tag{12.44}$$

$$\Delta R_2 << R_2, \tag{12.45}$$

$$\Delta R_3 << R_3, \tag{12.46}$$

$$\Delta R_4 << R_4, \tag{12.47}$$

где ΔR_1, ΔR_2, ΔR_3, ΔR_4, R_1, R_2, R_3 и R_4 – определены выше;

3) в исходном состоянии мостовая схема уравновешена, т. е.

$$R_1 \cdot R_4 = R_2 \cdot R_3, \tag{12.48}$$

где R_1, R_2, R_3 и R_4 – определены выше.

4) квадраты и кубы приращений датчиков малы и ими можно пренебречь, т. е. $\Delta R_1^2 \approx 0$, $\Delta R_1^3 \approx 0$, $\Delta R_2^2 \approx 0$, $\Delta R_2^3 \approx 0$ и т. д.

Принятые допущения позволяют значительно упростить соотношение (12.39), которое при подстановке значений сопротивлений датчиков и при выполнении принятых допущений принимает вид

$$I_0 = U \frac{\Delta R_1 \cdot R_4 - \Delta R_2 \cdot R_3 - \Delta R_3 \cdot R_2 + \Delta R_4 \cdot R_1}{A + B \cdot \Delta R_1 + C \cdot \Delta R_2 + D \cdot \Delta R_3 + F \cdot \Delta R_4}, \tag{12.49}$$

где $A = R_0\left(R_1 \cdot R_3 + R_1 \cdot R_4 + R_2 \cdot R_3 + R_2 \cdot R_4\right) + R_1 \cdot R_2 \cdot \left(R_3 + R_4\right) +$

$+ R_3 \cdot R_4 \cdot \left(R_1 + R_2\right)$;

$B = R_0 \cdot R_3 + R_0 \cdot R_4 + R_3 \cdot R_4 + R_2 \cdot R_3 + R_2 \cdot R_4$;

$C = R_0 \cdot R_3 + R_0 \cdot R_4 + R_3 \cdot R_4 + R_1 \cdot R_3 + R_1 \cdot R_4$;

$D = R_0 \cdot R_1 + R_0 \cdot R_2 + R_1 \cdot R_2 + R_1 \cdot R_4 + R_2 \cdot R_4$;

$F = R_0 \cdot R_1 + R_0 \cdot R_2 + R_1 \cdot R_2 + R_2 \cdot R_3 + R_1 \cdot R_3$.

Отметим, что R_1, R_2, R_3, R_4 – постоянные сопротивления, соответствующие исходным сопротивлениям датчиков; ΔR_1, ΔR_2, ΔR_3, ΔR_4 – приращения (положительные или отрицательные) сопротивлений датчиков; A, B, C,

D, F – постоянные коэффициенты, зависящие от значений исходных сопротивлений датчиков и не зависящие от их приращений.

12.2.2. Основные соотношения

Схемы с одним датчиком

Предполагается, что датчик с начальным (исходным) сопротивлением R_1 расположен в первом плече мостовой схемы. В трех других плечах мостовой схемы установлены постоянные сопротивления R_2, R_3 и R_4 (см. рис. 12.4). Приращения сопротивления датчика удовлетворяют условию $\Delta R_1 \neq 0$. Все другие приращения тождественно равны нулю. В этом случае выражение (12.49) принимает вид

$$I_0 = U \frac{\Delta R_1 \cdot R_4}{A + B \cdot \Delta R}. \qquad (12.50)$$

График зависимости $I_0 = f(\Delta R_1)$ приведен на рис. 12.5.

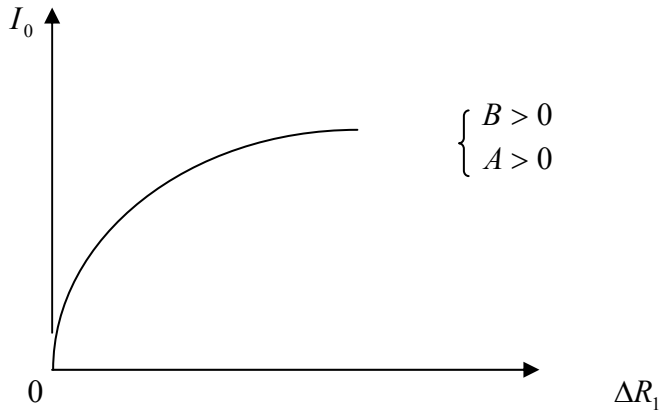


Рис. 12.5. Зависимость $I_0 = f(\Delta R_1)$ для неравновесной мостовой схемы с одним датчиком (датчик в первом плече)

Соотношение (12.50) и график свидетельствуют о том, что неравновесные мостовые измерительные схемы с одним датчиком, расположенным в первом плече, нелинейны. Этот вывод также справедлив при расположении одного датчика в любом другом плече неравновесной схемы. Последнее утверждение дается без доказательств, но оно может быть легко получено студентами самостоятельно при анализе соотношения (12.49).

Схемы с двумя датчиками

Датчики в первом и втором плечах моста

Предполагается, что датчики с начальными (исходными) сопротивлениями R_1 и R_2 расположены соответственно в первом и втором плечах мостовой схемы. В двух других плечах мостовой схемы установлены постоянные сопротивления R_3 и R_4. Приращения сопротивлений датчиков удовлетворяют условию $|\Delta R_1| = |-\Delta R_2| = |\Delta R|$. Приращения ΔR_3 и ΔR_4 тождественно равны нулю. С учетом допущений, изложенных в п. 12.2.1 и в данном параграфе учебного пособия, выражение (12.49) принимает вид

$$I_0 = U \cdot \frac{\Delta R \cdot (R_3 + R_4)}{A + (B - C) \cdot \Delta R}. \qquad (12.51)$$

График зависимости тока в измерительной диагонали мостовой схемы I_0 от приращения сопротивлений датчика ΔR при различных соотношениях между B и C приведен на рис. 12.6.

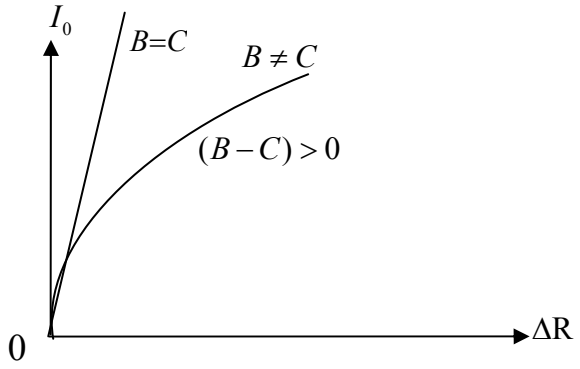


Рис. 12.6. Зависимость $I_0 = f(\Delta R)$ для неравновесной мостовой схемы с двумя датчиками (датчики в первом и втором плечах схемы)

Анализ зависимости $I_0 = f(\Delta R)$ позволяет сделать вывод о том, что в общем случае (при $B \neq C$) мостовая схема нелинейна. В частном же случае (при $B = C$) рассматриваемая мостовая схема линейна. Сравнение выражений для коэффициентов B и C, приведенных в п. 12.2.1, показывает, что $B = C$ при $R_1 = R_2$.

Таким образом, для линейности мостовой измерительной схемы с двумя датчиками, размещенными в первом и втором плечах схемы, необходимо выполнение двух условий:

1) сопротивления датчиков R_1 и R_2 в исходном состоянии должны быть равны;

2) приращения сопротивлений датчиков ΔR_1 и ΔR_2 должны быть равны между собой по абсолютной величине и противоположны по знаку.

Отметим, что положительные приращения сопротивлений датчиков соответствуют увеличению их сопротивлений, а отрицательные приращения соответствуют уменьшению сопротивлений датчиков. Для выполнения второго условия линейности необходимо, чтобы при увеличении сопротивления датчика в первом плече на ΔR_1 сопротивление датчика во втором плече уменьшилось бы на это же значение.

Датчики в первом и четвертом плечах моста

Предполагается, что датчики с начальными сопротивлениями R_1 и R_4 расположены соответственно в первом и четвертом плечах мостовой схемы. Во втором и третьем плечах мостовой схемы установлены постоянные сопротивления R_2 и R_3. Приращения сопротивлений датчиков удовлетворяют условию $|\Delta R_1| = |\Delta R_4| = |\Delta R|$. С учетом допущений, изложенных в п. 12.2.1 и данном параграфе, выражение (12.49) принимает вид

$$I_0 = U \frac{\Delta R \cdot (R_1 + R_4)}{A + (B + F) \cdot \Delta R}. \qquad (12.52)$$

График зависимости $I_0 = f(\Delta R)$ приведен на рис. 12.7.

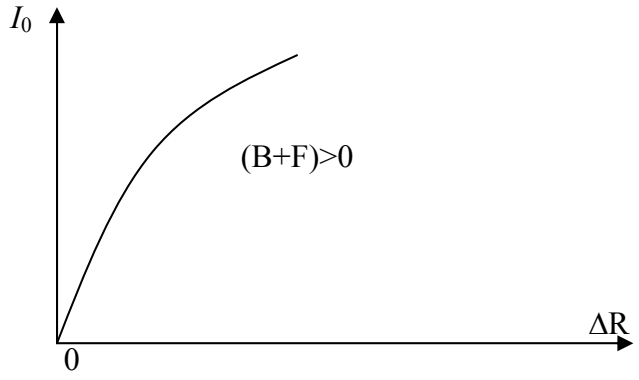


Рис. 12.7. Зависимость $I_0 = f(\Delta R)$ для неравновесной мостовой схемы с двумя датчиками (датчики в первом и четвертом плечах мостовой схемы)

Анализ зависимости $I_0 = f(\Delta R)$ позволяет сделать вывод, что мостовая измерительная схема с двумя датчиками в первом и четвертом плечах схемы нелинейна при любом соотношении параметров.

Датчики в первом и третьем плечах схемы

Предполагается, что датчики с начальными (исходными) сопротивлениями R_1 и R_3 расположены соответственно в первом и третьем плечах мостовой схемы. В двух других плечах мостовой схемы установлены постоянные сопротивления R_2 и R_4. Приращения сопротивлений датчиков удовлетворяют условию $|\Delta R_1| = |-\Delta R_3| = |\Delta R|$. Приращения сопротивлений ΔR_2 и ΔR_4 тождественно равны нулю. С учетом изложенных допущений выражение (12.49) принимает вид

$$I_0 = U \cdot \frac{\Delta R \cdot (R_2 + R_4)}{A + (B - D) \cdot \Delta R}. \qquad (12.53)$$

График зависимости $I_0 = f(\Delta R)$ приведен на рис. 12.8.

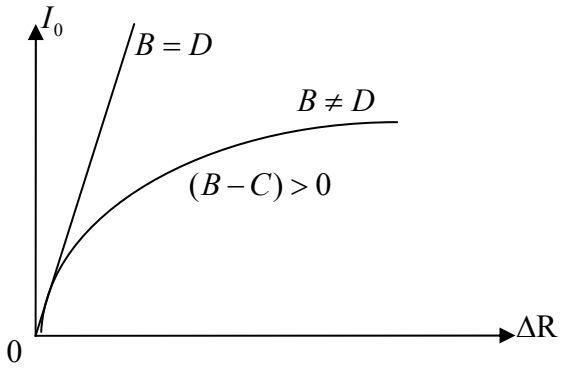


Рис. 12.8. Зависимость $I_0 = f(\Delta R)$ для неравновесной мостовой схемы с двумя датчиками (датчики в первом и третьем плечах мостовой схемы)

Анализ зависимости $I_0 = f(\Delta R)$ позволяет сделать вывод о том, что в общем случае (при $B \neq D$) мостовая схема нелинейна. В частном же случае (при $B = D$) рассматриваемая мостовая схема линейна. Для удовлетворения условия $B = D$ (см. п. 12.2.1) необходимо, чтобы $R_1 = R_3$, $R_2 = R_4$, $R_3 = R_4$, $R_1 = R_2$, т. е. сопротивления всех плеч мостовой схемы (в исходном положении при $\Delta R = 0$) должны быть равны между собой.

Таким образом, для линейности мостовой измерительной схемы с двумя датчиками, размещенными в первом и третьем плечах схемы, необходимо выполнение двух условий:

1) сопротивления плеч мостовой схемы R_1, R_2, R_3, R_4 при $\Delta R = 0$ должны быть равны между собой;

2) приращения сопротивлений датчиков ΔR_1 и ΔR_3 должны быть равны между собой и противоположны по знаку.

Отметим, что анализ проведен для случая, когда приращение ΔR_1 положительное, а приращение ΔR_3 – отрицательное.

Датчики во втором и четвертом плечах схемы

Предполагается, что датчики с начальными (исходными) сопротивлениями R_2 и R_4 расположены соответственно во втором и четвертом плечах мостовой схемы. В двух других плечах мостовой схемы установлены постоянные сопротивления R_1 и R_3 (см. рис. 12.4). Приращения сопротивлений датчиков R_2 и R_4 удовлетворяют условию $\left|-\Delta R_2\right| = \left|\Delta R_4\right| = \left|\Delta R\right|$. Приращения сопротивлений ΔR_1 и ΔR_3 тождественно равны нулю. С учетом изложенных допущений выражение (12.49) принимает вид

$$I_0 = U\frac{\Delta R \cdot (R_1 + R_4)}{A + (B + F)\cdot \Delta R} \qquad (12.54)$$

График зависимости $I_0 = f(\Delta R)$ приведен на рис. 12.9.

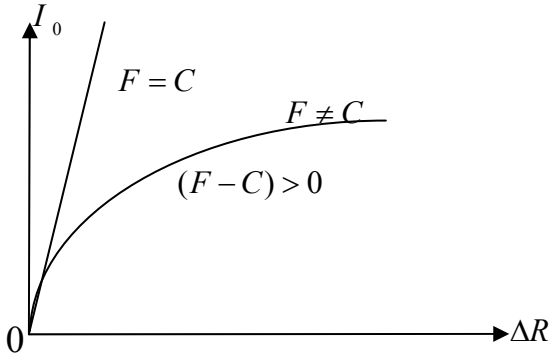


Рис. 12.9. Зависимость $I_0 = f(\Delta R)$ для неравновесной мостовой схемы с двумя датчиками (датчики во втором и четвертом плечах мостовой схемы)

Анализ зависимости $I_0 = f(\Delta R)$ позволяет сделать вывод о том, что в общем случае (при $F \neq C$) мостовая схема нелинейна. В частном же случае (при $F = C$) рассматриваемая мостовая схема линейна (см. рис. 12.9). Сравнение выражений F и C показывает, что $F = C$, если $R_1 = R_2 = R_3 = R_4$, т. е. сопротивления всех плеч мостовой схемы (в исходном положении при $\Delta R = 0$) должны быть равны между собой.

Таким образом, для линейности мостовой измерительной схемы с двумя датчиками, размещенными во втором и четвертом плечах схемы, необходимо выполнение двух условий:

1) сопротивления плеч мостовой схемы R_1, R_2, R_3, R_4 при $\Delta R = 0$ должны быть равны между собой;

2) приращения сопротивлений датчиков ΔR_2 и ΔR_4 должны быть равны между собой и противоположны по знаку.

Датчики в третьем и четвертом плечах схемы

Предполагается, что датчики с начальными (исходными) сопротивлениями R_3 и R_4 расположены соответственно в третьем и четвертом плечах мостовой схемы. В двух других плечах мостовой схемы установлены постоянные сопротивления R_1 и R_2 (см. рис. 12.4). Приращения сопротивлений датчиков R_3 и R_4 удовлетворяют условию $|-\Delta R_3| = |\Delta R_4| = |\Delta R|$. Приращения сопротивлений ΔR_1 и ΔR_2 тождественно равны нулю. С учетом изложенных допущений выражение (12.49) принимает вид

$$I_0 = U \cdot \frac{\Delta R \cdot (R_2 + R_4)}{A + (B - D) \cdot \Delta R}. \qquad (12.55)$$

График зависимости $I_0 = f(\Delta R)$ приведен на рис. 12.10.

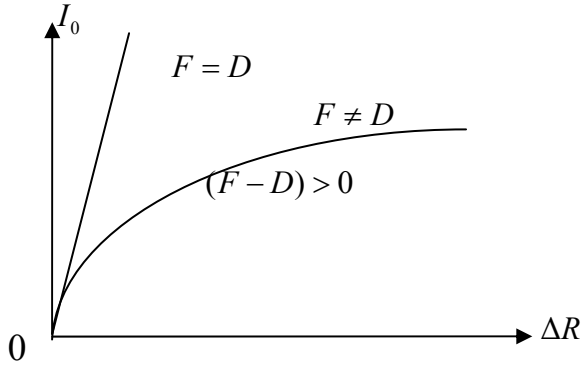


Рис. 12.10. Зависимость $I_0 = f(\Delta R)$ для неравновесной мостовой схемы с двумя датчиками (датчики в третьем и четвертом плечах мостовой схемы)

Анализ зависимости $I_0 = f(\Delta R)$ позволяет сделать вывод о том, что в общем случае (при $F \neq D$) мостовая схема нелинейна. В частном же случае (при $F = D$) рассматриваемая мостовая схема линейна. Сравнение выражений F и D показывает, что $F = D$, если $R_1 = R_2$, $R_3 = R_4$, т. е. для линейности схемы в рассматриваемом случае необходимо использовать мостовую схему 1-й симметрии.

Таким образом, для линейности мостовой измерительной схемы с двумя датчиками, размещенными в третьем и четвертом плечах схемы, необходимо выполнение двух условий:

1) сопротивления плеч мостовой схемы R_1, R_2, R_3, R_4 при $\Delta R = 0$ должны удовлетворять условию 1-й симметрии;

2) приращения сопротивлений датчиков ΔR_2 и ΔR_4 должны быть равны между собой и противоположны по знаку.

Датчики во втором и третьем плечах схемы

Предполагается, что датчики с начальными (исходными) сопротивлениями R_2 и R_3 расположены соответственно во втором и третьем плечах мостовой схемы. В двух других плечах мостовой схемы установлены постоянные сопротивления R_1 и R_4 (см. рис. 12.4). Приращения сопротивлений датчиков R_2 и R_3 удовлетворяют условию $|-\Delta R_2| = |-\Delta R_3| = |\Delta R|$. Приращения сопротивлений ΔR_1 и ΔR_4 тождественно равны нулю. С учетом изложенных допущений выражение (12.49) принимает вид

$$I_0 = U \cdot \frac{\Delta R \cdot \left(R_3 + R_2 \right)}{A + \left(C + D \right) \cdot \Delta R} . \qquad (12.56)$$

График зависимости $I_0 = f\left(\Delta R\right)$ приведен на рис. 12.11.

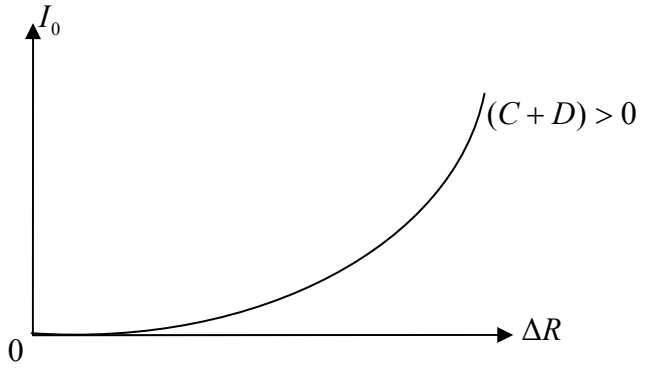


Рис. 12.11. Зависимость $I_0 = f\left(\Delta R\right)$ для неравновесной мостовой схемы с двумя датчиками (датчики во втором и третьем плечах мостовой схемы)

Анализ зависимости $I_0 = f\left(\Delta R\right)$ позволяет сделать вывод о том, что мостовая измерительная схема с двумя датчиками во втором и третьем плечах схемы нелинейна при любом соотношении параметров.

Схемы с тремя датчиками

Предполагается, что датчики с начальными (исходными) сопротивлениями R_1, R_2, R_3 расположены соответственно в первом, во втором и в третьем плечах мостовой схемы. В четвертом плече мостовой схемы установлено постоянное сопротивление R_4 (см. рис. 12.4). Приращения датчиков R_1, R_2, R_3 удовлетворяют условию $\left|\Delta R_1\right| = \left|-\Delta R_2\right| = \left|-\Delta R_3\right| = \left|\Delta R\right|$. Приращение сопротивления R_4 тождественно равно нулю (т.е. $\Delta R_4 = 0$). С учетом изложенных допущений выражение (12.49) принимает вид

$$I_0 = U \cdot \frac{\Delta R \cdot \left(R_3 + R_2 + R_4 \right)}{A + \left(B - C - D \right) \cdot \Delta R} . \qquad (12.57)$$

График зависимости (12.57) приведен на рис. 12.12.

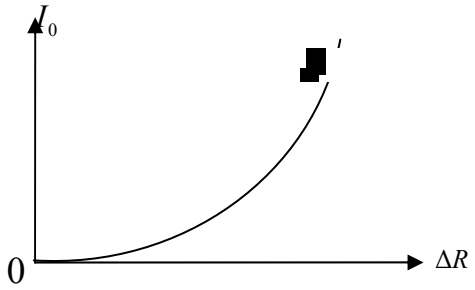


Рис. 12.12. Зависимость $I_0 = f(\Delta R)$ для неравновесной мостовой измерительной схемы с тремя датчиками (датчики в первом, втором и третьем плечах мостовой схемы)

Анализ зависимости $I_0 = f(\Delta R)$ позволяет сделать вывод о том, что мостовая измерительная схема с тремя датчиками в первом, втором и третьем плечах схемы нелинейна при любом соотношении параметров.

Схемы с четырьмя датчиками

При анализе схемы с четырьмя датчиками будем полагать, что датчики включены во все плечи мостовой измерительной схемы и имеют в исходном состоянии сопротивления R_1, R_2, R_3, R_4 (датчик с сопротивлением R_1 включен в первое плечо моста, R_2 – во второе, R_3 – в третье, R_4 – в четвертое). Приращения сопротивлений датчиков должны удовлетворять условию: $|\Delta R_1| = |-\Delta R_2| = |-\Delta R_3| = |\Delta R_4| = |\Delta R|$. С учетом принятых допущений выражение (12.49) принимает вид

$$I_0 = U \cdot \frac{\Delta R \cdot (R_1 + R_3 + R_2 + R_4)}{A + (B - C - D + F) \cdot \Delta R}.$$

График зависимости (12.58) для различных соотношений между *B*, *C*, *F*, *D* имеет вид, приведенный на рис. 12.13

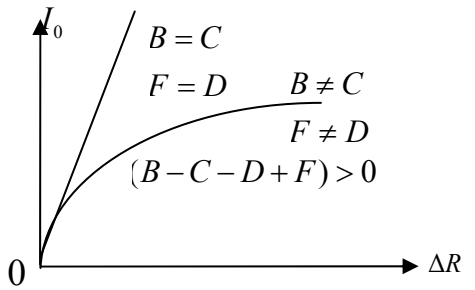


Рис. 12.13. Зависимость $I_0 = f(\Delta R)$ для неравновесной мостовой измерительной схемы с четырьмя датчиками (датчики во всех плечах мостовой схемы)

Нетрудно видеть, что в общем случае (при $B \neq C$ и $F \neq D$) неравновесная мостовая схема нелинейна. Равенства $F = D$ и $B = C$ возможны при $R_1 = R_2$ и $R_3 = R_4$, и в этом случае рассматриваемая схема линейна.

Таким образом, для линейности неравновесной мостовой измерительной схемы с четырьмя датчиками необходимо, чтобы сопротивления датчиков в первом и втором, третьем и четвертом плечах мостовой измерительной схемы были в исходном состоянии равны, а их приращения были равны и попарно разнозначны.

12.2.3. Выводы и рекомендации

Проведенные исследования линейности неравновесных токовых мостовых измерительных схем позволяют сделать вполне определенные выводы и дать практические рекомендации по включению датчиков в то или иное плечо мостовой схемы.

Ниже приводятся выводы и даются рекомендации при использовании одного, двух, трех и четырех датчиков.

1. Неравновесная токовая мостовая схема с одним датчиком нелинейна при любом включении датчика (в первое, второе, третье или четвертое плечо мостовой схемы). Схема с одним датчиком может быть рекомендована лишь при малых изменениях сопротивления датчика и при малых диапазонах измерений.

2. Мостовая схема с двумя датчиками может быть линейна, если датчики включены в первое и второе или третье и четвертое плечо мостовой схемы. При этом начальные (исходные) сопротивления датчиков должны быть равны, а их приращения равны и разнозначны (т. е. при росте сопротивления одного датчика сопротивление второго датчика должно на это же значение уменьшаться). При несоблюдении этих условий линейность мостовой схемы нарушается.

3. Мостовая схема с тремя датчиками нелинейна при любом их включении. Использовать схему с тремя датчиками не рекомендуется.

4. Мостовая схема с четырьмя датчиками может быть линейной при соблюдении ряда условий: используемые датчики должны иметь равные началь-

ные (исходные) сопротивления, а их приращения должны быть равными и попарно разнозначными, т. е. датчики в первом и четвертом плечах мостовой схемы должны иметь положительные приращения, а во втором и третьем – отрицательные. При несоблюдении этих условий линейность мостовой схемы нарушается.

13. НЕРАВНОВЕСНЫЕ ПОТЕНЦИАЛЬНЫЕ МОСТОВЫЕ СХЕМЫ

13.1. Чувствительность потенциальных мостовых схем

13.1.1. Общие положения

Исследование чувствительности неравновесных потенциальных мостовых измерительных схем проводится при допущении, что используется один датчик, включенный в первое плечо мостовой схемы (рис. 13.1).

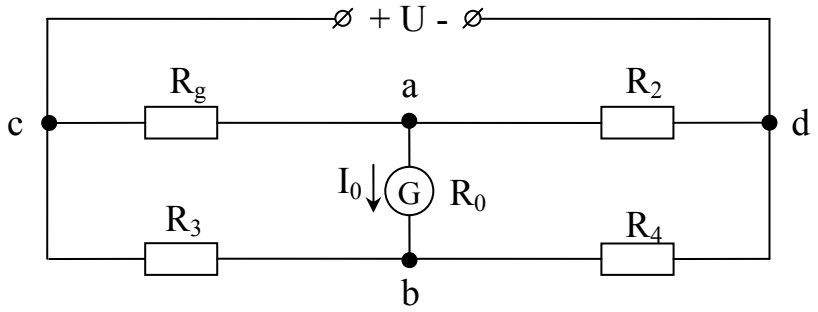


Рис. 13.1. Потенциальная мостовая измерительная схема с одним датчиком

В п. 11.1 учебного пособия было отмечено, что мостовая схема считается потенциальной, если сопротивление прибора *G*, включенного в измерительную диагональ моста, много больше сопротивлений плеч мостовой схемы. В этом же пункте сделан вывод основного соотношения потенциальной мостовой схемы (см. выражение (11.6)).

Для мостовой схемы, приведенной на рис. 13.1, выражение (11.6) принимает вид

$$U_0 = U\frac{R_g \cdot R_4 - R_2 \cdot R_3}{\left(R_g + R_2\right)\left(R_3 + R_4\right)}, \qquad (13.1)$$

где U_0 – напряжение на измерительной диагонали мостовой схемы;

U – напряжение питания;

R_g – сопротивление датчика;

R_2, R_3, R_4 – сопротивление плеч моста.

Дальнейший анализ рассматриваемой мостовой схемы проводится при следующих допущениях:

$$R_g = R_1 + \Delta R_1, \tag{13.2}$$

$$\Delta R_1 << R_1, \tag{13.3}$$

$$R_1 \cdot R_4 = R_2 \cdot R_3, \tag{13.4}$$

где R_1 – начальное (исходное) сопротивление датчика;

ΔR_1 – измерение сопротивления датчика;

R_g, R_2, R_3, R_4 – определены выше.

С учетом принятых допущений (13.2), (13.3) и (13.4) выражение (13.1) преобразуется в соотношение

$$U_0 = U \frac{\Delta R_1 \cdot R_4}{(R_1 + R_2)(R_3 + R_4)}, \tag{13.5}$$

где U_0, U, ΔR_1, R_1, R_2, R_3, R_4 – определены выше.

13.1.2. Основные соотношения

В п. 11.2 учебного пособия даны точное и приближенное определения чувствительности неравновесной потенциальной мостовой измерительной схемы. В данном пункте учебного пособия используется приближенное значение чувствительности по напряжению, приведенное ниже.

$$S(U_0) \approx \frac{\Delta U_0}{\Delta R_1}, \tag{13.6}$$

где $S(U_0)$ – чувствительность по напряжению;

ΔR_1 – изменение сопротивления датчика;

ΔU_0 – изменение напряжения в измерительной диагонали мостовой схемы при изменении сопротивления датчика на ΔR_1.

Дальнейший анализ проводится для оценки оптимальных параметров потенциальных мостовых измерительных схем, позволяющих получить максимальную чувствительность при заданных допущениях, т. е. при заданных условиях (13.2)–(13.4) и при заданном значении ΔR_1 можно найти значения U, R_2, R_3 и R_4, при которых чувствительность $S(U_0)$ максимальна. Из (13.6) следует,

что при $\Delta R_1 = \text{const}$ чувствительность максимальна при максимальном значении приращения ΔU_0, которое определяется соотношением

$$\Delta U_0 = U_0 - U_{0H}, \tag{13.7}$$

где U_{0H} – напряжение на измерительной диагонали в исходном состоянии мостовой схемы (при $\Delta R_1 = 0$);

ΔU_0, U_0 – определены выше.

Поскольку в исходном состоянии рассматриваемая мостовая схема уравновешена, то $U_{0H} = 0$ и $\Delta U_0 = U_0$ (см. выражение (13.7)).

Другими словами, для принятых допущений чувствительность $S(U_0) \to \max$, если напряжение U_0, определяемое соотношением (13.5), также стремится к максимальному значению.

Для дальнейшего анализа чувствительности рассматриваемой мостовой схемы по напряжению удобно разделить числитель и знаменатель выражения (13.5) на $R_1 \cdot R_4$ и ввести обозначение $\varepsilon = \dfrac{\Delta R_1}{R_1}$.

$$U_0 = U \frac{\varepsilon}{\left(1 + \dfrac{R_2}{R_1}\right) \cdot \left(1 + \dfrac{R_3}{R_4}\right)} \tag{13.8}$$

Обозначим отношение $\dfrac{R_2}{R_1}$ через K.

$$\frac{R_2}{R_1} = K. \tag{13.9}$$

Тогда, в силу равновесия моста в исходном состоянии, справедливы соотношения

$$R_1 \cdot R_4 = R_2 \cdot R_3, \tag{13.10}$$

$$\frac{R_3}{R_4} = \frac{1}{K}. \tag{13.11}$$

Подставляя (13.9) и (13.11) в уравнение (13.8), получим

$$U_0 = U\frac{\varepsilon \cdot K}{(1+K)^2}. \qquad (13.12)$$

Для оценки значения K необходимо исследовать полученное соотношение (13.12) на максимум. Для этого найдем первую производную $\frac{dU_0}{dK}$ и приравняем ее нулю.

$$\frac{dU_0}{dK} = U \cdot \varepsilon \cdot \frac{1\cdot(1+K)^2 - K\cdot 2\cdot(1+K)\cdot 1}{(1+K)^4} = 0. \qquad (13.13)$$

Произведение нескольких сомножителей равно нулю, если ноль – один из сомножителей. Соотношение (13.13) состоит из трех сомножителей. Первые два сомножителя (U и ε) не равны нулю, т. е. нулю равен третий сомножитель, представляющий собой дробь. Дробь, в свою очередь, равна нулю, если ноль – ее числитель. Приравнивая нулю числитель рассматриваемой дроби, получим

$$(1+K)^2 - 2K(1+K) = 0.$$

Полученное выражение, после приведения подобных, принимает вид

$$1 - K = 0.$$

Решая полученное уравнение относительно K, находим

$$K = 1. \qquad (13.14)$$

Из (13.14) следует, что $R_2 = R_1$ и $R_3 = R_4$.

Таким образом, при заданном сопротивлении датчика и принятых допущениях потенциальная мостовая измерительная схема имеет максимальную чувствительность по напряжению при $U \to \infty$, $R_2 = R_1$ и $R_3 = R_4$.

13.2. Линейность потенциальных мостовых схем

13.2.1. Общие положения

Исследование линейности неравновесных потенциальных мостовых измерительных схем проводится при допущении, что датчики включены во все четыре плеча мостовой схемы (рис. 13.2).

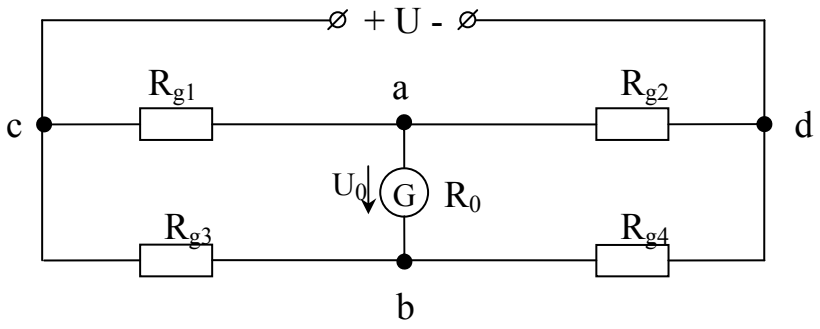


Рис. 13.2. Принципиальная схема неравновесного потенциального моста с четырьмя датчиками

Выведенное выше основное соотношение потенциальной мостовой схемы (11.6) для схемы, приведенной на рис. 13.2, принимает вид

$$U_0 = U \frac{R_{g1} \cdot R_{g4} - R_{g2} \cdot R_{g3}}{(R_{g1} + R_{g2})(R_{g3} + R_{g4})}, \qquad (13.15)$$

где U_0 – напряжение на измерительной диагонали мостовой схемы;

U – напряжение питания;

R_0 – сопротивление прибора G (принято, что $R_0 \to \infty$);

R_{g1}, R_{g2}, R_{g3}, R_{g4} – сопротивление датчиков.

Дальнейший анализ рассматриваемой мостовой схемы проводится при следующих допущениях:

$$R_{g1} = R_1 + \Delta R_1, \qquad (13.16)$$

$$R_{g2} = R_2 + \Delta R_2, \qquad (13.17)$$

$$R_{g3} = R_3 + \Delta R_3, \qquad (13.18)$$

$$R_{g4} = R_4 + \Delta R_4, \qquad (13.19)$$

$$R_1 \cdot R_4 = R_2 \cdot R_3, \qquad (13.20)$$

где R_1, R_2, R_3, R_4 – начальные сопротивления датчиков;

$\Delta R_1, \Delta R_2$, ΔR_3, ΔR_4 – приращения сопротивлений датчиков.

Изменения сопротивлений датчиков ΔR_1, ΔR_2, ΔR_3, ΔR_4 много меньше сопротивлений самих датчиков, т. е.

$$\Delta R_1 << R_1, \qquad (13.21)$$

$$\Delta R_2 << R_2, \qquad (13.22)$$

$$\Delta R_3 << R_3, \tag{13.23}$$

$$\Delta R_4 << R_4, \tag{13.24}$$

где $\Delta R_1, \Delta R_2, \Delta R_3, \Delta R_4$ – определены выше.

Квадраты и кубы приращений датчиков малы и ими можно пренебречь, т. е. $\Delta R_1^2 \approx 0$, $\Delta R_1^3 \approx 0$, $\Delta R_2^2 \approx 0$, $\Delta R_2^3 \approx 0$ и т. д.

С учетом принятых допущений (13.16) – (13.24) и равенства нулю квадратов и кубов приращений датчиков выражение (13.15) принимает вид

$$U_0 = U \frac{\Delta R_1 \cdot R_4 + \Delta R_2 \cdot R_3 + \Delta R_3 \cdot R_2 + \Delta R_4 \cdot R_1}{A + \Delta R_1 \cdot B + \Delta R_2 \cdot C + \Delta R_3 \cdot D + \Delta R_4 \cdot F}, \tag{13.25}$$

где U, U_0, R_1, R_2, R_3, R_4, $\Delta R_1, \Delta R_2$, ΔR_3, ΔR_4 определены выше;

$A = R_1 \cdot R_3 + R_1 \cdot R_4 + R_2 \cdot R_3 + R_2 \cdot R_4$;

$B = C = R_3 + R_4$;

$D = F = R_3 + R_2$.

Полученное выражение (13.25) позволяет проанализировать линейность неравновесных потенциальных мостовых схем.

13.2.2. Основные соотношения

Полученное в п. 13.2.1 выражение (13.25) позволяет проанализировать линейность неравновесных потенциальных мостовых измерительных схем (см. рис. 13.2) при использовании одного, двух, трех и четырех датчиков.

Схемы с одним датчиком

При анализе мостовой схемы с одним датчиком предполагается, что датчик с начальным (исходным) сопротивлением R_1 расположен в первом плече мостовой схемы. В трех других плечах мостовой схемы установлены постоянные сопротивления R_2, R_3, R_4. Приращение сопротивления датчика $\Delta R_1 \neq 0$. Все другие приращения (ΔR_2, ΔR_3, ΔR_4) тождественно равны нулю. В этом случае выражение (13.25) принимает вид

$$U_0 = U \frac{\Delta R_1 \cdot R_4}{A + \Delta R_1 \cdot B}, \tag{13.26}$$

где U_0, U, A, B, ΔR_1, R_4 – определены выше.

График зависимости $U_0 = f(\Delta R_1)$ приведен на рис. 13.3.

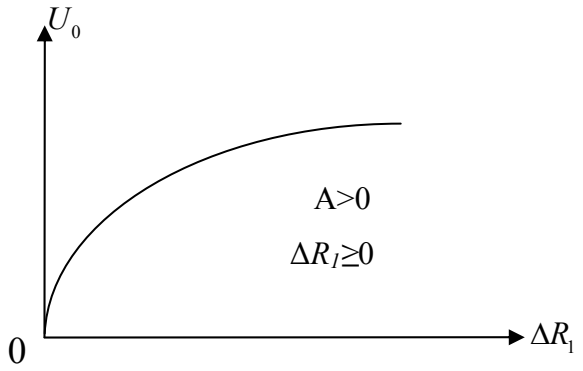


Рис. 13.3. Зависимость $U_0 = f(\Delta R_1)$ для потенциальной мостовой измерительной схемы с одним датчиком (датчик в первом плече схемы)

Соотношение (13.26) и график, приведенный на рис. 13.3, свидетельствуют о том, что неравновесная потенциальная мостовая измерительная схема с одним датчиком, расположенным в первом плече схемы, нелинейна. Этот вывод также справедлив при расположении одного датчика в любом другом плече схемы. Последнее утверждение дается без доказательств, но оно может быть легко получено студентами самостоятельно при анализе соотношения (13.25).

Схемы с двумя датчиками

Датчики в первом и втором плечах схемы

При анализе схемы с двумя датчиками принимаются следующие допущения (см. рис. 13.2): начальные (исходные) сопротивления датчиков R_1 и R_2; в исходном положении мостовая схема уравновешена (т. е. $R_1 \cdot R_4 = R_2 \cdot R_3$); приращения сопротивлений датчиков удовлетворяют условию $|\Delta R_1| = |-\Delta R_2| = |\Delta R|$; приращения ΔR_3 и ΔR_4 тождественно равны нулю. С учетом изложенных допущений выражение (13.25) принимает вид

$$U_0 = U \frac{\Delta R \cdot (R_3 + R_4)}{A} \qquad (13.27)$$

где A – постоянный коэффициент (определен выше).

График зависимости $U_0 = f(\Delta R)$ приведен на рис. 13.4.

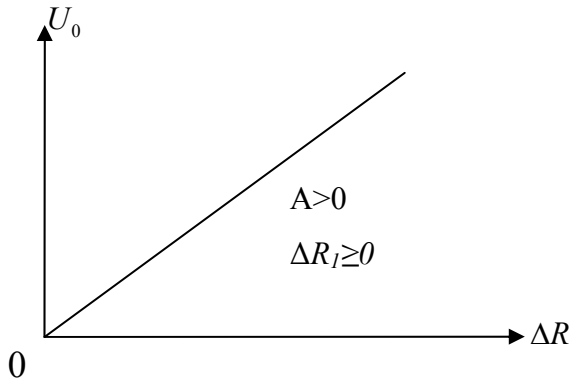


Рис. 13.4. Зависимость $U_0 = f(\Delta R)$ для потенциальной мостовой измерительной схемы с двумя датчиками (датчики в первом и втором плечах схемы)

Соотношение (13.27) и график, приведенный на рис. 13.4, свидетельствуют о том, что неравновесные потенциальные мостовые измерительные схемы с двумя датчиками (в первом и втором плечах) линейны, если выполняется условие $|\Delta R_1| = |-\Delta R_2| = |\Delta R|$.

Таким образом, для линейности неравновесной потенциальной мостовой измерительной схемы с двумя датчиками, размещенными в первом и втором плечах схемы, необходимо, чтобы приращения сопротивлений датчиков ΔR_1 и ΔR_2 были равны между собой по модулю и противоположны по знаку.

Отметим, что положительные приращения сопротивлений датчиков соответствуют увеличению их сопротивлений, а отрицательные приращения соответствуют уменьшению сопротивлений датчиков. Для выполнения условия линейности схемы необходимо, чтобы при увеличении сопротивления датчика в первом плече на ΔR сопротивление датчика во втором плече уменьшалось бы на эту же величину.

Датчики в первом и третьем плечах схемы

При анализе схемы в этом случае предполагается, что датчики с начальными (исходными) сопротивлениями R_1 и R_3 расположены в первом и третьем плечах мостовой схемы. В двух других плечах мостовой схемы установлены постоянные сопротивления R_2 и R_4 (см. рис. 13.2). Приращения сопротивлений датчиков удовлетворяют условию $|\Delta R_1| = |-\Delta R_3| = |\Delta R|$. Приращения ΔR_2 и ΔR_4 тождественно равны нулю. Мостовая схема в исходном состоянии уравновеше-

на (т. е. $R_1 \cdot R_4 = R_2 \cdot R_3$). С учетом изложенных допущений выражение (13.25) принимает вид

$$U_0 = U \frac{\Delta R \cdot \left(R_2 + R_4\right)}{A + \Delta R \cdot \left(B - D\right)}, \tag{13.28}$$

где A, B, D – постоянные коэффициенты (определены выше).

Выражение (13.28) получено из предположения, что приращения сопротивлений датчиков равны и разнозначны. Очевидно, что это предположение может быть выполнено, если использованы одинаковые датчики с равными начальными сопротивлениями. Кроме того, для обеспечения равновесия мостовой схемы необходимо, чтобы были равны сопротивления, установленные во втором и четвертом плечах схемы. Таким образом, должны быть правомерны следующие равенства:

$$R_1 = R_3, \tag{13.29}$$

$$R_2 = R_4. \tag{13.30}$$

С учетом (13.29) и (13.30) выражение (13.28) принимает вид

$$U_0 = U \frac{\Delta R \cdot \left(R_2 + R_4\right)}{A - \Delta R}. \tag{13.31}$$

Учитывая, что $A >> \Delta R^2$, окончательно получим

$$U_0 = U \frac{\Delta R \cdot \left(R_2 + R_4\right)}{A} \tag{13.32}$$

График зависимости $U_0 = f\left(\Delta R\right)$ приведен на рис. 13.5.

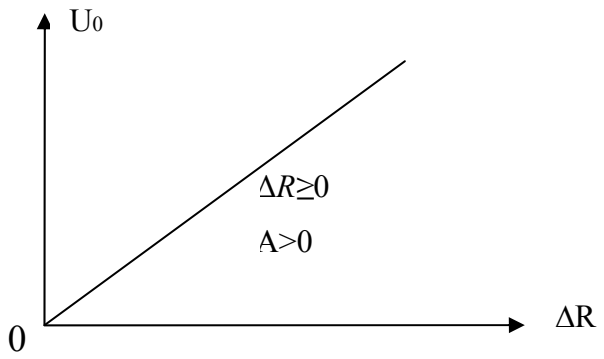


Рис. 13.5. Зависимость $U = f(\Delta R)$ для неравновесной потенциальной мостовой измерительной схемы с двумя датчиками (датчики в первом и третьем плечах схемы)

Соотношение (13.31) и график, приведенный на рис. 13.5, свидетельствуют о том, что неравновесные потенциальные мостовые измерительные схемы с двумя датчиками (в первом и третьем плечах) при выполнении принятых допущений линейны.

Датчики в первом и четвертом плечах схемы

При анализе схемы в этом случае предполагается, что датчики с начальными (исходными) сопротивлениями R_1 и R_4 расположены в первом и четвертом плечах мостовой схемы (см. рис. 13.2). В двух других плечах схемы установлены постоянные сопротивления R_2 и R_3 (приращения ΔR_2 и ΔR_3 соответственно равны нулю). Приращения сопротивлений датчиков удовлетворяют условию: $|\Delta R_1| = |\Delta R_4| = |\Delta R|$. Предполагается также, что в исходном состоянии мостовая схема уравновешена (т. е. $R_1 \cdot R_4 = R_2 \cdot R_3$). С учетом изложенных допущений выражение (13.25) принимает вид

$$U_0 = U \frac{\Delta R \cdot (R_1 + R_4)}{A + \Delta R \cdot (B + F)}$$

где A, B, F – постоянные величины.

График зависимости $U_0 = f(\Delta R)$ приведен на рис. 13.6.

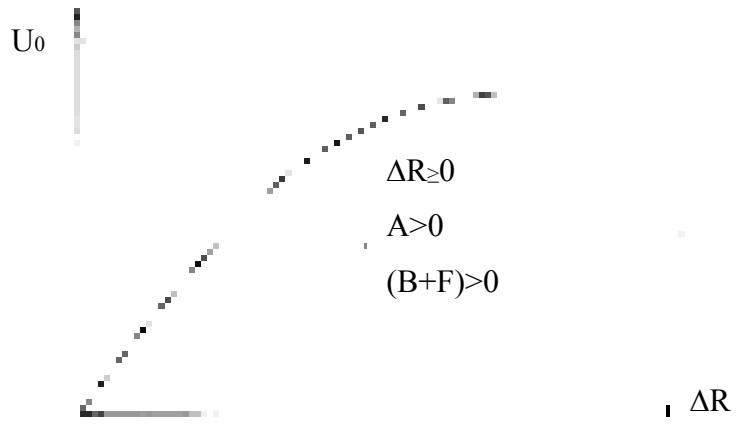


Рис. 13.6. Зависимость $U_0 = f(\Delta R)$ для неравновесной потенциальной мостовой измерительной схемы с двумя датчиками (датчики в первом и четвертом плечах схемы)

Соотношение (13.33) и график, приведенный на рис. 13.6, свидетельствуют о том, что неравновесные потенциальные мостовые измерительные схемы с датчиками в первом и четвертом плечах нелинейны.

Датчики во втором и третьем плечах схемы

При анализе схемы в этом случае предполагается, что датчики с начальными (исходными) сопротивлениями R_2 и R_3 расположены во втором и третьем плечах схемы (см. рис. 13.2). Приращения сопротивлений датчиков удовлетворяют условию: $\left|-\Delta R_2\right| = \left|-\Delta R_3\right| = \left|\Delta R\right|$. В двух других плечах схемы установлены постоянные сопротивления R_1 и R_4, и их приращения соответственно равны нулю. Предполагается также, что в исходном состоянии мостовая схема уравновешена (т. е. $R_1 \cdot R_4 = R_2 \cdot R_3$). С учетом изложенных допущений выражение (13.25) принимает вид

$$U_0 = U \frac{\Delta R \cdot \left(R_2 + R_3\right)}{A - \Delta R \cdot \left(B + D\right)}, \qquad (13.34)$$

где A, B, D – постоянные коэффициенты.

График зависимости $U_0 = f\left(\Delta R\right)$ приведен на рис. 13.7.

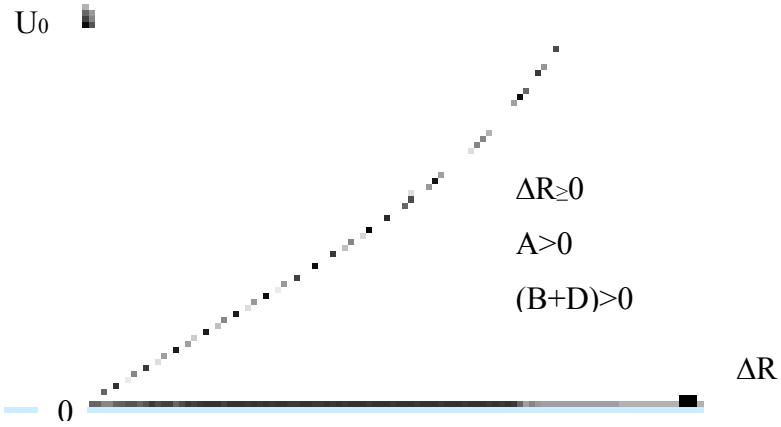


Рис. 13.7. Зависимость $U_0 = f\left(\Delta R\right)$ для неравновесной потенциальной мостовой измерительной схемы с двумя датчиками (датчики во втором и третьем плечах схемы)

Соотношение (13.34) и график, приведенный на рис. 13.7, свидетельствуют о том, что неравновесные потенциальные мостовые измерительные схемы с датчиками во втором и третьем плечах нелинейны.

Датчики во втором и четвертом плечах схемы

При анализе схемы в этом случае предполагается, что датчики с начальными (исходными) сопротивлениями R_1 и R_4 расположены во втором и четвертом плечах схемы (см. рис. 13.2). Приращения сопротивлений датчиков удовлетворяют условию $\left|-\Delta R_2\right| = \left|\Delta R_4\right| = \left|\Delta R\right|$. В двух других плечах схемы установлены постоянные сопротивления R_2 и R_4, и их приращения соответственно равны нулю. Предполагается также, что в исходном состоянии мостовая схема уравновешена (т. е. $R_1 \cdot R_4 = R_2 \cdot R_3$). С учетом изложенных допущений выражение (13.25) принимает вид

$$U_0 = U \frac{\Delta R \cdot \left(R_1 + R_3\right)}{A + \Delta R \cdot \left(F - B\right)}, \tag{13.35}$$

где A, B, F – постоянные коэффициенты.

Принимая, что $R_1 = R_4$, $R_2 = R_3$ окончательно получим

$$U_0 = U \frac{\Delta R \cdot \left(R_2 + R_4\right)}{A} \tag{13.36}$$

График зависимости $U_0 = f\left(\Delta R\right)$ приведен на рис. 13.8.

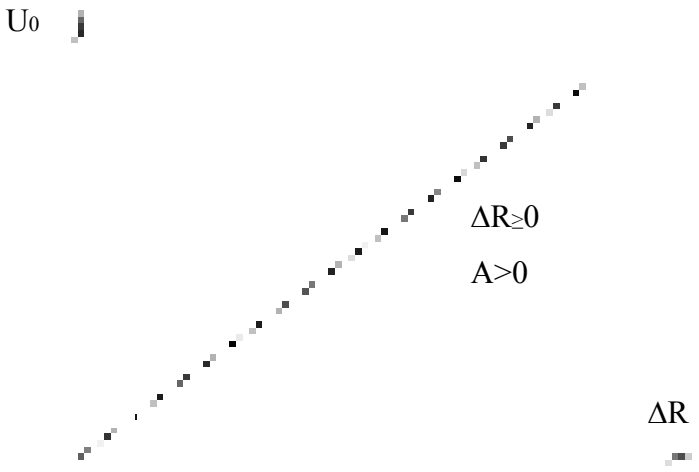


Рис. 13.8. Зависимость $U_0 = f\left(\Delta R\right)$ для неравновесной потенциальной мостовой измерительной схемы с двумя датчиками (датчики во втором и четвертом плечах схемы)

Соотношение (13.36) и график, приведенный на рис. 13.8, свидетельствуют о том, что неравновесные потенциальные мостовые измерительные схемы с

датчиками во втором и четвертом плечах при выполнении принятых допущений линейны.

Датчики в третьем и четвертом плечах схемы

При анализе схемы в этом случае предполагается, что датчики с начальными (исходными) сопротивлениями R_3 и R_4 расположены в третьем и четвертом плечах схемы (см. рис. 13.2). Приращения сопротивлений датчиков удовлетворяют условию $\left|-\Delta R_3\right| = \left|\Delta R_4\right| = \left|\Delta R\right|$. В двух других плечах схемы установлены постоянные сопротивления, и их приращения соответственно равны нулю. Предполагается также, что в исходном положении мостовая схема уравновешена и выполняется условие $R_1 \cdot R_4 = R_2 \cdot R_3$. С учетом принятых допущений выражение (13.25) принимает вид

$$U_0 = U\frac{\Delta R \cdot \left(R_1 + R_2\right)}{A} \tag{13.37}$$

где A – постоянный коэффициент.

График зависимости $U_0 = f\left(\Delta R\right)$ приведен на рис. 13.9.

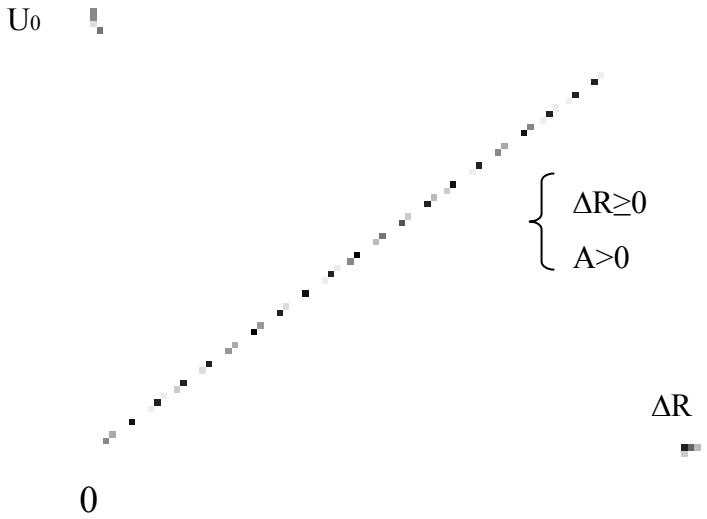


Рис. 13.9. Зависимость $U_0 = f\left(\Delta R\right)$ для неравновесной потенциальной мостовой измерительной схемы с двумя датчиками (датчики в третьем и четвертом плечах схемы)

Соотношение (13.37) и график, приведенный на рис. 13.9, свидетельствуют о том, что неравновесные потенциальные мостовые измерительные схемы с датчиками в третьем и четвертом плечах схемы при выполнении принятых допущений линейны.

Схемы с тремя датчиками

Датчики в первом, втором и третьем плечах схемы

При анализе схемы в этом случае предполагается, что датчики с начальными (исходными) сопротивлениями R_1, R_2, R_3 расположены в первом, втором и третьем плечах схемы (см. рис. 13.2). Приращения сопротивлений датчиков удовлетворяют условию $|\Delta R_1| = |-\Delta R_2| = |-\Delta R_3| = |\Delta R|$. В четвертом плече схемы установлено постоянное сопротивление R_4. Предполагается также, что в исходном положении мостовая схема уравновешена и соответственно выполняется условие $R_1 \cdot R_4 = R_2 \cdot R_3$. С учетом принятых допущений, выражение (13.25) принимает вид

$$U_0 = U \cdot \frac{\Delta R \cdot (R_2 + R_3 + R_4)}{A - \Delta R \cdot (C + D - B)}, \qquad (13.38)$$

где A, C, D – постоянные коэффициенты.

График зависимости $U_0 = f(\Delta R)$ приведен на рис. 13.10.

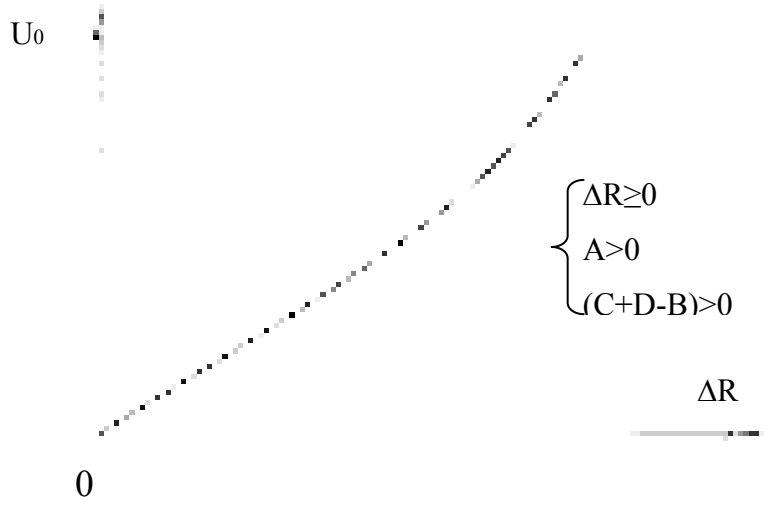


Рис. 13.10. Зависимость $U_0 = f(\Delta R)$ для неравновесной потенциальной мостовой измерительной схемы с тремя датчиками (датчики в первом, втором и третьем плечах схемы)

Соотношение (13.38) и график, приведенный на рис. 13.10, свидетельствуют о том, что неравновесные потенциальные мостовые измерительные схемы с датчиками в первом, втором и третьем плечах схемы нелинейны. Нелинейность схемы сохраняется при размещении трех датчиков в любых других плечах мостовых измерительных схем.

Схемы с четырьмя датчиками

При анализе схемы в этом случае предполагается, что датчики с начальными (исходными) сопротивлениями R_1, R_2, R_3, R_4 размещены в первом, втором, третьем и четвертом плечах схемы (см. рис. 13.2). Приращения сопротивлений датчиков должны удовлетворять условию $|\Delta R_1| = |-\Delta R_2| = |-\Delta R_3| = |\Delta R_4| = |\Delta R|$. Предполагается также, что в исходном положении мостовая схема уравновешена и соответственно выполняется условие $R_1 \cdot R_4 = R_2 \cdot R_3$. С учетом принятых допущений выражение (13.25) принимает вид

$$U_0 = U \cdot \frac{\Delta R \cdot (R_1 + R_2 + R_3 + R_4)}{A} \tag{13.39}$$

где A – постоянный коэффициент.

График зависимости $U_0 = f(\Delta R)$ приведен на рис. 13.11.

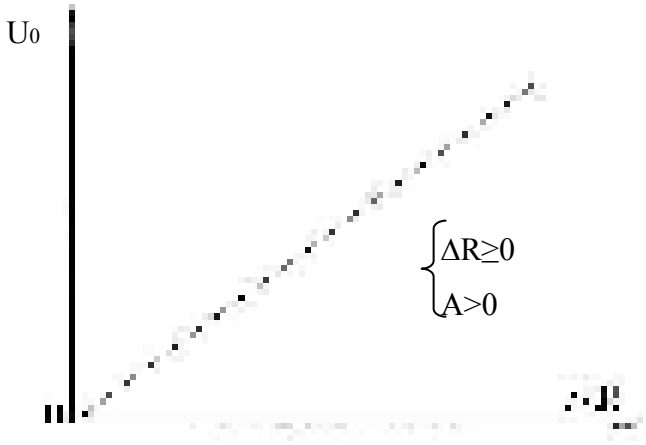


Рис. 13.11. Зависимость $U_0 = f(\Delta R)$ для неравновесной потенциальной мостовой измерительной схемы с четырьмя датчиками

Соотношение (13.39) и график, приведенный на рис. 13.11, свидетельствуют о том, что неравновесные потенциальные мостовые измерительные схемы с четырьмя датчиками (во всех плечах измерительной схемы) при выполнении принятых допущений линейны.

13.2.3. Выводы и рекомендации

Анализ линейности мостовых измерительных схем (как токовых, так и потенциальных) свидетельствует о том, что при нечетном числе датчиков схе-

мы нелинейны, а при четном (два или четыре датчика) могут быть линейны при выполнении ряда условий. Эти условия сводятся к следующему: мостовые схемы должны быть симметричными, исходные (начальные) сопротивления датчиков должны быть одинаковы, а их приращения равными и попарно разнозначными. Подробно условия линейности неравновесных мостовых измерительных схем приведены в пп. 13.2.1 и 13.2.2 настоящего учебного пособия.

Рассмотрим, насколько реализуемы условия линейности неравновесных мостовых измерительных схем, приведенные выше. Оценим возможность практического выполнения этих условий при построении измерительных устройств различного назначения.

Предположим, что требуется включить в мостовую измерительную схему четыре тензодатчика, наклеенных на балку (рис. 13.12).

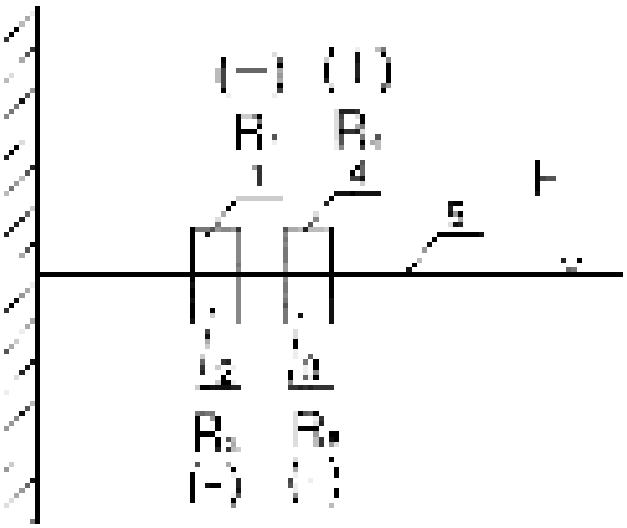


Рис. 13.12. Схема размещения тензодатчиков:
1, 2, 3, 4 – тензодатчики; 5 – балка; R_1, R_2, R_3, R_4 – сопротивления тензодатчиков; F – сила, изгибающая балку

Два тензодатчика наклеены сверху и при деформации балки имеют положительные приращения сопротивлений, а два других тензодатчика наклеены снизу и при деформации балки имеют отрицательные приращения сопротивлений.

Другими словами, при деформации балки 5 силой F сопротивления R_1 и R_4 будут возрастать, сопротивления R_3, R_4 – уменьшаться.

Для реализации условия линейности необходимо, чтобы сопротивления тензодатчиков в исходном состоянии (до деформации) были попарно равны ($R_1 = R_2$ и $R_3 = R_4$), а их приращения были попарно равны и разнозначны ($|\Delta R_1| = |-\Delta R_2|$, $|\Delta R_4| = |-\Delta R_3|$). Очевидно, что эти условия практически вполне выполнимы. Для этого необходимо использовать однотипные тензодатчики с одинаковыми характеристиками. При этом первый тензодатчик с сопротивлением R_1 необходимо включить в первое плечо, второй с сопротивлением R_2 – во второе плечо, третий – в третье и четвертый – в четвертое плечо неравновесной мостовой измерительной схемы, соединив их так, как это показано на рис. 13.2. В этом случае мостовая схема при принятых допущениях будет иметь линейную характеристику.

14. РАВНОВЕСНЫЕ МОСТОВЫЕ СХЕМЫ

14.1. Общие положения

В данной главе учебного пособия проведен анализ равновесных мостовых измерительных схем постоянного тока. Рассмотрены различные варианты включения датчиков в равновесные мостовые схемы, примеры расчета схем, а также сделаны выводы по результатам исследований и даны рекомендации по практическому использованию рассматриваемых устройств.

Принципиальная электрическая схема равновесной мостовой схемы приведена на рис. 14.1.

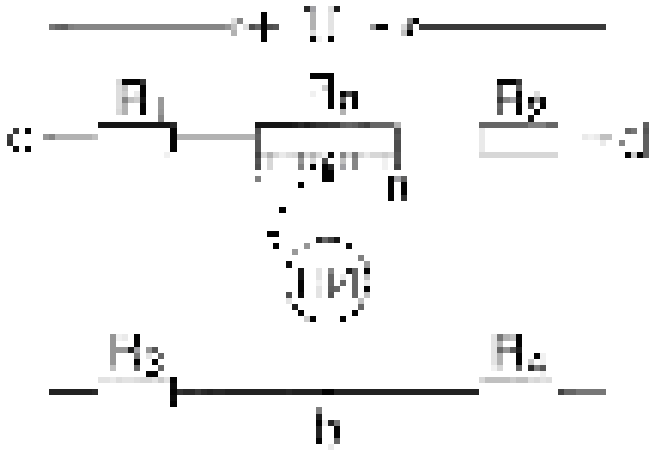


Рис. 14.1. Принципиальная электрическая схема равновесной мостовой измерительной схемы постоянного тока: $R_{\text{Р}}$ – сопротивление реохорда; x – координаты движка реохорда; НИ – нуль-индикатор; R_1, R_2, R_3, R_4 – электрические сопротивления; U – напряжение питания

Ниже рассматриваются четыре возможных варианта включения датчиков: датчик в первом плече; датчик во втором плече; датчик в третьем плече; датчик в четвертом плече мостовой схемы. Для каждого случая проведен анализ чувствительности и линейности мостовой схемы, сделаны соответствующие выводы.

14.2. Датчик в первом плече

Предполагается, что датчик с начальным (исходным) сопротивлением $R_{\text{Н}}$ включен в первое плечо равновесной мостовой измерительной схемы постоянного тока (см. рис. 14.1). Предполагая, что приращение сопротивления датчика

составляет ΔR_1, координата $x = 0$ при положении движка реохорда в крайнем правом положении и координата $x = 1$ при положении движка реохорда в крайнем левом положении, запишем условие равновесия для рассматриваемой схемы.

$$\left(R_H + \Delta R_1 + R_p - R_p \cdot x\right) \cdot R_4 = \left(R_2 + R_p \cdot x\right) \cdot R_3 . \qquad (14.1)$$

Раскрыв скобки в уравнении (14.1), сделав приведение подобных (по принятому допущению $R_H \cdot R_4 = R_2 \cdot R_3$) и решив рассматриваемое уравнение относительно x, получим:

$$x = \frac{R_4}{R_3 + R_4} + \Delta R_1 \cdot \frac{1}{R_p} \cdot \frac{R_4}{R_3 + R_4} . \qquad (14.2)$$

Введем обозначение:

$$\frac{R_4}{R_3 + R_4} = A . \qquad (14.3)$$

С учетом (14.3) выражение (14.2) принимает вид

$$x = A + \Delta R_1 \cdot A \cdot \frac{1}{R_p} = A\left(1 + \Delta R_1 \cdot \frac{1}{R_p}\right). \qquad (14.4)$$

График полученной зависимости приведен на рис. 14.2.

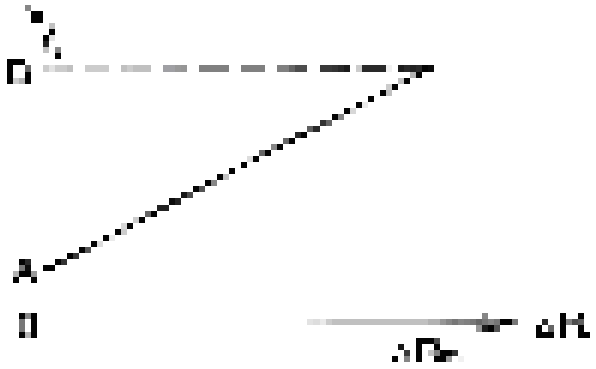


Рис. 14.2. Зависимость $x = f\left(\Delta R_1\right)$ для равновесной мостовой измерительной схемы с датчиком в первом плече

Отметим, что при ΔR_1=0 координата $x = A$, а при $\Delta R_1 = \Delta R_m$ (где ΔR_m – максимальное приращение сопротивления датчика) координата $x = B$, где B определяется соотношением

$$B = \frac{R_4}{R_3 + R_4} \cdot \left(1 + \frac{\Delta R_m}{R_\text{Р}}\right). \qquad (14.5)$$

Анализ зависимости $x = f(\Delta R_1)$ показывает, что при размещении датчика в первом плече равновесная мостовая измерительная схема линейна.

Чувствительность равновесной схемы S определяется выражением

$$S = \lim_{\Delta R_1 \to 0} \frac{\Delta x}{\Delta R_1'}, \qquad (14.6)$$

где Δx – приращение выходной величины (изменение координаты движка реохорда);

ΔR_1 – приращение входной величины (изменение сопротивления датчика).

При $\Delta R_1 = \text{const}$ чувствительность S растет при росте приращения Δx. Приращение Δx растет в соответствии с (14.4) при уменьшении сопротивления $R_\text{Р}$. Таким образом, при прочих равных и неизменных условиях чувствительность равновесной схемы растет при уменьшении сопротивления реохорда. Отметим, что рост чувствительности в этом случае сопровождается уменьшением диапазона возможных изменений сопротивления датчика.

Рассмотрим зависимость $x = f(\Delta R_1)$ с датчиком в первом плече в общем случае, т. е. не накладывая какие-либо ограничения на значения параметров мостовой схемы (в том числе считаем, что $R_H \cdot R_4 \neq R_2 \cdot R_3$). Тогда, решая уравнение (14.1) относительно x, получим

$$x = \frac{R_H \cdot R_4 - R_2 \cdot R_3 + R_p \cdot R_4 + \Delta R_1 \cdot R_4}{R_p \cdot (R_3 + R_4)}. \qquad (14.7)$$

Разделим числитель и знаменатель соотношения (14.7) на R_4 и введем обозначение:

$$a = \frac{R_3}{R_4}. \qquad (14.8)$$

С учетом (14.8) соотношение (14.7) принимает вид

$$x = \frac{R_H - a \cdot R_2 + R_p}{R_p \cdot (1 + a)} + \Delta R_1 \cdot \frac{1}{R_p \cdot (1 + a)}. \qquad (14.9)$$

Сравнивая выражения (14.4) и (14.9) легко убедиться, что усложнение зависимости $x = f(\Delta R_1)$ за счет отказа от равенства $R_H \cdot R_4 = R_2 \cdot R_3$ не дает каких–либо существенных преимуществ. Более того, при этом не меняются основные свойства мостовой схемы: $x = f(\Delta R_1)$ по-прежнему имеет линейный характер, а чувствительность мостовой схемы зависит от значения сопротивления реохорда $R_\text{Р}$ (чувствительность растет при уменьшении $R_\text{Р}$ и падает при росте этого сопротивления). Исходя из результатов анализов, можно заключить, что отказ от упрощения рассматриваемого соотношения не дает принципиально новых результатов. В силу этого все дальнейшие исследования проведены из предположения, что в исходном состоянии схемы справедливо равенство $R_H \cdot R_4 = R_2 \cdot R_3$.

14.3. Датчик во втором плече

Рассматривается случай включения датчика с начальным (исходным) сопротивлением R_{2H} во второе плечо равновесной мостовой измерительной схемы постоянного тока (см. рис. 14.1). Проведем исследование схемы при следующих допущениях: приращение (изменение) сопротивления датчика равно ΔR; координата $x = 0$ при крайнем правом положении движка реохорда; координата $x = 1$ при крайнем левом положении движка реохорда, кроме того, считаем справедливым соотношение

$$R_1 \cdot R_4 = R_{2H} \cdot R_3, \qquad (14.10)$$

где R_{2H} – начальное (исходное) сопротивление датчика ($R_2 = R_{2H} + \Delta R_2$).

Условие равновесия для исследуемой мостовой схемы запишется в виде

$$\left(R_1 + R_p - R_p \cdot x\right) \cdot R_4 = \left(R_{2H} + \Delta R_2 + R_p \cdot x\right) \cdot R_3. \qquad (14.11)$$

Раскрывая скобки в уравнении (14.11), сокращая подобные члены и решая рассматриваемое уравнение относительно x, получим

$$x = \frac{R_4}{R_3 + R_4} + \Delta R_2 \cdot \frac{1}{R_p} \cdot \frac{R_4}{R_3 + R_4}, \qquad (14.12)$$

где $\dfrac{R_4}{R_3 + R_4} = A$; $\dfrac{R_3}{R_3 + R_4} = C$.

Учитывая принятые обозначения, окончательно запишем зависимость $x = f(\Delta R_2)$:

$$x = A - \Delta R_2 \cdot \frac{1}{R_p} \cdot C . \qquad (14.13)$$

График полученной зависимости приведен на рис. 14.3.

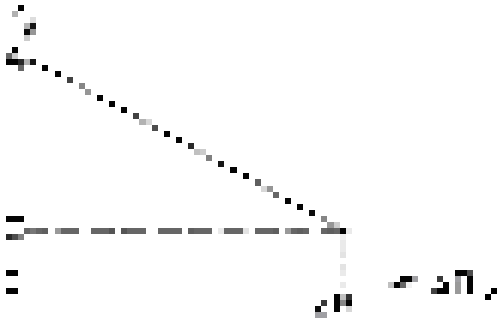


Рис. 14.3. Зависимость $x = f(\Delta R_2)$ для равновесной мостовой измерительной схемы с датчиком во втором плече

Отметим, что при ΔR_2=0 координата $x = A$ и при $\Delta R_2 = \Delta R_m$ координата $x = D$ (где ΔR_m – максимальное приращение сопротивления датчика; D – величина, определяемая соотношением (14.13) при $\Delta R_2 = \Delta R_m$).

$$D = A - \frac{\Delta R_m}{R_P} C \qquad (14.14)$$

Характер зависимости $x = f(\Delta R_2)$ свидетельствует о том, что при размещении датчика во втором плече равновесная мостовая измерительная схема линейна.

Чувствительность рассматриваемой равновесной мостовой измерительной схемы (в соответствии с соотношением (14.6), приведенным выше) зависит от значения сопротивления реохорда $R_{\text{Р}}$. При росте сопротивления реохорда чувствительность мостовой схемы уменьшается, а при снижении сопротивления реохорда чувствительность мостовой схемы возрастает. Отметим, что при росте чувствительности мостовой схемы одновременно уменьшается диапазон возможных изменений сопротивления датчика.

14.4. Датчик в третьем плече

Предполагается, что датчик включен в третье плечо равновесной мостовой измерительной схемы (см. рис. 14.1) и имеет в исходном (начальном) состоянии сопротивление R_{3H}.

Исследование мостовой схемы проводится при следующих допущениях: приращение (изменение) сопротивления датчика равно ΔR_3; координата движка реохорда $x = 0$ при крайнем правом его положении; координата движка реохорда $x = 1$ при крайнем левом его положении; справедливо соотношение $R_1 \cdot R_4 = R_2 \cdot R_{3H}$ ($R_3 = R_{3H} + \Delta R_3$).

Условие равновесия для исследуемой мостовой схемы запишется в виде

$$\left(R_1 + R_p - R_p \cdot x\right) \cdot R_4 = \left(R_2 + R_p \cdot x\right) \cdot (R_{3H} + \Delta R_3) . \qquad (14.15)$$

Раскрыв скобки в уравнении (14.15), сократив подобные члены и решив рассматриваемое соотношение относительно x, получим

$$x = \frac{R_4}{R_3 + R + \Delta R_3} - \Delta R_3 \cdot \frac{1}{R_p} \cdot \frac{R_2}{R_4 + R + R_3} . \qquad (14.16)$$

График полученной зависимости $x = f\left(\Delta R\right)$ приведен на рис. 14.4.

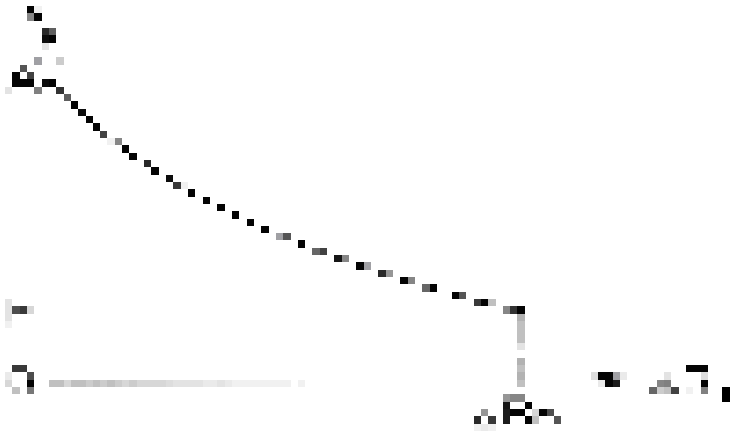


Рис. 14.4. Зависимость $x = f\left(\Delta R_3\right)$ для равновесной мостовой измерительной схемы с датчиком в третьем плече

Отметим, что при $\Delta R_3 = 0$ координата $x = A$ и при $\Delta R_3 = \Delta R_m$ координата $x = F$, где ΔR_m – максимальное приращение (изменение) сопротивления датчика; величина A – определяется соотношением (14.17), а величина F – соотношением (14.18).

$$A = \frac{R_4}{R_2 + R_{3H}}; \qquad (14.17)$$

$$F = \frac{R_4}{R_4 + R_{3H} + \Delta R_m} - \Delta R_m \cdot \frac{1}{R_p} \cdot \frac{R_2}{R_4 + R_{3H} + \Delta R_m}, \qquad (14.18)$$

где R_{3H} – начальное (исходное) сопротивление датчика.

Характер зависимости $x = f(\Delta R_3)$ свидетельствует о том, что при размещении датчика в третьем плече равновесная мостовая измерительная схема нелинейна.

Чувствительность рассматриваемой равновесной мостовой измерительной схемы (см. соотношение (14.6), приведенное выше) зависит от значения сопротивления реохорда $R_{\text{Р}}$. При росте сопротивления реохорда чувствительность мостовой схемы снижается, а при уменьшении сопротивления реохорда чувствительность мостовой схемы возрастает. Отметим, что при росте чувствительности мостовой схемы (за счет уменьшения $R_{\text{Р}}$) одновременно уменьшается диапазон возможных изменений сопротивления датчика.

14.5. Датчик в четвертом плече

Предполагается, что датчик включен в четвертое плечо равновесной мостовой измерительной схемы (см. рис. 14.1) и имеет в исходном (начальном) состоянии сопротивление R_{4H} ($R_4 = R_{4H} + \Delta R_4$).

Исследование мостовой схемы проводится при следующих допущениях: приращение (изменение) сопротивления датчика равно ΔR_4; координата движка реохорда $x = 0$ при крайнем правом его положении; координата движка реохорда $x = 1$ при крайнем левом его положении; справедливо соотношение

$$R_1 \cdot R_{4H} = R_2 \cdot R_3.$$

Условие равновесия для исследуемой мостовой схемы запишется в виде

$$\left(R_1 + R_p - R_p \cdot x\right) \cdot \left(R_{4H} + \Delta R\right) = (R_2 + R_p \cdot x) \cdot R_3. \qquad (14.19)$$

Раскрыв скобки в уравнении (14.19), сократив подобные члены и решив рассматриваемое соотношение относительно x, получим

$$x = \frac{R_{4H}}{R_{4H} + \Delta R_4 + R_3} + \Delta R_4 \cdot \frac{R_1 + R_p}{R_p \cdot (R_{4H} + \Delta R_4 + R_3}. \qquad (14.20)$$

График полученной зависимости $x = f(\Delta R_4)$ приведен на рис. 14.5.

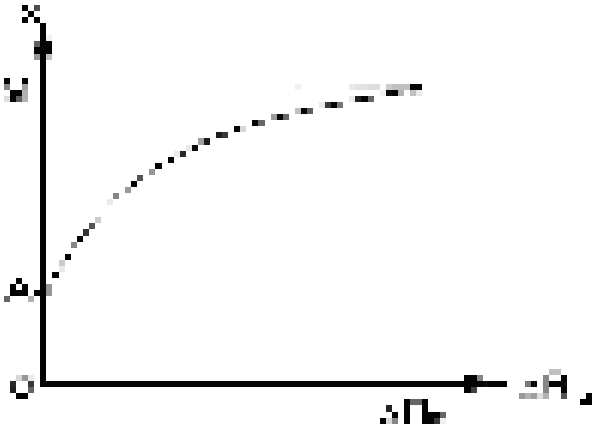


Рис. 14.5. Зависимость $x = f(\Delta R_4)$ для равновесной мостовой измерительной схемы с датчиком в четвертом плече

Проанализируем полученную зависимость $x = f(\Delta R_4)$. При отсутствии приращения (изменения) сопротивления датчика (при $\Delta R_4 = 0$) координата движка реохорда $x = A$, где величина A – определяется соотношением (14.21). При максимальном приращении (изменении) сопротивления датчика (при $\Delta R_4 = \Delta R_m$) координата движка реохорда $x = M$ определяется соотношением (14.22).

$$A = \frac{R_{4H}}{R_{4H} + R_3}; \qquad (14.21)$$

$$M = \frac{R_{4H}}{R_{4H} + \Delta R_m + R_3} - \Delta R_m \cdot \frac{R_1 + R_p}{R_p \cdot (R_{4H} + \Delta R_m + R_3}, \qquad (14.22)$$

где R_{4H} – начальное (исходное) сопротивление датчика R_{4H} ($R_4 = R_{4H} + \Delta R_4$).

Зависимость $x = f(\Delta R_4)$ в рассматриваемом случае нелинейна, что свидетельствует о нелинейности равновесной мостовой измерительной схемы при размещении датчика в четвертом плече (см. рис. 14.1).

Чувствительность равновесной мостовой измерительной схемы с датчиком в четвертом плече зависит от значения сопротивления реохорда (см. соотношения (14.6) и (14.20), приведенные выше), но в рассматриваемом случае эта

зависимость менее выражена и носит более сложный характер, чем в случаях размещения датчиков в других плечах мостовой схемы. Вместе с тем и при размещении датчика в четвертом плече с ростом сопротивления реохорда уменьшается чувствительность мостовой схемы, а при уменьшении сопротивления реохорда чувствительность мостовой схемы возрастает.

Влияние сопротивления реохорда на чувствительность мостовой схемы рассмотрено при условии неизменности всех других параметров схемы (сопротивлений плеч, сопротивления датчика и его приращения, напряжения питания, чувствительности нуль-индикатора). Необходимо также отметить, что при росте чувствительности мостовой схемы (за счет $R_{\text{Р}}$) уменьшается диапазон возможных изменений сопротивления датчика, а при уменьшении чувствительности (за счет увеличения $R_{\text{Р}}$) диапазон возможных изменений сопротивления датчика возрастает.

14.6. Примеры расчета равновесных схем

Пример 1

Считаются заданными следующие величины (см. рис. 14.1): начальное сопротивление датчика $R_{\text{н}}$; конечное сопротивление датчика $R_{\text{к}}$, значения сопротивлений R_3 и R_4. Датчик включен в 1-е плечо (R_1 – текущее сопротивление датчика).

Требуется найти значение сопротивления реохорда $R_{\text{Р}}$ и значение сопротивления R_2.

Предполагаем, что сопротивление датчика равно $R_{\text{н}}$ и движок реохорда при этом находится в крайнем левом положении (т. е. $x = 0$). Тогда условие равновесия (для схемы, изображенной на рис. 14. 1) запишется в виде

$$\left(R_{\text{н}} + R_{\text{Р}}\right) \cdot R_4 = R_2 \cdot R_3. \qquad (14.23)$$

Разделим правую и левую части равенства (14.23) на R_4 и введем обозначение $a = \dfrac{R_3}{R_4}$, которое уже использовалось в п. 14.1 настоящего учебного посо-

бия (см. выражение (14.8), приведенное выше). В этом случае выражение (14.23) принимает вид

$$R_{\text{н}} + R_{\text{Р}} = R_2 \cdot a\,. \qquad (14.24)$$

Предполагая, что сопротивление датчика равно $R_{\text{к}}$ и движок реохорда при этом находится в крайнем правом положении (т. е. $x = 1$), запишем условие равновесия (для схемы на рис. 14.1):

$$R_{\text{к}}+R_4 = (R_2+R_{\text{Р}})\cdot R_3 \qquad (14.25)$$

Используя принятое обозначение $a = \dfrac{R_3}{R_4}$, запишем уравнение (14.25) в виде

$$R_{\text{к}} = (R_2+R_{\text{Р}})\cdot a \qquad (14.26)$$

Решая совместно уравнения (14.24) и (14.26) относительно $R_{\text{Р}}$ и R_2, получим

$$R_{\text{Р}} = \frac{R_{\text{к}} - R_{\text{н}}}{1+a}, \qquad (14.27)$$

$$R_2 = \frac{R_{\text{к}} + a \cdot R_{\text{н}}}{a \cdot (1+a)}. \qquad (14.28)$$

Полученные соотношения (14.27) и (14.28) позволяют рассчитать значения искомых величин R_P и R_2 по значениям заданных величин $R_{\text{Н}}$, $R_к$ и $a = R_3/R_4$.

Пример 2

Рассчитать мостовую схему, приведенную на рис. 14.6.



Рис. 14.6. Расчетная принципиальная схема равновесного моста постоянного тока с шунтом: $R_{\text{Ш}}$ – сопротивление шунта; R_{1} – сопротивление датчика (текущее)

Считаются заданными следующие величины: начальное сопротивление датчика $R_{\text{н}}$; конечное сопротивление датчика $R_{\text{к}}$; сопротивление реохорда $R_{\text{Р}}$; значение сопротивлений R_3 и R_4.

Требуется найти: значение сопротивления шунта $R_{\text{Ш}}$ и значение сопротивления R_2.

Рассмотрим параллельное соединение сопротивлений $R_{\text{Ш}}$ и $R_{\text{Р}}$.

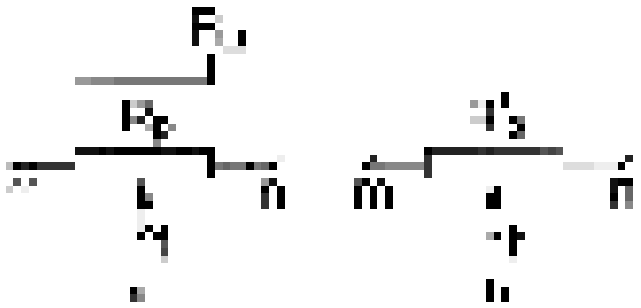


Рис. 14.7. Эквивалентные электрические схемы

Электрическая схема, приведенная на рис. 14.7, *a*, эквивалентна схеме, приведенной на рис. 14.7, *b*, если удовлетворяется условие

$$R'_{\text{Р}} = \frac{R_{\text{Р}} \cdot R_{\text{Ш}}}{R_{\text{Р}} + R_{\text{Ш}}} \tag{14.29}$$

Таким образом, схема рис. 14.6 сводится к схеме, приведенной на рис. 11.1 (если принять $R_{\text{Р}} = R'_{\text{Р}}$), а пример 2 сводится к примеру 1, уже рассмотренному выше. Исходя из сказанного, можно записать для рассматриваемого случая:

$$R'_{\text{Р}} = \frac{R_{\text{к}} - R_{\text{н}}}{1 + a}, \tag{14.30}$$

$$R_2 = \frac{R_{\text{к}} + a \cdot R_{\text{н}}}{a \cdot (1 + a)}. \tag{14.31}$$

Решая уравнение (14.29) относительно $R_{\text{Ш}}$, получим

$$R_{\text{Ш}} = \frac{R_{\text{Р}} \cdot R'_{\text{Р}}}{R_{\text{Р}} - R'_{\text{Р}}}. \tag{14.32}$$

Подставляя в (14.32) значение $R'_{\text{Р}}$ в соответствии с выражением (14.30), найдем соотношение, связывающее значение сопротивления шунта $R_{\text{Ш}}$ с заданными по условию величинами:

$$R_{\text{Ш}} = \frac{R_{\text{Р}} \cdot \left(R_{\text{к}} - R_{\text{н}}\right)}{R_{\text{Р}} \cdot \left(1 + a\right) - R_{\text{к}} + R_{\text{н}}} \qquad (14.33)$$

Полученные соотношения (14.31) и (14.33) позволяют рассчитать значения величин R_2 и $R_{\text{Ш}}$ (по значениям заданных величин). Отметим, что шунтирование реохорда повышает чувствительность схемы и изменяет диапазон возможных изменений сопротивления датчика (диапазон при этом сокращается по сравнению со случаем без шунтирования реохорда).

15. МОСТОВЫЕ СХЕМЫ ПЕРЕМЕННОГО ТОКА

15.1. Общие положения

В данном разделе рассмотрены основные положения и соотношения, используемые при анализе четырехплечих мостовых измерительных схем переменного тока (рис. 15.1).

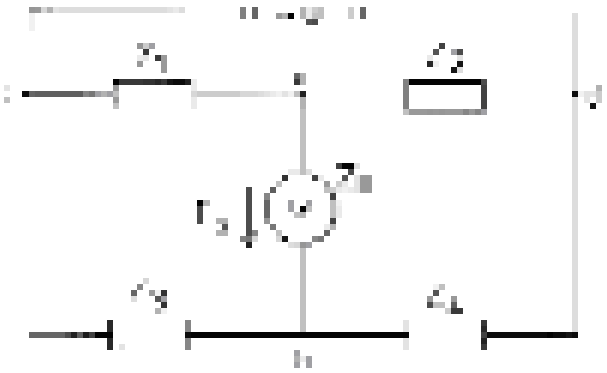


Рис. 15.1. Принципиальная электрическая схема
четырехплечего измерительного моста переменного тока

В главах 11, 12, 13 и 14 учебного пособия рассмотрены основные соотношения и характеристики применительно к мостовым измерительным схемам постоянного тока. Мостовая схема постоянного тока является частным случаем мостовой схемы переменного тока (когда $Z = R$ и $f = 0$, где f – частота питающего схему тока) и все соотношения для мостов постоянного тока в основном сохраняют правомерность и для мостов переменного тока, если в них активные сопротивления R заменить комплексными сопротивлениями Z, а напряжения и токи – комплексами соответствующих величин. При этом у мостов переменного тока появляются новые свойства, которыми не обладают мостовые схемы постоянного тока и которые будут рассмотрены ниже, в последующих параграфах учебного пособия. В данном разделе исследуем рассматриваемый вопрос чисто формально, путем замены величин R, I и U на комплексные величины.

Прежде чем проводить замены, рассмотрим принятый порядок обозначения комплексных величин.

Государственный стандарт ГОСТ 1494–77 [56] устанавливает следующие буквенные обозначения комплексных величин (табл. 15.1).

Таблица 15.1

Обозначение комплексных величин

Наименование величины	**Обозначение**	
	основное	**резервное**
Действительная часть	A'	$\mathrm{Re}\,\underline{A}$
Мнимая часть	A''	$\mathrm{Im}\,\underline{A}$
Комплексная величина	$\underline{A} = A' + jA''$ $\underline{A} = A \cdot e^{j\varphi}$ $\underline{A} = A$ 	$\underline{A} = \mathrm{Re}\,\underline{A} + \mathrm{j}\,\mathrm{Im}\,\underline{A}$ $\underline{A} = \lvert\underline{A}\rvert \cdot e^{j\varphi}$ $\underline{A} = \lvert\underline{A}\rvert$ 

Для комплексных величин следует применять обозначения типа $\underline{C} = \mathrm{Re}\,\underline{C} + j\mathrm{Im}\,\underline{C}$ или $\underline{C} = B + jD$, где под C, B, D понимаются любые величины. Кроме рассмотренной алгебраической формы записи комплексного числа, может быть использована показательная форма записи: $\underline{C} = C \cdot e^{j\varphi}$, где C – модуль комплексного числа; φ – аргумент комплексного числа.

Для электрических величин используемые буквенные обозначения приведены в 15.2.

Отметим, что по государственному стандарту [56] допускается модули комплексных величин, не являющихся изображениями функции времени, обозначать строчными буквами.

Допускается для обозначения комплексных действующих и амплитудных значений величин, являющихся синусоидальными функциями времени, взамен способов, указанных в табл. 15.1 и 15.2, над основным обозначением величины ставить точку.

Таблица 15.2

Обозначение электрических комплексных величин

Наименование величины	**Обозначение**	
	основное	**резервное**
Действительная часть (активное сопротивление)	R	$\mathrm{Re}\,\underline{Z}$
Мнимая часть (реактивное сопротивление)	X	$\mathrm{Im}\,\underline{Z}$
Комплексная величина (комплексное (полное) сопротивление)	$\underline{Z}=R+\mathrm{j}X$ $\underline{Z}=Z\cdot e^{j\varphi}$ $\underline{Z}=Z\angle$ $\dot{I}$; $\dot{I}_m$ $\dot{U}$; $\dot{U}_m$	$\underline{Z}=\mathrm{Re}\,\underline{Z}+\mathrm{j}\,\mathrm{Im}\,\underline{Z}$ $\underline{Z}=\lvert\underline{Z}\rvert\cdot e^{j\varphi}$ $\underline{Z}=\lvert Z\rvert\angle$

В табл. 15.2 приняты следующие обозначения: $\underline{Z}$ – комплексное сопротивление; Z – модуль комплексного сопротивления; R – активное сопротивление; X – реактивное сопротивление; φ – аргумент комплексного сопротивления (сдвиг по фазе между током и напряжением); $\dot{I}$ и $\dot{U}$ – комплексы действующих значений тока и напряжения; $\dot{I}_m$ и $\dot{U}_m$ – комплексы амплитудных значений тока и напряжения. Отметим, что в электротехнической литературе принято обозначать комплексное сопротивление через Z большое (печатное), а модуль комплексного сопротивления – через z малое (прописное). Представим ток в измерительной диагонали мостовой схемы с учетом приведенных обозначений:

$$\dot{I}_0=\dot{U}\cdot\frac{\underline{Z}_1\cdot\underline{Z}_4-\underline{Z}_2\cdot\underline{Z}_3}{\underline{Z}_0\cdot(\underline{Z}_1+\underline{Z}_2)\cdot(\underline{Z}_3+\underline{Z}_4)+\underline{Z}_1\cdot\underline{Z}_2\cdot(\underline{Z}_3+\underline{Z}_4)+\underline{Z}_3\cdot\underline{Z}_4\cdot(\underline{Z}_1+\underline{Z}_2)} \quad (15.1)$$

где $\dot{I}_0$ – комплекс тока в измерительной диагонали;

$\dot{U}$ – комплекс напряжения питания;

$\underline{Z}_0$ – комплексное сопротивление прибора G, установленного в измерительной диагонали мостовой схемы;

$\underline{Z}_1$, $\underline{Z}_2$, $\underline{Z}_3$, $\underline{Z}_4$ – комплексные сопротивления плеч мостовой схемы.

Равновесие мостовой схемы наступает при таком подборе параметров моста, при котором $\dot{I}_0 = 0$, что имеет место при выполнении условия

$$\underline{Z}_1 \cdot \underline{Z}_4 = \underline{Z}_2 \cdot \underline{Z}_3 . \qquad (15.2)$$

В развернутом виде выражения комплексных (полных) сопротивлений могут быть представлены в алгебраической или показательной форме. В алгебраической форме эти выражения принимают вид

$$\underline{Z}_1 = R_1 + jX_1 , \qquad (15.3)$$

где R_1 и X_1 – активная и реактивная составляющие комплексного (полного) сопротивления первого плеча мостовой схемы;

$$\underline{Z}_2 = R_2 + jX_2 , \qquad (15.4)$$

где R_2 и X_2 – активная и реактивная составляющие комплексного (полного) сопротивления второго плеча мостовой схемы;

$$\underline{Z}_3 = R_3 + jX_3 , \qquad (15.5)$$

где R_3 и X_3 – активная и реактивная составляющие комплексного (полного) сопротивления третьего плеча мостовой схемы;

$$\underline{Z}_4 = R_4 + jX_4 , \qquad (15.6)$$

где R_4 и X_4 – активная и реактивная составляющие комплексного (полного) сопротивления четвертого плеча мостовой схемы.

В показательной форме рассматриваемые выражения принимают вид

$$\underline{Z}_1 = Z_1 \cdot e^{j\varphi_1} , \qquad (15.7)$$

где $Z_1 = \sqrt{R_1^2 + X_1^2}$ – модуль комплексного (полного) сопротивления первого плеча мостовой схемы;

$\varphi_1 = \operatorname{arctg} \dfrac{X_1}{R_1}$ – угол фазового сдвига тока относительно напряжения в первом плече мостовой схемы;

$$\underline{Z}_2 = Z_2 \cdot e^{j\varphi_2} , \qquad (15.8)$$

где $Z_2 = \sqrt{R_2^2 + X_2^2}$ – модуль комплексного (полного) сопротивления второго плеча мостовой схемы;

$\varphi_1 = \text{arctg}\dfrac{X_2}{R_2}$ – угол фазового сдвига тока относительно напряжения во втором плече мостовой схемы;

$$\underline{Z}_3 = Z_3 \cdot e^{j\varphi_3}, \tag{15.9}$$

где $Z_3 = \sqrt{R_3^2 + X_3^2}$ – модуль комплексного (полного) сопротивления третьего плеча мостовой схемы;

$\varphi_1 = \text{arctg}\dfrac{X_3}{R_3}$ – угол фазового сдвига тока относительно напряжения в третьем плече мостовой схемы;

$$\underline{Z}_4 = Z_4 \cdot e^{j\varphi_4}, \tag{15.10}$$

где $Z_4 = \sqrt{R_4^2 + X_4^2}$ – модуль комплексного (полного) сопротивления четвертого плеча мостовой схемы;

$\varphi_1 = \text{arctg}\dfrac{X_4}{R_4}$ – угол фазового сдвига тока относительно напряжения в четвертом плече мостовой схемы.

Подставляя в (15.2) значения $\underline{Z}_1$, $\underline{Z}_2$, $\underline{Z}_3$ и $\underline{Z}_4$ в показательной форме (15.7), (15.8), (15.9) и (15.10), получим

$$Z_1 \cdot e^{j\varphi_1} \cdot Z_4 \cdot e^{j\varphi_4} = Z_2 \cdot e^{j\varphi_2} \cdot Z_3 \cdot e^{j\varphi_3}, \tag{15.11}$$

$$Z_1 \cdot Z_4 \cdot e^{j(\varphi_1+\varphi_4)} = Z_2 \cdot Z_3 \cdot e^{j(\varphi_2+\varphi_3)}. \tag{15.12}$$

Выражение (15.12) правомерно, если выполняются условия:

$$Z_1 \cdot Z_4 = Z_2 \cdot Z_3, \tag{15.13}$$

$$\varphi_1 + \varphi_4 = \varphi_2 + \varphi_3. \tag{15.14}$$

Таким образом, для уравновешивания мостовой схемы переменного тока необходимо выполнить два условия: (15.13) и (15.14). Другими словами, для уравновешивания рассматриваемой схемы необходимо две регулировки («по модулям» и «по фазам»), в то время как для уравновешивания мостовой схемы постоянного тока достаточно одной регулировки.

Условие (15.14) показывает, при каком расположении сопротивлений, в зависимости от их характера, можно уравновесить мостовую схему. Если смежные плечи моста, например третье и четвертое, имеют чисто активные сопротивления R_3 и R_4 (то есть $\varphi_3 = \varphi_4 = 0$), то сопротивление двух других плеч должно иметь или индуктивный, или емкостной характер. Если противоположные плечи имеют чисто активные сопротивления, то одно из двух других должно иметь индуктивный характер, а второе – емкостной.

В мостах переменного тока (как и в мостах постоянного тока) в качестве измерительных и нуль-индикаторов могут использоваться электронные приборы с большим внутренним сопротивлением ($R_0 \to \infty$). Такие мосты, как уже отмечалось, называются *потенциальными мостовыми измерительными схемами*. Для этих схем напряжение между точками a и b (рис. 15.1) можно определить по соотношению

$$\dot{U}_{ab} = \dot{U}_0 = \dot{U} \cdot \frac{\underline{Z}_1 \cdot \underline{Z}_4 - \underline{Z}_2 \cdot \underline{Z}_3}{(\underline{Z}_1 + \underline{Z}_4) \cdot (\underline{Z}_2 + \underline{Z}_3)}, \qquad (15.15)$$

где $\dot{U}_{ab}$, $\dot{U}_0$, $\dot{U}$ – комплексы соответствующих напряжений;

$\underline{Z}_1$, $\underline{Z}_2$, $\underline{Z}_3$, $\underline{Z}_4$ – комплексные (полные) сопротивления, включенные соответственно в первое, второе, третье и четвертое плечи мостовой схемы.

Отметим, что если в момент считывая показаний мостовая схема уравновешена (соотношение (15.2) выполняется), то такая мостовая схема называется *равновесной*. Если же в момент считывания показаний мостовая схема не уравновешена (соотношение (15.2) не выполняется), то такая мостовая схема называется *неравновесной*. В дальнейшем основное внимание будет уделено равновесным мостовым схемам, а неравновесные схемы (как менее распространенные) будут рассмотрены сравнительно кратко в виде обзора возможных вариантов схем переменного тока.

15.2. Измерения параметров катушек индуктивности

Для измерения индуктивностей и для включения индуктивных датчиков широко используются равновесные мостовые схемы переменного тока. При

этом электрическая схема замещения катушек индуктивностей может быть последовательной (рис. 15.2) или параллельной (рис. 15.3).

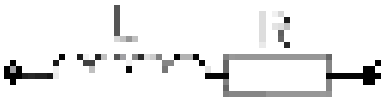


Рис. 15.2. Последовательная схема замещения реальной катушки индуктивностей:
L – идеальная индуктивность; R – активное сопротивление



Рис. 15.3. Параллельная схема замещения реальной катушки индуктивностей:
L – идеальная индуктивность; R – активное сопротивление

Последовательная схема замещения используется при большой добротности исследуемой катушки индуктивности ($Q > 1$), а параллельная схема замещения используется при малой добротности исследуемой катушки индуктивности ($Q < 1$).

Добротность Q для обеих схем замещения определяется соотношением

$$Q = \frac{X_э}{R_э}, \tag{15.16}$$

где $X_э$ – эквивалентное реактивное сопротивление исследуемой катушки индуктивности;

$R_э$ – эквивалентное активное сопротивление исследуемой катушки индуктивности.

Для последовательной схемы замещения справедливы неравенства:

$$X_э = X = \omega L, \tag{15.17}$$

$$R_э = R, \tag{15.18}$$

$$Q = \frac{\omega L}{R}, \tag{15.19}$$

где $\omega = 2\pi f$ – угловая частота;

f – частота тока, протекающего по плечам мостовой схемы.

Для параллельной схемы замещения можно записать (см. рис. 15.3):

$$\underline{Z}_э = \frac{R \cdot j\omega L}{R + j\omega L}, \tag{15.20}$$

$$\underline{Z}_э = \frac{\omega^2 L^2 R}{R^2 + \omega^2 L^2} + j\frac{\omega L R^2}{R^2 + \omega^2 L^2}, \tag{15.21}$$

$$\underline{Z}_э = R_э + jX_э, \tag{15.22}$$

$$R_э = \frac{\omega^2 L^2 R}{R^2 + \omega^2 L^2}, \tag{15.23}$$

$$x_э = \frac{\omega L R^2}{R^2 + \omega^2 L^2}, \tag{15.24}$$

$$Q = \frac{X_э}{R_э} = \frac{R}{\omega L}. \tag{15.25}$$

Полученные выражения (15.19) и (15.25) позволяют рассчитать добротность катушек индуктивностей при использовании соответственно последовательной и параллельной схем замещения.

Необходимо отметить, что четырехплечие мосты обладают плохой сходимостью (трудно уравновешиваются) при малых значениях коэффициентов добротности (в том числе и при параллельной схеме замещения) и, в силу этого, используются редко. Чаще применяются (при измерениях малых значений коэффициентов добротности) шестиплечие мосты, описываемые ниже, в последующих пунктах учебного пособия.

В данном параграфе учебного пособия рассматривается измерение индуктивностей при использовании последовательной схемы замещения (рис. 15.4).

Условие равновесия для мостовой схемы рис. 15.4 запишется в виде

$$\left(R + j\omega L\right) \cdot R_4 = \left(R_2 + j\omega L_2\right) \cdot R_3, \tag{15.26}$$

$$R \cdot R_4 + j\omega L R_4 = R_2 \cdot R_3 + j\omega L_2 R_3. \tag{15.27}$$

Два комплексных числа равны между собой, если равны их вещественные и мнимые части. Приравнивая левые и правые вещественные и мнимые части уравнения (15.27) и решая полученные равенства относительно искомых величин R, L и Q, получим

$$R = R_2 \cdot \frac{R_3}{R_4}, \qquad (15.28)$$

$$L = L_2 \cdot \frac{R_3}{R_4}. \qquad (15.29)$$

Поскольку в данном случае использована последовательная схема замещения, добротность катушки индуктивностей оценивается соотношением (15.19).

Таким образом, добившись равновесия мостовой схемы с помощью магазинов сопротивлений R_2 и индуктивностей L_2, можно по выражениям (15.28), (15.29) и (15.19) определить измеряемые величины R, L и Q.

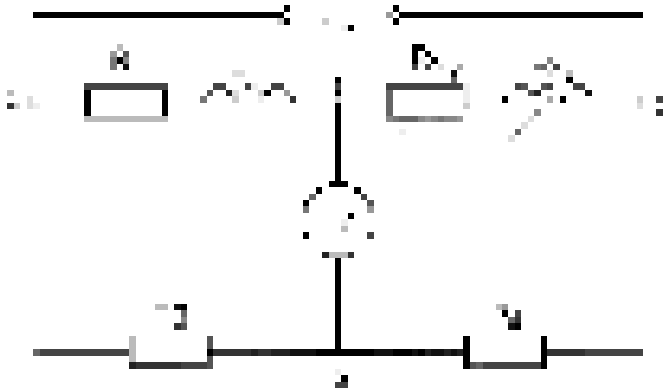


Рис. 15.4. Принципиальная электрическая схема четырехплечего моста для измерения параметров катушек индуктивностей (первый вариант): R, L – измеряемые величины; R_2 – магазин сопротивлений; L_2 – магазин индуктивностей; R_3, R_4 – постоянные сопротивления; НИ – нуль-индикатор

Для измерения искомых величин R и L, кроме описанной схемы рис. 15.4, может быть использована мостовая схема с магазином емкостей (рис. 15.5).

Комплексные сопротивления плеч моста следующие значения (см. рис. 15.5):

первое плечо $\underline{Z}_1 = R + j\omega L$;

второе плечо $\underline{Z}_2 = R_2$;

третье плечо $\underline{Z}_3 = R_3$;

четвертое плечо $\underline{Z}_4 = \dfrac{R_4 \cdot (j\omega C_4)^{-1}}{R_4 + (j\omega C_4)^{-1}} = \dfrac{R_4}{1 + j\omega C_4 R_4}$.

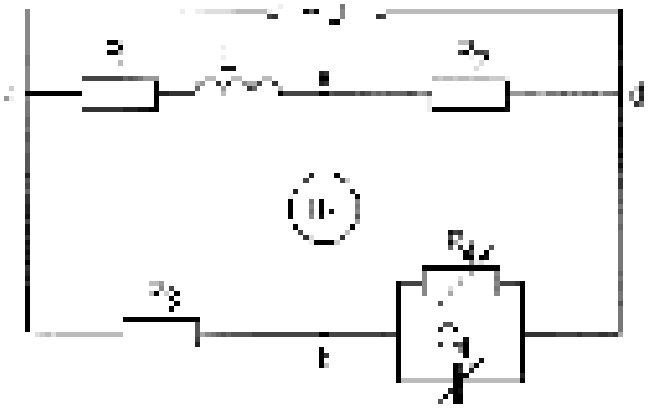


Рис. 15.5. Принципиальная электрическая схема четырехплечего моста для измерения параметров катушки индуктивностей (второй вариант): R, L – измеряемые величины; R_4 – магазин сопротивлений; C_4 – магазин емкостей; R_2, R_3 – постоянные сопротивления; НИ – нуль-индикатор

При равновесии мостовой схемы имеет место следующее соотношение:

$$(R + j\omega L) \cdot \frac{R_4}{1 + j\omega C_4 R_4} = R_2 \cdot R_3, \tag{15.30}$$

$$R \cdot R_4 + j\omega L R_4 = R_2 \cdot R_3 + j\omega C_4 R_2 R_3 R_4. \tag{15.31}$$

Приравнивая левые и правые вещественные и мнимые части уравнения (15.31) друг другу и решая эти равенства относительно искомых величин R и L, получим

$$R = R_2 \cdot \frac{R_3}{R_4}, \tag{15.32}$$

$$L = C_4 R_2 R_3. \tag{15.33}$$

Добротность исследуемой катушки индуктивностей записывается в виде

$$Q = \frac{\omega L}{R} = \omega C_4 R_4. \tag{15.34}$$

Таким образом, добившись равновесия мостовой схемы с помощью магазина сопротивлений R_4 и магазина емкостей C_4, можно по выражениям (15.32)–(15.34) определить измеряемые величины R, L и Q.

15.3. Измерение параметров конденсаторов

Реальный конденсатор представляется эквивалентной электрической схемой в виде идеальной емкости, последовательно или параллельно соединенной с активным сопротивлением, обусловленным потерями в исследуемом конденсаторе.

На рис. 15.6 приведены эквивалентные электрические схемы реального конденсатора с потерями.

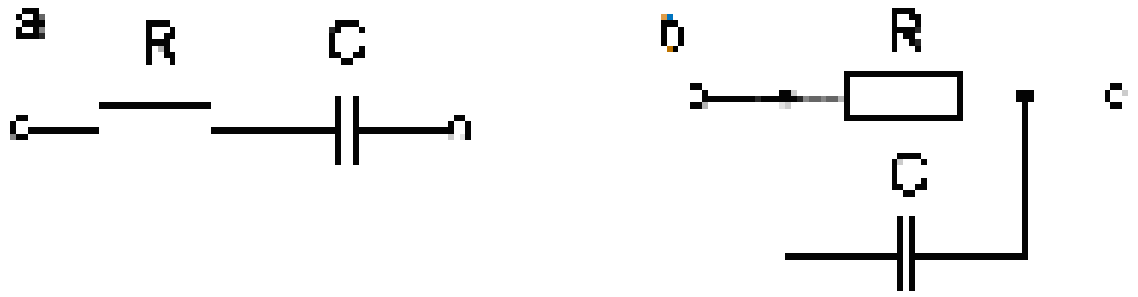


Рис. 15.6. Последовательная (*а*) и параллельная (*б*) электрические эквивалентные схемы реального конденсатора с потерями

Потери в реальном конденсаторе принято оценивать величиной тангенса угла потерь ($\mathrm{tg}\,\delta$), определяемого соотношением

$$tg\delta = \frac{R_э}{X_э}, \qquad (15.35)$$

где $R_э$ – активная составляющая эквивалентной схемы замещения конденсатора;

$X_э$ – реактивная составляющая эквивалентной схемы замещения конденсатора.

Для последовательной схемы замещения (рис. 15.6, *а*) справедливы равенства:

$$X_э = X_c = \frac{1}{\omega C}, \qquad (15.36)$$

$$R_э = R, \qquad (15.37)$$

$$\mathrm{tg}\,\delta = \omega \cdot C \cdot R, \qquad (15.38)$$

где $\omega = 2\pi f$ – угловая частота.

Для параллельной схемы замещения (рис. 15.6, *б*) справедливы равенства:

$$\underline{Z}_э = \frac{R \cdot (j\omega \cdot C)^{-1}}{R + (j\omega \cdot C)^{-1}}, \tag{15.39}$$

$$\underline{Z}_э = \frac{R}{1 + \omega^2 C^2 R^2} - j\frac{\omega C R^2}{1 + \omega^2 C^2 R^2}, \tag{15.40}$$

$$\underline{Z}_э = R_э - jx_э, \tag{15.41}$$

$$R_э = \frac{R}{1 + \omega^2 C^2 R^2}, \tag{15.42}$$

$$X_э = \frac{\omega C R^2}{1 + \omega^2 C^2 R^2}, \tag{15.43}$$

$$\operatorname{tg}\delta = \frac{1}{\omega C R}. \tag{15.44}$$

Полученные выражения (15.38) и (15.44) позволяют рассчитать $\operatorname{tg}\delta$ при использовании соответственно последовательной и параллельной схем замещения реальных конденсаторов.

Для измерения параметров конденсаторов с малыми потерями используются последовательные схемы замещения (рис. 15.7).

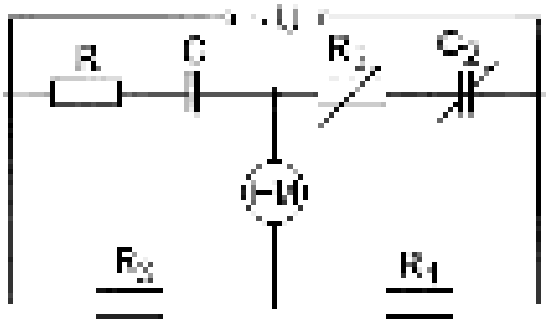


Рис. 15.7. Принципиальная электрическая схема моста переменного тока для измерения параметров реального конденсатора с использованием последовательной схемы замещения: R, C – измеряемые величины; R_2 – магазин сопротивлений; C_2 – магазин емкостей; R_3, R_4 – постоянные сопротивления; НИ – нуль-индикатор

Полные (комплексные) сопротивления плеч мостовой схемы, приведенной на рис. 15.7, имеют следующие значения:

первое плечо $\underline{Z}_1 = R - j\dfrac{1}{\omega C}$;

второе плечо $\underline{Z}_2 = R_2 - j\dfrac{1}{\omega C_2}$;

третье плечо $\underline{Z}_3 = R_3$;

четвертое плечо $\underline{Z}_4 = R_4$.

При равновесии рассматриваемой мостовой схемы должно выполняться условие (15.2), которое в нашем случае имеет вид

$$\left(R - j\frac{1}{\omega C}\right)\cdot R_4 = \left(R_2 - j\frac{1}{\omega C_2}\right)\cdot R_3, \tag{15.45}$$

$$R\cdot R_4 - j\frac{R_4}{\omega C} = R_2\cdot R_3 - j\frac{R_3}{\omega C_2}. \tag{15.46}$$

Два комплексных числа равны между собой, если равны их вещественные и мнимые части. Приравнивая вещественные и мнимые части уравнения (15.46) и решая полученные равенства относительно искомых величин R и C, получим

$$R = R_2\cdot\frac{R_3}{R_4}, \tag{15.47}$$

$$C = C_2\cdot\frac{R_4}{R_3}. \tag{15.48}$$

Таким образом, добившись равновесия мостовой схемы, приведенной на рис. 15.7, с помощью магазина сопротивлений R_2 и магазина емкостей C_2, можно по выражениям (15.47), (15.48) и (15.38) определить параметры реального конденсатора: R (эквивалентное активное сопротивление), C (идеальную емкость) и $\operatorname{tg}\delta$ (тангенс угла потерь).

Для измерения параметров конденсаторов с большими потерями используются параллельные схемы замещения (рис. 15.8).

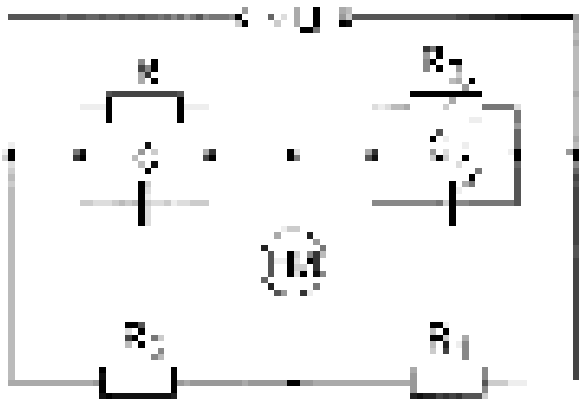


Рис. 15.8. Принципиальная электрическая схема моста переменного тока для измерения параметров реального конденсатора с использованием параллельной схемы замещения: R, C – измеряемые величины; R_2 – магазин сопротивлений; C_2 – магазин емкостей; R_3, R_4 – постоянные сопротивления; НИ – нуль-индикатор

Полные (комплексные) сопротивления плеч рассматриваемой мостовой схемы имеют следующие значения:

первое плечо $\underline{Z}_1 = \dfrac{R \cdot (j\omega C)^{-1}}{R + (j\omega C)^{-1}}$;

второе плечо $\underline{Z}_2 = \dfrac{R_2 \cdot (j\omega C)^{-1}}{R_2 + (j\omega C)^{-1}}$;

третье плечо $\underline{Z}_3 = R_3$;

четвертое плечо $\underline{Z}_4 = R_4$.

При равновесии исследуемой мостовой схемы должно выполняться условие (15.2), которое в рассматриваемом случае имеет вид

$$\frac{R \cdot (j\omega C)^{-1}}{R + (j\omega C)^{-1}} \cdot R_4 = \frac{R_2 \cdot (j\omega C)^{-1}}{R_2 + (j\omega C)^{-1}} \cdot R_2 . \qquad (15.49)$$

$$R \cdot R_2 \cdot R_4 \cdot \omega C_2 - jR \cdot R_4 = R \cdot R_2 \cdot R_3 \cdot \omega C - jR_2 \cdot R_3 . \qquad (15.50)$$

Приравнивая вещественные и мнимые части уравнения (15.50), находящиеся в левой и правой частях этого уравнения, и решая полученные равенства относительно искомых величин, получим

$$R = R_2 \cdot \frac{R_3}{R_4}, \qquad (15.51)$$

$$C = C_2 \cdot \frac{R_4}{R_3}. \qquad (15.52)$$

Таким образом, добившись равновесия мостовой схемы с помощью магазина сопротивлений R_2 и магазина емкостей C_2, можно по выражениям (15.51), (15.52) и (15.44) определить параметры исследуемого конденсатора: R (эквивалентное активное сопротивление), C (идеальную емкость) и $\operatorname{tg}\delta$ (тангенс угла потерь).

15.4. Шестиплечие мостовые схемы

Шестиплечие мостовые схемы нашли широкое применение для измерения параметров катушек индуктивностей (R, L и Q) при малых значениях коэффициентов добротности. Использование четырехплечих мостов в этом случае затруднительно, т. к. для них при коэффициенте добротности $Q = 1$ процесс уравновешивания схемы становится затруднительным, а при $Q < 0{,}5$ приведение моста в состояние равновесия практически невыполнимо. Хорошую сходимость при малых коэффициентах добротности имеют шестиплечие мосты. Принципиальная электрическая схема шестиплечего моста приведена на рис. 15.9.



Рис. 15.9. Принципиальная электрическая схема шестиплечего моста для измерения параметров катушек индуктивностей с малой добротностью:
R, L – измеряемые величины; R_2, R_5 – магазины сопротивлений;
R_3, R_4 – постоянные сопротивления; C – постоянная емкость;
НИ – нуль-индикатор

Условия равновесия шестиплечего моста, приведенного на рис. 15.9, можно найти путем трансформации треугольника $m-n-b$, образованного элементами C, R_4 и R_5, в звезду. После такой трансформации шестиплечий мост преобразуется в четырехплечий, уравнение равновесия которого хорошо известно и уже многократно приводилось и использовалось.

После указанных преобразований находим два условия равновесия мостовой схемы:

$$R = R_2 \cdot \frac{R_3}{R_4}, \tag{15.53}$$

$$L = C \cdot \frac{R_2}{R_4}\left(R_3 \cdot R_4 + R_5\left(R_2 + R_3\right)\right). \tag{15.54}$$

Мост уравновешивается регулировкой переменных сопротивлений R_2 и R_5. Первоначально изменением сопротивления R_2 выполняется первое условие равновесия моста (см. выражение (15.53)), затем изменением сопротивления R_5 выполняется второе условие равновесия моста (см. выражение (15.54)). Значение R_5 не входит в первое условие равновесия. Благодаря такому свойству шестиплечий мост обладает хорошей сходимостью, которая сохраняется и при малых значениях коэффициента добротности исследуемой катушки индуктивностей.

Таким образом, добившись равновесия мостовой схемы с помощью магазинов сопротивлений R_2 и R_5, можно по выражениям (15.53), (15.54) и (15.19) определить параметры исследуемой катушки: активное сопротивление R, индуктивность L и добротность Q.

15.5. Трансформаторные мостовые схемы

Четырехплечие трансформаторные измерительные мосты отличаются от мостов, рассмотренных выше, наличием индуктивно связанных плеч в диагонали источника питания (рис. 15.10) или в цепи нуль-индикатора (рис. 15.11).

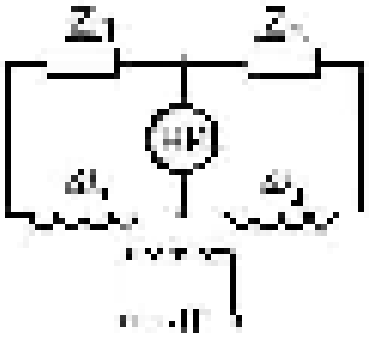


Рис. 15.10. Принципиальная электрическая схема трансформаторного измерительного моста с индуктивно связанными плечами (первый вариант): $\underline{Z}_1$, $\underline{Z}_2$ – комплексные сопротивления; *w3*, *w4* – обмотки трансформатора, образующие третье и четвертое плечи мостовой схемы

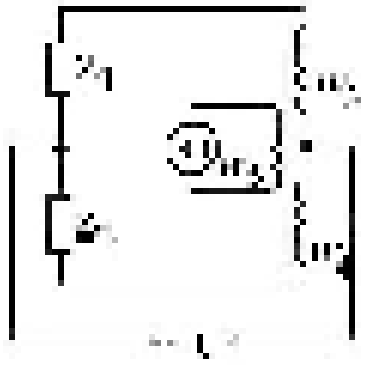


Рис. 15.11. Принципиальная электрическая схема трансформаторного измерительного моста с индуктивно связанными плечами (второй вариант): $\underline{Z}_1$, $\underline{Z}_2$ – комплексные сопротивления; *w3*, *w4* – обмотки трансформатора, образующие третье и четвертое плечи мостовой схемы; *w5* – обмотка трансформатора в цепи нуль–индикатора

В мостах переменного тока, рассмотренных в пп. 15.1, 15.2, 15.3, 15.4 учебного пособия, третье и четвертое плечи содержат резисторы. Между тем на повышенных частотах начинают проявляться не только их активные сопротивления R_3 и R_4 (что использовано во всех рассмотренных случаях), но и реактивные параметры этих резисторов (индуктивность, емкость), что приводит к появлению дополнительных погрешностей при проведении измерений. Указанные погрешности можно уменьшить, если вместо резисторов использовать обмотки трансформатора с тесной индуктивной связью (см. рис. 15.10 и 15.11). Тесная индуктивная связь обмоток достигается тем, что проводники обмоток свиваются в жгут, который наматывается на сердечник трансформатора, образуя секции обмоток *w3*, *w4* и *w5*. При равновесии моста справедливо соотношение

$$\underline{Z}_1 = \underline{Z}_2 \cdot \frac{w_3}{w_4}. \qquad (15.55)$$

Если $\underline{Z}_1$ – измеряемое комплексное сопротивление, то мост уравновешивается регулировкой известного комплексного сопротивления $\underline{Z}_2$ и переключением секций обмоток *w3* и *w4*. Условие равновесия трансформаторного измерительного моста, выражаемое формулой (15.55), обычно называется идеальным условием равновесия, т. к. в этом случае не учитываются потоки рассеяния обмоток и принимаются допущения об идеальной связи между ними и о пропорциональности потерь в проводах числу витков обмоток. На практике при реализации мостов этого типа всегда принимаются меры, позволяющие считать принятые допущения правомерными, а идеальное условие равновесия (15.55) справедливым.

Достоинством трансформаторных измерительных мостов является их практически постоянная чувствительность в широком диапазоне частот и сравнительно малая погрешность при проведении измерений.

Следует отметить широкие возможности при использовании трансформаторных мостовых схем для измерения неэлектрических величин электрическими методами (уровнемеры, влагомеры, измерительные преобразователи перемещений и т. п.).

Кроме рассмотренных четырехплечих мостов, известны также двойные и многоплечие трансформаторные мостовые измерительные схемы.

15.6. Выводы и рекомендации

Рассмотренные в данном параграфе учебного пособия мостовые измерительные схемы переменного тока позволяют решить самые разнообразные вопросы измерительной техники. Вместе с тем эти мостовые схемы требуют выполнения ряда обязательных условий при их использовании. В противном случае устройства начинают работать с большими погрешностями или становятся вообще неработоспособными. Сказанное в равной степени относится и к равновесным, и к неравновесным схемам. Последние используются сравнительно

редко, поэтому в учебном пособии основное внимание уделено равновесным мостовым схемам. Равновесие мостов переменного тока, как уже отмечалось в п. 15.1 пособия, возможно лишь при строгом соблюдении определенного характера сопротивлений в плечах мостовой схемы. Нарушение этих требований приводит к тому, что равновесие схем становится невозможным. Большое значение имеет влияние на равновесие схемы частоты питания. По влиянию частоты все мостовые схемы переменного тока делятся на схемы, равновесие которых не зависит от частоты питающего тока (частотно-независимые схемы), и схемы, равновесие которых зависит от частоты (частотно-зависимые схемы).

При измерении параметров электрических цепей частотная зависимость мостовой схемы приводит к дополнительным трудностям и дополнительным погрешностям. Поэтому все приведенные в учебном пособии мостовые схемы являются частотно-независимыми. Причем переход от одной схемы к другой (от частотно-независимой к частотно-зависимой) может произойти от переключения всего одного элемента одного из плеч схемы. Например, на рис. 15.5 приведена частотно-независимая схема. Однако стоит резистор R_4 (в четвертом плече схемы) подключить последовательно с конденсатором C_4 (а не параллельно конденсатору, как на рис. 15.5), и мостовая схема становится частотно-зависимой. Частотно-зависимые схемы тоже находят применение (например, для измерения частоты), но применения эти носят ограниченный характер и в данном учебном пособии не рассматриваются.

Таким образом, рассмотренные мостовые измерительные схемы могут проявить все свои возможности и достоинства лишь при соблюдении целого ряда условий, значительная часть которых изложена в настоящем учебном пособии и которые могут быть использованы как при изучении этого вопроса, так и при практическом использовании мостовых схем для измерения электрических и неэлектрических величин.

Дополнительные сведения по мостовым измерительным схемам можно найти в литературных источниках [1–3].

16. ПРИМЕРЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РАВНОВЕСНЫХ МОСТОВЫХ ИЗМЕРИТЕЛЬНЫХ СХЕМ

16.1. Двух- и трехпроводные схемы включения датчиков

Двухпроводная схема подключения резистивного датчика к равновесной мостовой измерительной схеме постоянного тока приведена на рис. 16.1.

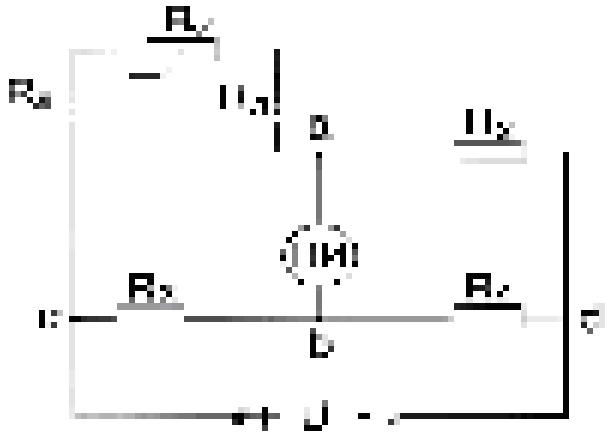


Рис. 16.1. Двухпроводная схема подключения датчиков:
R_1 – сопротивление датчика; $R_Л$ – сопротивление проводов,
составляющих двухпроводную линию связи датчика с мостовой схемой

Условие равновесия для рассматриваемого случая запишется в виде

$$\left(R_л + R_1 + R_л\right) \cdot R_4 = R_2 \cdot R_3 , \qquad (16.1)$$

где $\left(R_л + R_1 + R_л\right)$ – сопротивление первого плеча мостовой схемы (от точки c схемы, к которой подключено питание, до точки a схемы, к которой подключен нуль-индикатор НИ).

Легко заметить: изменение сопротивлений проводов соединительной линии $R_Л$ (за счет, например, повышения или понижения температуры окружающей среды) приведет к нарушению равенства (16.1), что является причиной возникновения дополнительной погрешности при проведении измерений с использованием двухпроводных схем подключения датчиков.

Трехпроводная схема подключения резистивного датчика к равновесной мостовой измерительной схеме постоянного тока приведена на рис. 16.2.

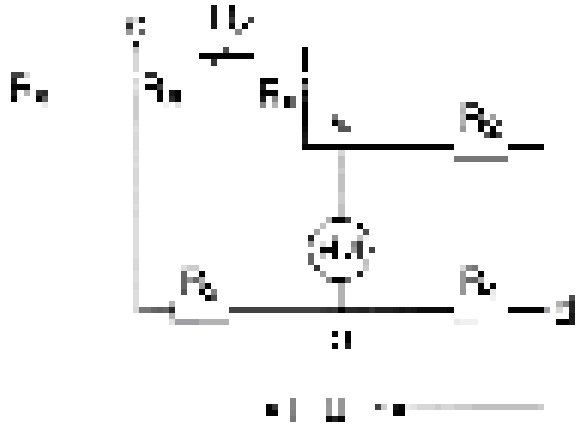


Рис. 16.2. Трехпроводная схема подключения датчиков (обозначения на рис. 16.2 аналогичны соответствующим обозначениям, принятым на рис. 16.1)

Условие равновесия для рассматриваемого случая запишется в виде

$$(R_1 + R_л)\cdot R_4 = R_2 \cdot (R_3 + R_л), \qquad (16.2)$$

где $(R_1 + R_л)$– сопротивление первого плеча мостовой схемы (от точки подключения питания (точка c) до точки подключения нуль-индикатора (точка a));

$R_1 + R_л$ – сопротивление третьего плеча мостовой схемы (от точки подключения питания (точка c) до точки подключения нуль-индикатора (точка b схемы)).

Сопротивления проводов соединительной линии $R_Л$ входят в левую и в правую части равенства (16.2). В результате изменение этих сопротивлений на одну и ту же величину (за счет, например, повышения или понижения температуры окружающей среды) не нарушает рассматриваемого равенства. Этот вывод правомерен при определенных соотношениях между сопротивлениями, образующими мостовую схему (например, при $R_2 = R_4$, $R_1 = R_3$, $R_л << R_1$, $R_л << R_3$). Таким образом, при использовании трехпроводной линии связи для подключения датчиков к равновесным мостовым схемам удается избежать дополнительных погрешностей при изменении сопротивлений подводящих проводов.

16.2. Автоматические мостовые схемы

На основе равновесных мостовых измерительных схем часто строятся автоматические устройства, используемые для измерения различных физических величин (например, температуры).

Упрощенная схема автоматического моста приведена на рис. 16.3.

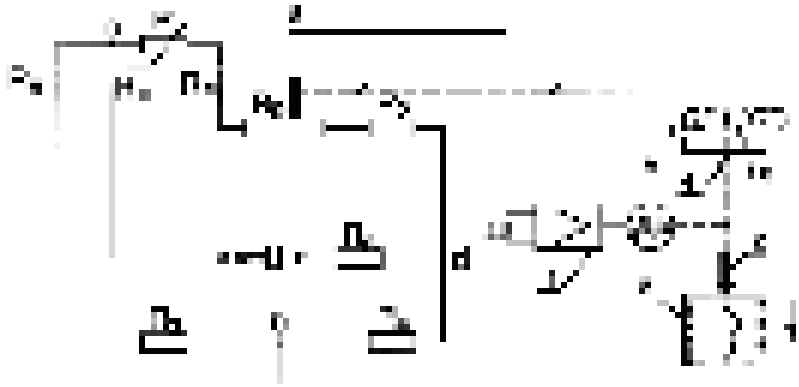


Рис. 16.3. Упрощенная принципиальная схема автоматического моста: R_1 – сопротивление датчика (например, реостатный датчик или терморезисторный датчик («термометр сопротивления»)); $R_Л$ – сопротивление проводов соединительной линии (использована трехпроводная схема подключения датчика); $R_Д$ – ограничительное сопротивление в цепи питания; $R_Р$ – сопротивление реохорда; R_2, R_3, R_4 – постоянные сопротивления; Дв – двигатель; 1 – усилитель; 2 – перо самописца; 3 – шкала; 4 – указатель (стрелка); 5 – диаграммная лента. Электрические цепи на схеме показаны сплошными линиями, а механические связи – пунктирными линиями

При использовании реостатного датчика прибор градуируется, как правило, в единицах сопротивления (Ом), а при использовании терморезисторного датчика – в единицах температуры ($°C$).

Питание мостовой схемы может осуществляться как постоянным током, так и переменным. Использование переменного тока не вызывает в данном случае каких–либо затруднений при уравновешивании схемы, т. к. в схеме нет реактивных элементов и все сопротивления чисто активные.

Если мост уравновешен, то напряжение между точками a и b (на измерительной диагонали моста) равно нулю и соответственно напряжение на входе усилителя 1 $\Delta U = U_{ab} = 0$. При изменении сопротивления датчика R_1 мостовая схема выходит из равновесия и на измерительной диагонали (между точками a и b) появляется напряжение ($\Delta U = U_{ab} \neq 0$). Это напряжение усиливается усилителем и подается на реверсивный двигатель Дв, который перемещает движок реохорда $R_Р$ в сторону достижения равновесия моста. Одновременно двигатель перемещает перо самописца 2 и указатель (стрелку) 3. Ротор двигателя вращается до тех пор, пока не будет достигнуто равновесие рассматриваемой мосто-

вой схемы. Если автоматический мост предназначен для регулирования, то тем же двигателем приводятся в действие регулирующие устройства.

Промышленность выпускает различные типы автоматических мостов, различающихся габаритами, числом измеряемых величин и другими характеристиками. Так, например, запись измеряемых величин может производиться на диаграммную линейку в прямоугольной системе координат (как показано на рис. 16.3) или на дисковую диаграмму в полярной системе координат. Отметим, что в том и другом случае диаграммная бумага перемещается равномерно специальным синхронным двигателем (линейно или по кругу). Соответственно шкала 3 может быть линейной или круговой. Прямоугольно-координатные автоматические мосты имеют обозначения: ЭМП (старое обозначение), КСМ2, КСМ4 (новое обозначение) и т. д. Автоматические мосты с дисковыми диаграммами и круговыми шкалами обозначаются: ЭМД (старое обозначение) и КСМ3. Указанные обозначения получили наибольшее распространение, но есть автоматические мосты с другими обозначениями их типов.

Основная приведенная относительная погрешность автоматических мостов от ±0,25 до ±1 %.Наиболее часто встречаются автоматические мосты с относительной погрешностью ±0,5 %. Быстродействие автоматических мостов изменяется в широких пределах и зависит от исполнения и типа прибора. Время прохождения указателем шкалы составляет от 1 с до 10–20 с. В широких пределах изменяется также скорость перемещения диаграммной бумаги (как ленточной, так и дисковой), что позволяет фиксировать и быстро, и медленно изменяющиеся величины.

17. АНАЛОГОВЫЕ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ПРИБОРЫ

17.1. Общие положения

Аналоговые электромеханические измерительные приборы непосредственной оценки (в дальнейшем – «измерительные приборы») состоят из измерительной цепи (ИЦ), измерительного механизма (ИМ) и отсчетного устройства (ОУ) (рис. 17.1).

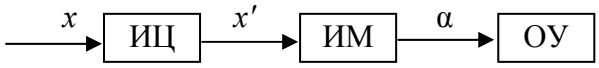


Рис. 17.1. Структурная схема аналоговых электромеханических измерительных приборов непосредственной оценки

Измерительная цепь (ИЦ) служит для преобразования измеряемой электрической величины x в электрическую же величину x', удобную для измерения и непосредственного воздействия на измерительный механизм.

Измерительный механизм (ИМ) преобразует электрическую величину x' в механическое перемещение α (угловое или линейное).

Отсчетное устройство (ОУ) служит для визуального отсчитывания значений измеряемой величины.

ИЦ содержит обычно резисторы (или другие элементы), необходимые для требуемого преобразования измеряемой величины.

ИМ состоит из подвижной и неподвижной частей. В зависимости от принципа построения различают измерительные механизмы магнитоэлектрические, электромагнитные, электродинамические, электростатические, индукционные, ферродинамические, вибрационные.

ОУ состоит из указателя (стрелочного или светового), связанного с подвижной частью измерительного механизма, и неподвижной шкалы. На шкалу наносятся деления в единицах измеряемой величины. Кроме того, на шкалу наносятся условные обозначения класса точности прибора, рода измеряемого тока, знака системы, рабочего положения прибора (например, вертикального или горизонтального), испытательного напряжения и т. д.

Условные обозначения, наносимые на шкалы и корпуса приборов, приведены в приложениях.

Ниже рассмотрены приборы наиболее распространенных систем. При рассмотрении приборов основное внимание уделено измерительным механизмам и несколько меньшее внимание – другим составным частям приборов (измерительным цепям и отсчетным устройствам).

Более детально затронутые вопросы рассмотрены в литературных источниках [1; 2; 5; 8; 35; 36].

17.2. Магнитоэлектрические приборы

Приборы магнитоэлектрической системы основаны на использовании взаимодействия поля постоянного магнита и катушки (рамки), обтекаемой электрическим током. Конструктивно магнитоэлектрические приборы могут быть выполнены с подвижной рамкой и с подвижным магнитом. Наибольшее распространение получили приборы с подвижной рамкой и внешним постоянным магнитом. Устройство такого прибора схематически показано на рис. 17.2.

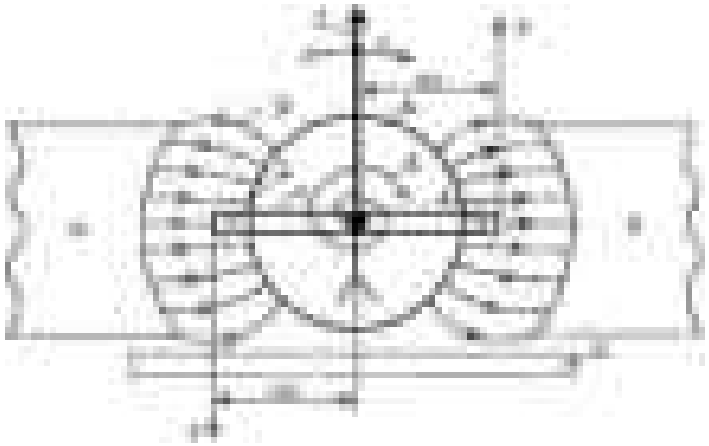


Рис. 17.2. Схема магнитоэлектрического прибора с подвижной рамкой:

1– рамка;	(+•) – направление тока в обмотках рамки;
2 – обмотка рамки;	(*F*–*F*) – пара сил, действующих на рамку;
3 – спиральная пружина;	(*N*–*S*) – полюсные наконечники постоянного магнита;
4 – ферромагнитный сердечник;	α – угол поворота подвижной части;
5 – магнитный шунт;	$\overline{B}$ – магнитная индукция;
6 – стрелка;	c/2 – половина ширины рамки

Постоянный магнит с магнитопроводом и полюсными наконечниками (на рис. 17.2 изображены только полюсные наконечники *N*–*S*) создает в воздушном зазоре магнитное поле с индукцией $\overline{B}$. Благодаря цилиндрическому сердечнику 4 индукция в воздушном зазоре радиальная и равномерная за исключением поля на краях полюсных наконечников («краевой эффект»). На рис. 17.2 краевой эффект (для наглядности) несколько преувеличен. В достоверности искажение магнитного поля на краях полюсных наконечников меньше показанного на

схеме. Магнитный шунт 5 служит для регулировки значения магнитной индукции в некоторых пределах (от 5 до 10 %), что позволяет изменять пределы измерения прибора. Магнитопровод, полюсные наконечники и магнитный шунт изготовляются из магнитомягкого материала.

Стрелка 6 жестко связана с рамкой 1. Спиральная пружина 3 служит для создания момента, противодействующего повороту рамки и стрелки. На рис. 17.2 показана одна спиральная пружина. В реальных приборах спиральных пружин две (или несколько), и они служат не только для создания противодействующего момента, но и для токоподвода к обмотке рамки. Рамка имеет прямоугольную форму. Ширина рамки – «*c*», ее длина – «*b*». При протекании по обмотке рамки постоянного тока *I* происходит его взаимодействие с магнитным полем и возникает пара сил «*F*–*F*», стремящихся повернуть рамку. Направление действия сил определяется правилом левой руки. Оно зависит от направления индукции магнитного поля и направления тока (направление индукции показано на рис. 17.2 стрелками, направление тока «от нас» показано знаком «+», направление тока «к нам» показано знаком «•». Значение каждой из сил *F* определяется соотношением

$$F = B \cdot I \cdot w \tag{17.1}$$

где *w* – число витков обмотки рамки.

Каждая из сил *F* действует на плече «c/2». Вместе силы «*F*–*F*» создают вращающий момент:

$$-M_{\text{вр.}} = F\frac{c}{2} + F\frac{c}{2} = F \cdot c \tag{17.2}$$

где *c* – ширина рамки.

Вращающий момент уравновешивается противодействующим моментом $M_{\text{пр}}$:

$$-M_{\text{пр.}} = D \cdot \alpha \tag{17.3}$$

где *D* – удельный противодействующий момент;

α – угол поворота подвижной части прибора.

В момент считывания показаний $M_{\text{вр}} = M_{\text{пр}}$, т. е. можно записать:

$$F \cdot c = D \cdot \alpha \tag{17.4}$$

$$B \cdot w \cdot b \cdot c \cdot I = D \cdot \alpha \qquad (17.5)$$

Решая уравнение (17.5) относительно α, получаем

$$\alpha = \frac{1}{D} \cdot B \cdot w \cdot b \cdot c \cdot I , \qquad (17.6)$$

$$k_1 = \frac{B \cdot w \cdot b \cdot c}{D} , \qquad (17.7)$$

$$\alpha = k \cdot I \qquad (17.8)$$

Полученное выражение (17.8) носит название *«уравнение шкалы»*. Согласно уравнению шкалы угол отклонения подвижной части приборов магнитоэлектрической системы пропорционален току, протекающему по обмотке рамки. Коэффициент пропорциональности k_1 (см. (17.7)) называется *чувствительностью по току*.

Значение k_1 является величиной постоянной, зависящей от конструктивных параметров измерительного механизма и не зависящей от измеряемого тока I. Поэтому шкалы магнитоэлектрических приборов равномерны. Изменение направления тока ведет к изменению направления угла отклонения подвижной части прибора.

Приборы магнитоэлектрической системы могут использоваться как для измерения постоянных токов, так и для измерения постоянных напряжений. При измерении постоянного напряжения уравнение шкалы (см. (17.8)) принимает вид

$$\alpha = k_2 \cdot U , \qquad (17.8а)$$

где k_2 – постоянный коэффициент, характеризующий чувствительность по напряжению;

U – измеряемое напряжение.

При измерении постоянных токов и напряжений рассматриваемые магнитоэлектрические приборы являются самыми чувствительными и точными среди электромеханических приборов. Температура окружающей среды и внешние магнитные поля мало влияют на их работу. Равномерный характер шкалы и

малое потребление энергии также являются достоинствами этих приборов. Магнитоэлектрические приборы реагируют только на постоянную составляющую измеряемого тока или напряжения. Для измерений в цепях переменного тока требуется предварительное преобразование переменных величин в постоянные. К недостаткам этих приборов следует отнести их малую перегрузочную способность (сгорают токоподводы). Знак приборов магнитоэлектрической системы, наносимой на шкалу, приведен в прил. 4.

На основе магнитоэлектрических механизмов строятся приборы для измерения постоянных токов (амперметры), постоянных напряжений (вольтметры), электрических сопротивлений (омметры), малых токов и напряжений (гальванометры), количества электричества (баллистические гальванометры) и т. п.

Дополнительные сведения по затронутым вопросам приведены в литературе [1; 2; 5; 8; 35].

17.3. Электромагнитные приборы

Приборы электромагнитной системы основаны на взаимодействии магнитного поля, создаваемого током в неподвижной катушке, с подвижным ферромагнитным сердечником. В настоящее время находят применение электромагнитные механизмы с плоской катушкой и механизмы с круглой катушкой.

Схема, поясняющая принцип работы приборов электромагнитной системы, приведена на рис. 17.3.

При протекании тока I по катушке 1 создается магнитное поле, под действием которого сердечник 2 втягивается внутрь катушки. Благодаря тому, что сердечник выполнен из магнитомягкого материала, он втягивается в катушку независимо от направления тока (и соответственно независимо от полярности приложенного к катушке напряжения U). С сердечником 2 жестко связаны пружина 3 и стрелка (указатель) 4.

Пружина создает противодействующий момент, а стрелка позволяет проводить отсчет показаний по шкале 5.

Для быстрейшего «успокоения» подвижной части прибора используются специальные успокоители (обычно воздушные). Успокоители на рис. 17.3 не

показаны. Возможные конструкции успокоителей приведены, например, в [1; 2]. Рассмотренные ранее магнитоэлектрические приборы в специальных успокоителях не нуждались. Необходимое «успокоение» подвижной части этих приборов достигалось за счет взаимодействия вихревых токов, наводимых в рамке устройства, с магнитным полем.

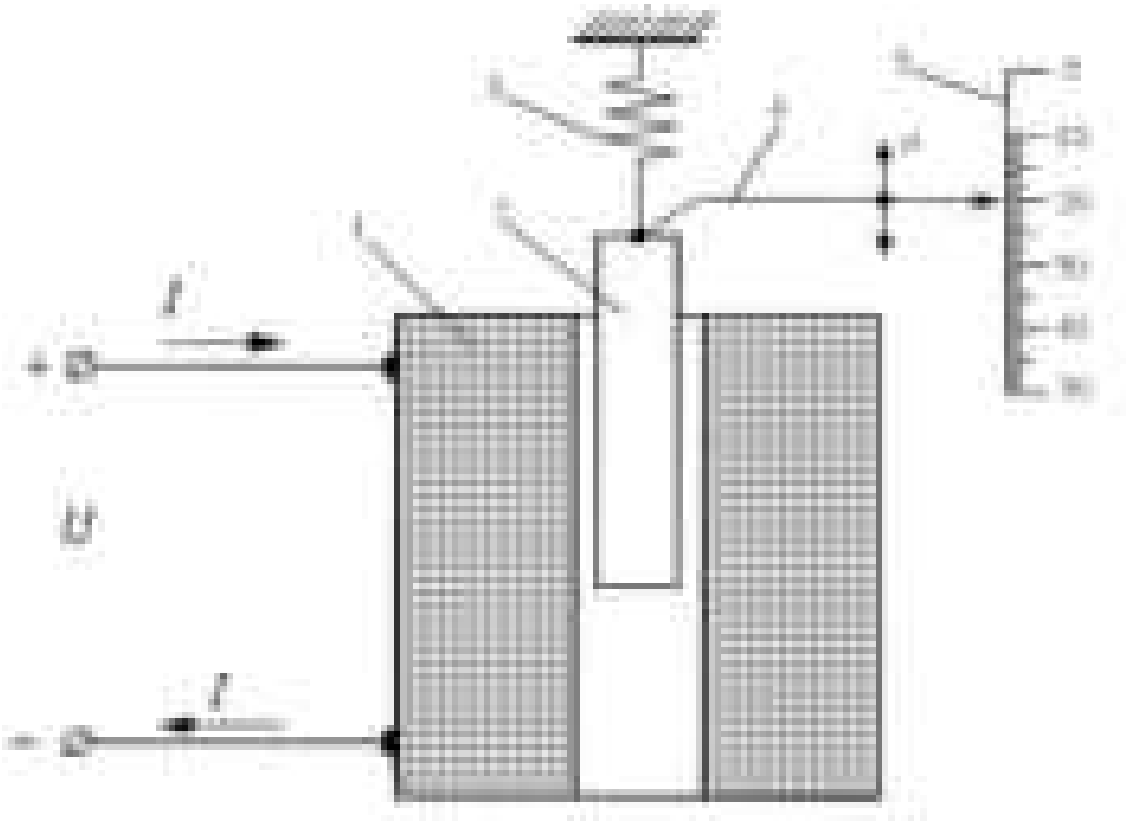


Рис. 17.3 Схема прибора электромагнитной системы:
1 – катушка с числом витков w и индуктивностью L; 2 – ферромагнитный сердечник (из магнитомягкого материала); 3 – пружина (с удельным противодействующим моментом D); 4 – стрелка; 5 – шкала

Положение подвижной части прибора электромагнитной системы в установившемся режиме можно определить из условия равенства вращающего и противодействующего моментов.

Согласно законам механики выражение для «вращающего» момента имеет вид

$$M = \frac{dW}{dx}, \qquad (17.9)$$

где M – «вращающий» момент, перемещающий подвижную часть устройства;

W – электрокинетическая энергия;

x – координата подвижной части устройства.

Для приборов электромагнитной системы:

$$W = W_{\text{М}} = \frac{1}{2} I^2 \cdot L, \tag{17.10}$$

где $W_{\text{М}}$ – энергия магнитного поля катушки

I – ток через катушку;

L – индуктивность катушки.

$$M = \frac{dW_{\text{М}}}{d\alpha} = \frac{1}{2} I^2 \frac{dL}{d\alpha}, \tag{17.11}$$

где α – перемещение подвижной части прибора.

$$M_{\text{пр}} = D \cdot \alpha, \tag{17.12}$$

где $M_{\text{пр}}$ – противодействующий момент (создается пружиной);

D – удельный противодействующий момент.

При установившемся положении механизма $M = M_{\text{пр}}$, т. е.:

$$\frac{1}{2} I^2 \frac{dL}{d\alpha} = D \cdot \alpha, \tag{17.13}$$

$$\alpha = \frac{1}{2D} \cdot I^2 \frac{dL}{d\alpha} \tag{17.14}$$

Выражение (17.14) носит название *«уравнение шкалы»* (или *«уравнение преобразования»*) приборов электромагнитной системы на постоянном токе.

Рассмотрим работу приборов на переменном токе.

$$i(t) = I_{\text{m}} \cdot \sin \omega t, \tag{17.15}$$

$$\text{I} = \sqrt{\frac{1}{\text{T}} \int_0^T [i(t)]^2 dt}, \tag{17.16}$$

где $i(t)$ – мгновенное значение переменного тока;

I_{m} – амплитудное значение переменного тока;

I – действующее значение переменного тока;

T– период переменного тока, протекающего по катушке прибора.

Мгновенное $m(t)$ и среднее $M_{\text{ср}}$ значения вращающего момента запишутся в виде

$$m(t) = \frac{1}{2}[i(t)]^2 \frac{dL}{d\alpha}, \qquad (17.17)$$

$$M = \frac{1}{T}\int_T^1 m(t)dx. \qquad (17.18)$$

Подставляя в (17.18) значение $m(t)$, получаем

$$M_{\text{ср}} = \frac{1}{T}\int_0^T \frac{1}{2}[i(t)]^2 \frac{dL}{d\alpha} dt = \frac{1}{2} \cdot \frac{dL}{d\alpha} \cdot \frac{1}{T}\int_0^T [i(t)]^2 dt. \qquad (17.19)$$

Среднее значение вращающего момента (на которое реагирует прибор) с учетом (17.16) принимает вид

$$M_{\text{ср}} = \frac{1}{2} \cdot I^2 \frac{dL}{d\alpha}. \qquad (17.20)$$

Учитывая, что в установившемся режиме $M_{\text{ср}} = M_{\text{пр}}$, можно записать:

$$\frac{1}{2} \cdot I^2 \cdot \frac{dL}{d\alpha} = D \cdot \alpha. \qquad (17.21)$$

Решая (17.21) относительно α, окончательно получим

$$\alpha = \frac{1}{2D} \cdot I^2 \cdot \frac{dL}{d\alpha}, \qquad (17.22)$$

где I – действующее значение переменного тока.

Выражение (17.22) носит название *«уравнение шкалы»* (или *«уравнение преобразования»*) приборов электромагнитной системы на переменном токе.

Полученные соотношения (17.14) и (17.22) позволяют сделать вывод о нелинейности шкалы рассматриваемых приборов. Начало и конец шкалы сжаты (особенно начало). В результате до 10 % шкалы в ее начале вообще не используется. Середина шкалы имеет благоприятный равномерный характер.

На основе электромагнитных механизмов строятся приборы для измерения постоянных и переменных токов (амперметры), постоянных и переменных напряжений (вольтметры) и резонансные (вибрационные) частотомеры.

К достоинствам приборов электромагнитной системы относят: простоту конструкции, низкую стоимость, надежность, способность выдерживать боль-

шие перегрузки и универсальность (возможность использования в цепях постоянного и переменного тока).

К недостаткам этих приборов следует отнести: большое собственное потребление энергии, сравнительно малые чувствительность и точность, сильное влияние внешних магнитных полей. Последнее обстоятельство вынуждает применять специальные методы защиты (магнитные экраны и астазирование).

Приборы электромагнитной системы применяют обычно как щитовые амперметры и вольтметры переменного тока промышленной частоты (с классами точности 1,5 и 2,5). В отдельных случаях они используются на повышенных частотах (до нескольких сотен и даже тысяч герц). Эти приборы могут также использоваться как лабораторные переносные приборы классов точности 0,5 и 1,0.

Знак приборов электромагнитной системы, наносимый на шкалу, приведен в прил. 4. Приборы описаны в литературе [1; 2; 5; 8; 35].

17.4. Электродинамические приборы

Приборы электродинамической системы основаны на взаимодействии магнитных полей двух неподвижных и одной подвижной катушек, по которым протекает ток.

Схема, поясняющая принцип работы приборов электродинамической системы, приведена на рис. 17.4.

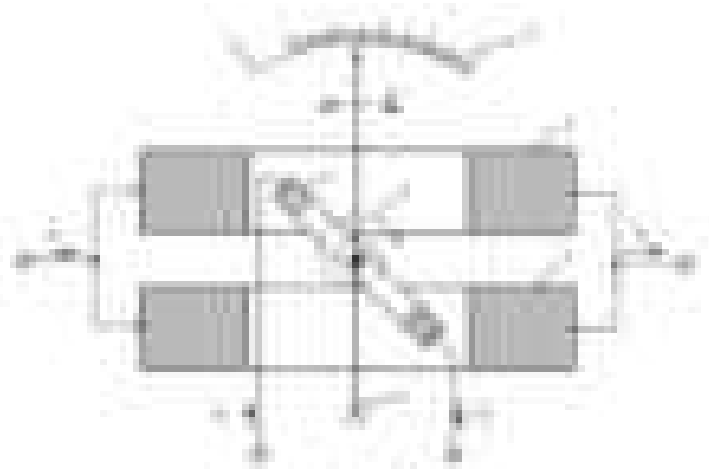


Рис. 17.4. Схема приборов электродинамической системы:
1 – неподвижные катушки; 2 – подвижная катушка; 3 – спиральная пружина;
4 – стрелка; 5– шкала; α – угол поворота подвижной части прибора

По неподвижным катушкам 1 протекает ток I_1. По подвижной катушке 2 протекает ток I_2. Стрелка 4 жестко связана с подвижной катушкой 2. Спиральная пружина 3 (с удельным противодействующим моментом D) создает противодействующий момент. На рис. 17.3 показана одна спиральная пружина. В реальных устройствах используются обычно две пружины (известны также конструкции, в которых используется несколько спиральных пружин). Пружины 3 одновременно могут быть токоподводами к подвижной катушке 2. Чаще подключение подвижной катушки к внешней цепи осуществляется с использованием специальных безмоментных токоподводов. Неподвижные катушки 1 имеют суммарную индуктивность L_1. Индуктивность подвижной катушки – L_2. Взаимная индуктивность между неподвижными и подвижной катушками – M. Для сокращения времени колебаний подвижной катушки используются специальные, обычно воздушные, успокоители (на рис. 17.4 они не показаны).

Энергия магнитного поля катушек с токами I_1 и I_2 запишется следующим образом:

$$W_M = \frac{1}{2} I_1^2 \cdot L_1 + \frac{1}{2} I_2^2 \cdot L_2 + I_1 I_2 M \,, \qquad (17.23)$$

где I_1, I_2, L_1, L_2, M – определены выше.

Поскольку индуктивности L_1 и L_2 не зависят от угла поворота подвижной части прибора α, то вращающий момент $M_{вр}$ запишется в виде

$$M = \frac{dW_M}{d\alpha} = I_1 I_2 \frac{dM}{d\alpha} \,. \qquad (17.24)$$

Противодействующий момент, создаваемый спиральной пружиной с удельным противодействующим моментом D, определяется соотношением

$$M_{пр} = D \cdot \alpha \,, \qquad (17.25)$$

где $M_{пр}$ – противодействующий момент;

α – угол поворота подвижной части прибора.

В установившемся режиме $M_{вр} = M_{пр}$, т. е.

$$I_1 I_2 \frac{dM}{d\alpha} = D \cdot \alpha \,, \qquad (17.26)$$

$$\alpha = \frac{1}{D} \cdot I_1 \cdot I_2 \cdot \frac{dM}{d\alpha} \quad . \tag{17.27}$$

Полученное выражение (17.27) носит название *«уравнение шкалы»* (или *«уравнение преобразования»*) приборов электродинамической системы на постоянном токе.

Рассмотрим работу приборов на переменном токе:

$$i_1 = I_{1m} \sin \omega t \quad , \tag{17.28}$$

$$i_2 = I_{2m} \sin(\omega t - \varphi) \quad , \tag{17.29}$$

где i_1, i_2 – мгновенные значения токов;

I_{1m}, I_{2m} – амплитудные значения токов;

φ – фазовый сдвиг между токами i_1 и i_2.

Мгновенное значение вращающего момента:

$$m(t) = i_1(t) \cdot i_2(t) \cdot \frac{dM}{d\alpha} \quad . \tag{17.30}$$

Среднее значение вращающего момента, на которое реагирует прибор:

$$M_{ср} = \frac{1}{T} \int_0^T m(t) dt \quad . \tag{17.31}$$

Подставляя в (17.31) значение величины $m(t)$, определяемое соотношением (17.30), получим

$$M_{ср} = \frac{1}{T} \int_0^T I_{1m} \sin \omega t \cdot I_{2m} \sin(\omega t - \varphi) \frac{dM}{d\alpha} \quad , \tag{17.32}$$

$$M_{ср} = I_1 \cdot I_2 \cos \varphi \frac{dM}{d\alpha} \quad , \tag{17.33}$$

где I_1, I_2 – действующие значения токов.

Приравняв значение $M_{ср}$ значению противодействующего момента $M_{пр}$, определяемого соотношением (17.25), и решив полученное равенство относительно угла поворота α, получим

$$\alpha = \frac{1}{D} I_1 I_2 \cos \varphi \frac{dM}{d\alpha} \quad . \tag{17.34}$$

Полученное выражение (17.34) свидетельствует, что перемещение подвижной части рассматриваемого измерительного механизма зависит не только от токов в его катушках, но и от разности фаз между этими токами. Последнее позволяет использовать приборы электродинамической системы в качестве ваттметров (кроме использования в качестве амперметров и вольтметров).

Выражение (17.34) обычно называют *уравнением шкалы* (или *уравнением преобразования*) приборов электродинамической системы на переменном токе.

К достоинствам приборов электродинамической системы следует отнести их универсальность (т. е. возможность использовать их в цепях как постоянного, так и переменного тока) и высокую точность (эти приборы самые точные на переменном токе среди электромеханических приборов).

Недостатки приборов электродинамической системы: нелинейность шкалы (шкала сжата в начале, растянута в середине и в конце; из-за нелинейности до 5–8 % шкалы в начале не градуируется и вообще не используется); малая надежность (при перегрузках сгорают токоподводы к подвижной катушке); значительное влияние на показания приборов магнитных полей (для защиты используются магнитные экраны и астазирование); частотные погрешности при измерениях на переменном токе, а также некоторые другие.

Знак приборов электродинамической системы, наносимый на шкалу, приведен в прил. 4.

Более детально с приборами электродинамической системы можно ознакомиться по литературным источникам [1; 2; 5; 8; 35].

17.5. Электростатические приборы

Приборы электростатической системы основаны на взаимодействии электрически заряженных проводников.

Схема, поясняющая принцип работы приборов электростатической системы, приведена на рис. 17.5.

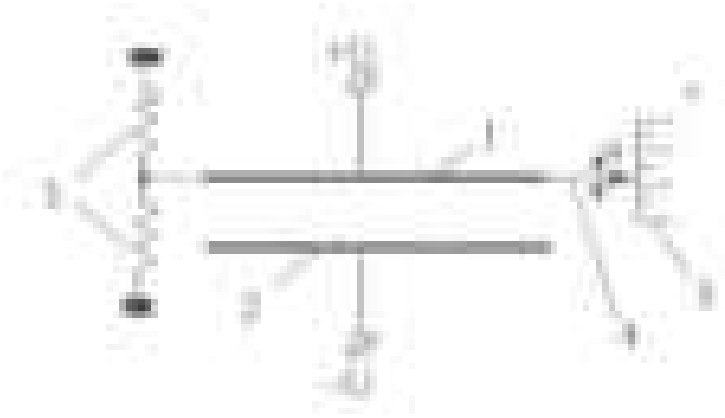


Рис. 17.5. Схема приборов электростатической системы:
1 – подвижная пластина; 2 – неподвижная пластина; 3 – пружины; 4 – стрелка; 5 – шкала

Подвижная пластина 1 жестко связана со стрелкой 4 и пружинами 3, создающими противодействующий момент. К пластинам 1 и 2 подводится измеряемое напряжение. Под действием электростатических сил подвижная пластина перемещается на величину α. Движение прекращается, когда противодействующий момент пружин становится равным вращающему моменту.

Энергия электростатического поля имеет следующее значение:

$$W_э = \frac{1}{2} \cdot C \cdot U^2, \tag{17.35}$$

где C – емкость между подвижной и неподвижной пластинами;

U – измеряемое напряжение.

«Вращающий» момент, перемещающий подвижную часть устройства:

$$M = \frac{dW_э}{d\alpha} = \frac{1}{2} U^2 \frac{dC}{d\alpha}. \tag{17.36}$$

Противодействующий момент:

$$M_{пр} = D \cdot \alpha, \tag{17.37}$$

где D – удельный противодействующий момент;

α – перемещение подвижной пластины.

При равновесии $M = M_{пр}$, т. е.

$$D \cdot \alpha = \frac{1}{2} U^2 \frac{dC}{d\alpha}. \tag{17.38}$$

Решая (17.38) относительно α, получаем

$$\alpha = \frac{1}{2D} U^2 \frac{dC}{d\alpha} . \qquad (17.39)$$

В случае переменного напряжения следует произвести усреднение показаний во времени:

$$\alpha = \frac{1}{T} \int_0^T \frac{1}{2D} \cdot u^2(t) \cdot \frac{dC}{d\alpha} dt ,$$

$$\alpha = \frac{1}{2D} \cdot \frac{dC}{d\alpha} \int_0^T u^2(t) dt ,$$

$$\alpha = \frac{1}{2D} \cdot \frac{dC}{d\alpha} \cdot U^2 , \qquad (17.40)$$

где $u(t)$ – мгновенное значение измеряемого переменного напряжения;

U – действующее значение измеряемого переменного напряжения;

T – период времени, за который производится усреднение.

Выражение (17.39) является уравнением шкалы при измерении постоянного напряжения, а выражение (17.40) – при измерении переменного напряжения. Приборы электростатической системы пригодны для измерения только электрических напряжений.

К достоинствам приборов электростатической системы относятся: их универсальность (т. е. способность измерять постоянные и переменные напряжения), широкий частотный диапазон, малое потребление энергии, высокая надежность, независимость показаний от внешних магнитных полей.

К недостаткам следует отнести нелинейность шкалы (из-за нелинейности около 5 % шкалы в ее начале вообще не используется), низкую чувствительность, сравнительно невысокую точность, зависимость показаний от внешних электрических полей.

Знак приборов электростатической системы, наносимый на шкалу, приведен в прил. 4.

Более подробно с приборами электростатической системы можно ознакомиться по литературным источникам [1; 2; 5; 8; 35].

17.6. Индукционные приборы

Индукционные приборы состоят из индукционного измерительного механизма, отсчетного устройства и элементов измерительной схемы.

Индукционный измерительный механизм основан на взаимодействии магнитных потоков электромагнитов и вихревых токов, наведенных магнитными потоками в подвижной части, выполненной в виде алюминиевого диска.

Индукционные измерительные механизмы по устройству делятся на несколько типов, основные из которых – однопоточные и многопоточные.

Однопоточные измерительные механизмы имеют один электромагнит и подвижную часть в виде диска, асимметрично расположенного на оси. Такие механизмы просты по устройству, но в настоящее время не применяются из-за малой величины вращающего момента.

В многопоточных механизмах на подвижную часть действуют два или более переменных потоков, не совпадающих по фазе и в пространстве. Эти потоки образуют вращающееся или бегущее магнитное поле, пересекающее подвижную часть механизма. От взаимодействия индуктируемых при этом в подвижной части вихревых токов с магнитным полем возникает вращающий момент, перемещающий подвижную часть механизма.

Индукционные приборы используются только на переменном токе. Они могут применяться как амперметры, вольтметры, ваттметры и счетчики электрической энергии. В настоящее время нашли широкое применение именно счетчики электроэнергии.

Устройство и схема включения индукционного счетчика показаны на рис. 17.6.

Для индукционного счетчика вращающий момент $M_{\text{вр}}$ пропорционален мощности переменного тока, т. е.

$$M_{\text{вр}} = kUI\cos(\varphi), \qquad (17.41)$$

где k – постоянный коэффициент;

U – напряжение;

φ – сдвиг по фазе между напряжением и током.

На подвижную часть счетчика (алюминиевый диск) действует противодействующий момент $M_{\text{пр}}$, пропорциональный скорости (частоте) вращения диска. Этот момент создается за счет взаимодействия магнитного поля постоянного магнита 4 и вихревых токов, наводимых в диске 3.

$$M_{\text{ПР}} = k_1 \cdot \frac{d\alpha}{dt} = k_1 \cdot v \,, \tag{17.42}$$

где k_1 – постоянный коэффициент;

$\frac{d\alpha}{dt} = v$ – скорость (частота) вращения диска.

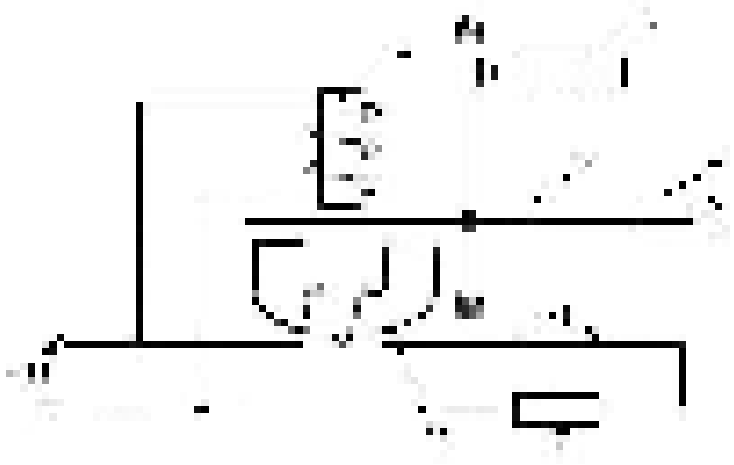


Рис. 17.6. Устройство и схема включения индукционного счетчика:
1 – трехстержневой магнитопровод с обмоткой напряжения; 2 – счетный механизм;
3 – алюминиевый диск, укрепленный на оси; 4 – постоянный магнит для создания тормозного момента; 5 – П-образный магнитопровод с токовой обмоткой; Z – полное сопротивление нагрузки

Если допустить, что момент трения отсутствует, то для установившейся скорости (частоты) вращения момент $M_{\text{вр}}$ равен тормозному моменту $M_{\text{ПР}}$:

$$k \cdot U \cdot I \cdot \cos\varphi = k_1 \cdot v \,. \tag{17.43}$$

Интегрируя правую и левую части равенства (17.43) в пределах изменения времени от t_1 до t_2, получим

$$W = C \cdot N \,, \tag{17.44}$$

где W – энергия, «прошедшая» через нагрузку Z за время $\Delta = t_2 - t_1$,

$W = \int_{t_1}^{t_2} UI \cdot \cos\varphi \cdot dt$;

C – постоянный коэффициент ($C = \frac{k_1}{k \cdot k_2}$);

N – число оборотов диска за время $\Delta t = t_2 - t_1 (N = k_2 \cdot \int_{t_1}^{t_2} v \cdot dt)$.

Отсчет энергии производится по показаниям счетного механизма – счетчика оборотов, проградуированного в единицах энергии. Единице электрической энергии (обычно 1 кВт/ч), регистрируемой счетным механизмом, соответствует определенное число оборотов подвижной части счетчика. Это соотношение указывается на приборе. Выпускаемые счетчики активной энергии имеют следующие классы точности: 0,5; 1,0; 2,0; 2,5; счетчики реактивной энергии – 1,5; 2,0; 4,0. Выпускаются однофазные и трехфазные счетчики активной и реактивной энергии. Дополнительные погрешности счетчиков возникают из-за искажения формы кривой тока и напряжения, колебаний напряжения и частоты, резкого перепада мощности и некоторых других факторов. К достоинству счетчиков следует отнести малое влияние на их показания температуры и внешних магнитных полей.

Знак приборов индукционной системы приведен в прил. 4.

Более подробно с приборами индукционной системы можно ознакомиться по литературным источникам [1; 8].

17.7. Логометры

К логометрам относятся электроизмерительные приборы с электрическим противодействующим моментом. Показания таких приборов пропорциональны отношению электрических величин (обычно – отношению электрических токов). Используются логометры следующих систем: магнитоэлектрические с подвижными рамками, магнитоэлектрические с подвижными магнитами, элек-

тромагнитные, электродинамические, ферродинамические, индукционные. Условные обозначения логометров приведены в приложении в табл. П. 4.1.

В настоящем учебном пособии рассматриваются магнитоэлектрические логометры с подвижными рамками (рис. 17.7).

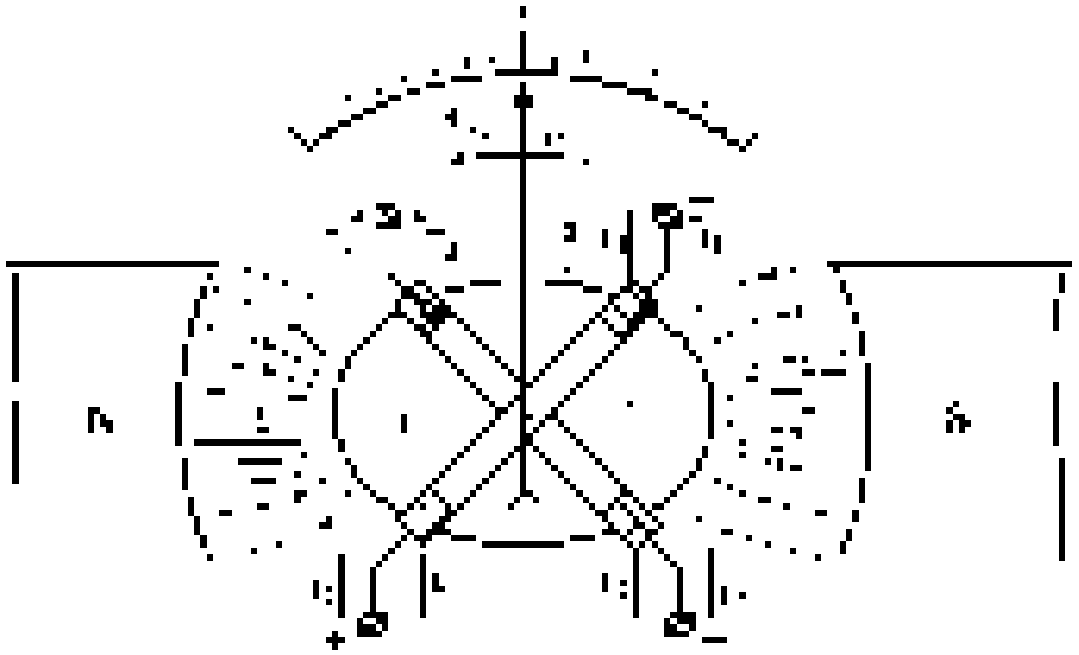


Рис. 17.7. Схема логометра магнитоэлектрической системы с подвижными рамками:
1 – первая рамка; 2 – вторая рамка; 3 – эллиптический ферромагнитный сердечник;
4 – стрелка (указатель); α – угол поворота; *N*–*S* – полюсные наконечники постоянного магнита

Рамки 1 и 2 жестко скреплены друг с другом и со стрелкой, которая перемещается вдоль проградуированной шкалы. По обмотке первой рамки протекает ток I_1. По обмотке второй рамки протекает ток I_2. К внешним цепям обмотки рамок подключаются с помощью безмоментных токоподводов (на схеме токоподводы не показаны). Создаваемое постоянным магнитом магнитное поле в воздушном зазоре прибора неравномерно благодаря эллиптическому ферромагнитному сердечнику: в центральной части системы индукция магнитного поля больше, а на периферии – меньше.

При взаимодействии тока I_1, протекающего по обмотке первой рамки, и магнитного поля возникает пара сил F_1–F_1. Пара сил F_1–F_1 создает вращающий момент M_1, который стремится повернуть рамки и указатель против часовой стрелки.

$$M_1 = I_1 \cdot f_1(\alpha), \qquad (17.45)$$

где l_1 – ток в обмотке первой рамки;

α – угол поворота подвижной части прибора.

При взаимодействии тока l_2, протекающего по второй обмотке, и магнитного поля возникает пара сил F_2–F_2, создающих вращающий момент M_2. Вращающий момент M_2 стремится повернуть рамки и указатель по часовой стрелке.

$$M_2 = I_2 \cdot f_2(\alpha), \tag{17.46}$$

где I_2 – ток в обмотке второй рамки.

Отметим, что из-за неравномерности магнитного поля вращающие моменты M_1 и M_2 возрастают при перемещении рамок с обмотками к центру и, наоборот, уменьшаются при перемещении рамок с обмотками к периферии.

При равенстве вращающих моментов M_1 и M_2 движение рамок и стрелки (указателя) прекращается. В этом случае:

$$I_1 \cdot f_1(\alpha) = I_2 \cdot f_2(\alpha), \tag{17.47}$$

$$\frac{I_1}{I_2} = \frac{f_2(\alpha)}{f_1(\alpha)} = f_3(\alpha). \tag{17.48}$$

Решая уравнение (17.48) относительно угла поворота α, получаем

$$\alpha = F\left(\frac{I_1}{I_2}\right). \tag{17.49}$$

Полученное выражение (17.49) носит название уравнения шкалы логометров магнитоэлектрической системы с подвижными рамками.

Уравнение шкалы свидетельствует, что показания магнитоэлектрических логометров пропорциональны отношению токов, протекающих по обмоткам рамок прибора.

Более детально логометры описаны в литературных источниках [1; 2; 8].

18. ПРИБОРЫ СРАВНЕНИЯ

18.1. Общие положения

Приборами сравнения (а также компенсаторами или потенциометрами) называют приборы для измерения методом сравнения напряжения, ЭДС или величин, связанных с ними определенной зависимостью. Существуют компенсаторы постоянного и переменного тока. Те и другие компенсаторы могут быть автоматическими и с ручным управлением.

Как известно, напряжение и ЭДС могут быть измерены с помощью электромеханических приборов непосредственной оценки. Такой способ измерения имеет существенный недостаток, так как электромеханические приборы непосредственной оценки обладают заметным собственным потреблением энергии. Например, электромеханические вольтметры непосредственной оценки шунтируют тот участок цепи, к которому подключаются. Это искажает режим цепи и меняет распределение потенциалов. С другой стороны, эти приборы имеют ограниченную точность. Их погрешность, в лучшем случае, составляет (0,1–0,2) %, а обычно – значительно больше.

Применение компенсаторов устраняет указанные недостатки. Общие сведения о компенсаторах приведены в литературе [1; 2; 8].

18.2. Компенсаторы постоянного тока с ручным управлением

Схема компенсатора приведена на рис. 18.1.

Нормальный элемент $E_{\text{о}}$ представляет собой гальванический элемент со стабильной ЭДС. Каждый нормальный элемент проходит индивидуальную аттестацию, и его ЭДС, определяемая при аттестации, заносится в паспорт. Допускаемое отклонение ЭДС за 1 год нормируется. В зависимости от класса точности (кл. т.) оно не должно превышать определенных значений. Например, для нормальных элементов Э–303 класса точности 0,02 допускаемое отклонение ЭДС за 1 год должно быть не более 190 мкВ; для нормальных элемен-

тов Х–480 класса точности 0,005 – не более 50 мкВ; для элементов Х–482 класса точности 0,002 – не более 10 мкВ.

Приведем значения ЭДС для некоторых конкретных нормальных элементов (ЭДС даны при температуре +20 ^{0}С):

ненасыщенный нормальный элемент Э–303 № 66901 кл. т. 0,02, E_0 = 1,01923 В;

Э–303 № 66902 кл. т. 0,02, E_0 = 1,01930 В;

Х–480 № 1525 кл. т. 0,005, E_0 = 1,018622 В.

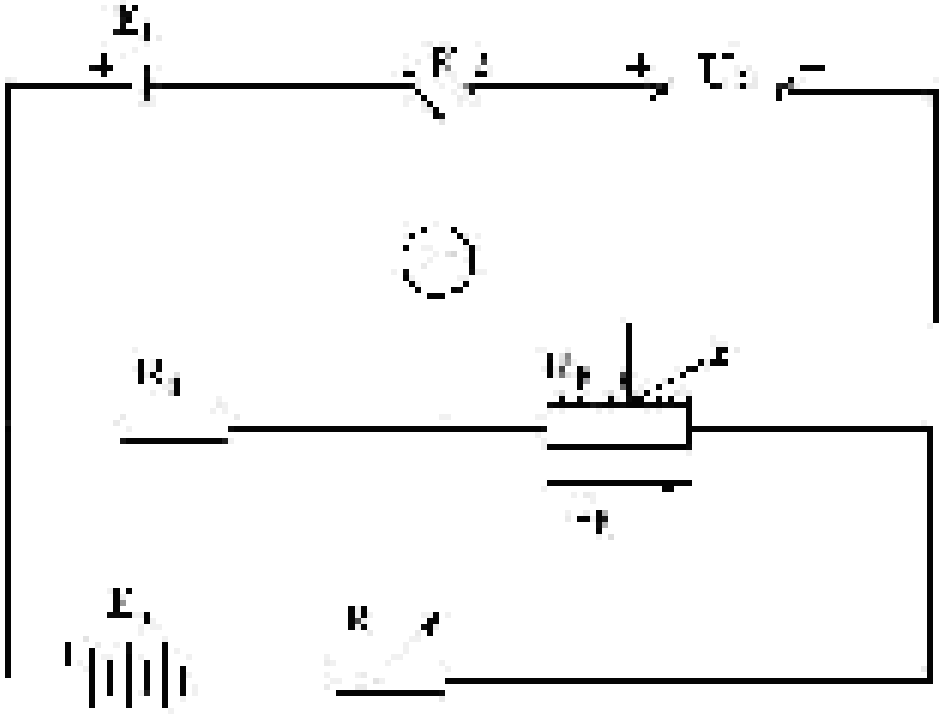


Рис. 18.1. Схема компенсатора с ручным управлением:

E_0 – нормальный элемент;
U_x – измеряемое напряжение;
R_0 – образцовое сопротивление;
$E_п$ – источник питания;
R – переменное сопротивление;
$R_р$ – реохорд;
НИ – нуль-индикатор;
К – ключ

К недостаткам нормальных элементов следует отнести значительную зависимость их ЭДС от температуры. Например, при поверке нормальных элементов температура окружающей среды должна быть +20 ^{0}С с точностью ±0,1 ^{0}С. При работе нормальные элементы высокого класса помещаются в специальные термостаты и без них эксплуатироваться не могут. Другим их недостатком является «боязнь» тряски, вибраций, ускорений и т. д.

Нормальные элементы должны соответствовать требованиям государственного стандарта ГОСТ 1954–84 [114].

Из-за эксплутационных недостатков нормальные элементы в последнее время частично заменяются источниками стабильных ЭДС на основе параметрических и электронных стабилизаторов.

Другим важным элементом компенсатора, обеспечивающим его малую погрешность, является образцовое сопротивление высокого класса R_0.

Работа компенсаторов постоянного тока протекает в следующей последовательности.

1-й этап. На первом этапе проводится установка рабочего тока $I_р$. Для этого переключатель К устанавливается в положение 1. В этом случае к нуль-индикатору НИ прикладывается разность ΔU_0 между ЭДС нормального элемента E_0 и падением напряжения U_0 на сопротивлении R_0.

$$U_0 = I_p \cdot R_0, \tag{18.1}$$

где $I_р$ – рабочий ток;

R_0 – образцовое сопротивление.

$$\Delta U_0 = U_0 - E_0, \tag{18.2}$$

где E_0 – ЭДС нормального элемента;

U_0 – падение напряжения на образцовом сопротивлении.

При $\Delta U_0 \neq 0$ показания НИ отличны от нуля. Изменяя переменное сопротивление R (и тем самым изменяя рабочий ток $I_р$), добиваются нулевых показаний нуль-индикатора НИ. При этом $\Delta U = 0$ и $E_0 = U_0$. Тогда, учитывая соотношение (18.1), можно записать

$$I_p = \frac{E_0}{R_0}. \tag{18.3}$$

2-й этап. На втором этапе проводится измерение искомого напряжения $U_х$. Для этого переключатель К переводится в положение 2. В этом случае к нуль-индикатору НИ прикладывается разность ΔU между измеряемым напряжением $U_х$ и падением напряжения на реохорде $U_р$.

$$U_p = I_p \cdot R_p \cdot x, \tag{18.4}$$

где $R_р$ – сопротивление реохорда;

x – координата движка реохорда.

$$\Delta U = U_X - U_p . \qquad (18.5)$$

Если $\Delta U \neq 0$, то показания НИ отличны от нуля. Перемещая движок реохорда, добиваются нулевых показаний нуль-индикатора НИ. При этом $\Delta U = 0$ и $U_х = U_р$.

Учитывая соотношения (18.4) и (18.3), можно записать

$$U_X = I_p \cdot R_p \cdot x = \frac{E_0}{R_0} \cdot R_p \cdot x . \qquad (18.6)$$

Полученное выражение (18.6) является «уравнением шкалы» компенсаторов постоянного тока с ручным управлением. Входящие в (18.6) величины E_0, R_0, $R_р$, x известны с высокой точностью, что позволяет со столь же высокой точностью измерять искомые напряжения и ЭДС. Классы точности компенсаторов обычно имеют значения: 0,5; 0,1; 0,05; 0,02 и выше. Другим достоинством компенсаторов является их большое внутреннее сопротивление в момент компенсации (и соответственно в момент считывания показаний).

К недостаткам компенсаторов относятся их громоздкость, которая растет с ростом класса точности, и малое быстродействие.

Компенсаторы постоянного тока с ручным управлением описаны также в литературных источниках [1; 2; 8].

18.3. Автоматические компенсаторы постоянного тока

Электрические цепи на схеме показаны сплошными линиями, а механические связи – пунктирами. Автоматические компенсаторы имеют много общего с компенсаторами ручного управления (см. п. 18.1). В автоматических компенсаторах также используются нормальные элементы (или заменяющие их электронные стабилизаторы), реохорды, источники питания и другие общие элементы схемы. Работа автоматических компенсаторов протекает в следующей последовательности.

Схема автоматического компенсатора приведена на рис. 18.2.



Рис. 18.2. Схема автоматического компенсатора постоянного тока:

1 – дисковая диаграмма;
2 – указатель;
3 – перо самописца;
У – усилитель;
Дв –двигатель;
М – электромеханическая муфта;
U_x – измеряемое напряжение;
$R_р$ – реохорд;
$E_п$ – источник питания;
$R_п$ – переменный резистор;
К – ключ;
E_0 – нормальный элемент;
R_1, R_2, R_3 и R_4 – постоянные резисторы

1-й этап. Установка рабочего тока

Для установки рабочего тока $I_р$ через реохорд и рабочего тока $I'_р$ в цепи сопротивлений R_3–R_4 необходимо перевести ключ К в положение 1. При этом включается электромеханическая муфта М. Через муфту М двигатель Дв соединяется с движком переменного резистора $R_п$. Одновременно образуется электрическая цепь: ключ К – нормальный элемент E_0 – образцовое сопротивление R_4 – точка «*b*» схемы. Напряжение ΔU_0, снимаемое с этой цепи, подается через вход усилителя.

$$\Delta U_0 = U_4 - E_0, \tag{18.7}$$

$$U_4 = I'_p \cdot R_4, \tag{18.8}$$

$$I'_p = \frac{E_{\text{Ї}}}{R_{\text{Ї}} + R_3 + R_4}, \tag{18.9}$$

где U_4 – падение напряжения на образцовом сопротивлении;

E_0 – ЭДС нормального элемента;

R_4 – образцовое сопротивление.

При $\Delta U_0 = 0$ усилитель У усиливает это напряжение. С выхода усилителя напряжение подается на двигатель Дв, который начинает работать и через муфту М перемещает движок резистора $R_П$. Перемещение движка приводит к изменению значения сопротивления $R_П$ и, в соответствии с (18.9), – к изменению значения тока $I'_р$. Ток $I'_р$ изменяется до тех пор, пока не выполняются условия:

$U_4 = E_0$ и $\Delta U_0 = 0$. При этом двигатель останавливается, и работа по установке рабочего тока прекращается.

2-й этап. Измерение

Для проведения измерения ключ К переводится в положение 2. При этом муфта М отключает двигатель Дв от движка переменного резистора $R_П$. Одновременно образуется электрическая цепь: ключ К – измеряемое напряжение U_x – точка схемы *«a»* – точка схемы *«b»*. Напряжение ΔU, снимаемое с этой цепи, подается на вход усилителя.

$$\Delta U_0 = U_X - U_{AB}, \qquad (18.10)$$

где U_X – измеряемое напряжение;

U_{AB} – разность потенциалов между точками схемы *«a»* и *«в»*.

Если $\Delta U \neq 0$, то это напряжение усиливается и подается на двигатель, который начинает работать и перемещать движок реохорда $R_р$, стрелку (указатель) 2 и перо самописца 3. Перемещение движка реохорда $R_р$ приводит к изменению значения напряжения U_{AB}. Напряжение U_{AB} изменяется до тех пор, пока не станет равно измеряемому напряжению U_x. При этом в соответствии с (18.10) $\Delta U = 0$, двигатель останавливается. Результат измерения считывается со шкалы (в зависимости от положения указателя 2) и с дисковой диаграммы по кривой, нанесенной пером самописца. Шкалы могут быть круговыми (как на рис. 18.2) и прямолинейными. Диаграммы могут быть дисковыми (как на рис. 18.2) и ленточными. Компенсаторы градуируются в вольтах (или в милливольтах). Иногда компенсаторы (особенно часто автоматические) используются в комплекте с термопарами для измерения температуры. В этом случае приборы градуируются в градусах Цельсия. Погрешность таких приборов составляет, как правило, 0,5 %. Погрешность записи результатов измерений – около 1 %.

Дополнительные сведения по автоматическим компенсаторам постоянного тока можно почерпнуть в литературных источниках [1; 2; 8].

18.4. Полярно-координатные компенсаторы переменного тока

Для уравновешивания двух электрических величин на переменном токе необходимо выполнение следующих условий: равенство величин по модулю; противоположность их фаз; равенство частот; идентичность формы измеряемой и компенсирующей величин.

Возможность осуществления перечисленных условий обеспечивается конструкцией компенсаторов (потенциометров) и порядком их использования.

Полярно-координатные компенсаторы содержат фазорегулятор и делитель напряжения (реохорд), с помощью которых регулируется компенсирующее напряжение по фазе и по модулю (рис. 18.3).

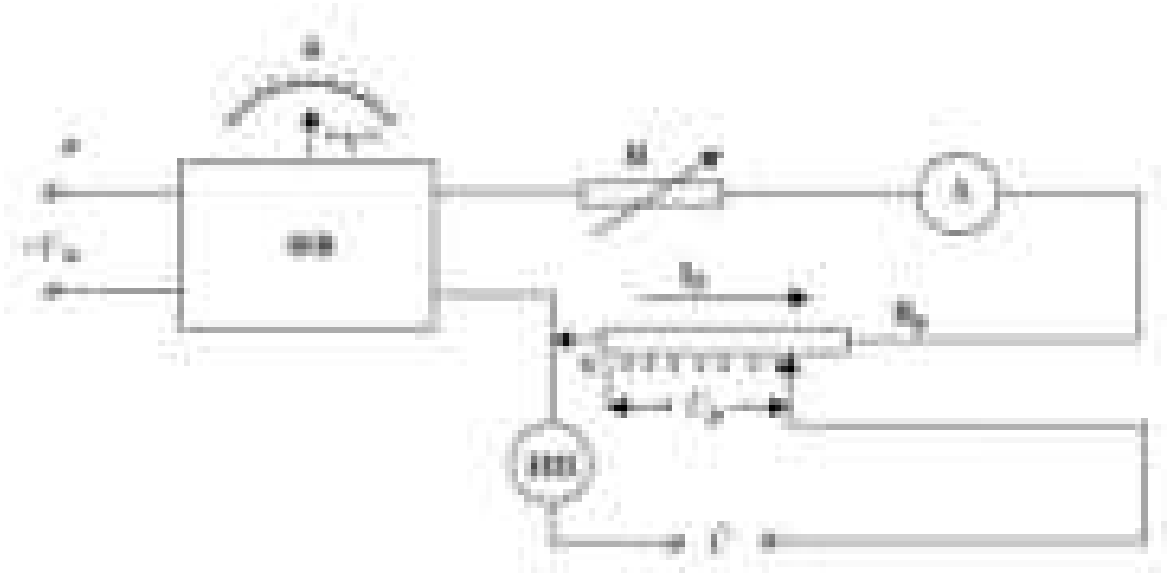


Рис. 18.3. Схема полярно-координатного компенсатора переменного тока:

ФВ – фазовращатель;
НИ – нуль-индикатор;
R – переменный резистор;
$R_р$ – реохорд;
$I_р$ – рабочий ток;
$U_П$ – напряжение питания;
$\dot{U}$ – измеряемое напряжение(комплексная величина)

Рабочий ток $I_р$ устанавливается с помощью переменного резистора R (изменением его сопротивления) по амперметру (или миллиамперметру). Класс точности используемых амперметров электродинамической системы не выше 0,1 или 0,2. Использование амперметров для установки $I_р$ снижает точность компенсаторов переменного тока (по сравнению с компенсаторами постоянного тока) и объясняется отсутствием меры ЭДС переменного тока, аналогичной нормальному элементу. В качестве нуль-индикатора обычно используется вибрационный галь-

ванометр. При измерении компенсация искомого напряжения $\overset{0}{U}$ проводится по модулю и по фазе. Перемещением движка реохорда $R_{\text{р}}$ и регулятора фазовращателя ФВ добиваются нулевых показаний нуль-индикатора НИ. При этом фазы измеряемого и компенсирующего напряжений противоположны, а модули равны:

$$\dot{U} = U_p \cdot e^{j\varphi}, \tag{18.11}$$

$$U_k = I_p \cdot R'_p, \tag{18.12}$$

где U_{k} – модуль компенсирующего напряжения;

φ – угол между компенсирующим напряжением и опорным (за опорное обычно принимается напряжение питания $U_{\text{П}}$);

$R'_{\text{р}}$ – сопротивление использованной части реохорда (от 0 до движка).

При заданном рабочем токе $I_{\text{р}}$ реохорд $R_{\text{р}}$ может быть проградуирован в вольтах (или милливольтах), что дает возможность непосредственного отсчета модуля действующего (или амплитудного) значения измеряемого напряжения. Отсчет угла φ осуществляется по шкале, которой снабжен фазовращатель ФВ.

Существенным недостатком этого типа компенсаторов является большая погрешность измерения фазы искомого напряжения (до 1^0). Причина – в трудности изготовления фазовращателей высокой точности. По этой причине полярно-координатные компенсаторы переменного тока не нашли широкого применения.

Дополнительные сведения по рассмотренным компенсаторам приведены в литературе [1; 2; 8].

18.5. Прямоугольно-координатные компенсаторы переменного тока

Принцип действия рассматриваемых компенсаторов переменного тока основан на раздельной компенсации активной и реактивной составляющих измеряемого напряжения соответствующими составляющими компенсирующего напряжения (рис. 18.4).

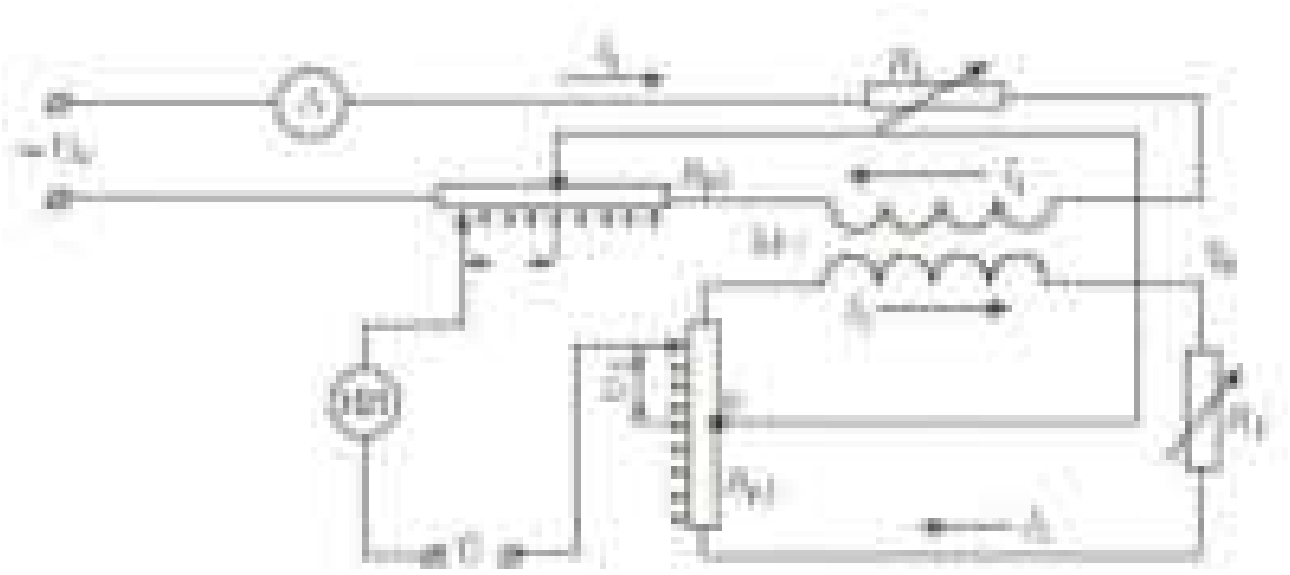


Рис. 18.4. Схема прямоугольно-координатного компенсатора переменного тока:
R_{p1}, R_{p2} – реохорды;
T_p – воздушный трансформатор;
R_f – переменный резистор;
$U_П$ – напряжение питания;
$\dot{U}$ – измеряемое напряжение (комплексная величина);
НИ – нуль-индикатор;
I_1 – рабочий ток первого контура;
I_2 – рабочий ток второго контура;
R_1 – переменное сопротивление;
M – взаимная индуктивность между обмотками трансформатора T_p

Прямоугольно-координатные компенсаторы имеют две рабочих цепи. Первая рабочая цепь состоит из реохорда R_{p1}, первичной обмотки воздушного трансформатора T_p, переменного сопротивления R_1 и амперметра. К этой цепи прикладывается питание (с напряжением $U_П$). Вторая рабочая цепь состоит из реохорда R_{p2}, вторичной обмотки воздушного трансформатора $T_Р$ и переменного сопротивления R_f. Рабочие цепи связаны между собой индуктивно (взаимная индуктивность между обмотками трансформатора M). Ток I_1 устанавливается по амперметру с помощью переменного сопротивления R_1. Значение тока I_2 зависит от взаимной индуктивности M и значений сопротивлений R_{p2} и R_f. Сопротивление резистора R_f служит для поддержания требуемого значения I_2 при изменении частоты. Токи I_1 и I_2 сдвинуты по фазе относительно друг друга на 90^0. Падения напряжений от этих токов на сопротивлениях реохордов R_{p1} и R_{p2} также сдвинуты по фазе на 90^0. Середины реохордов соединены между собой перемычкой. В силу этого потенциалы средних точек реохордов могут быть приняты за ноль. Меняя путем перемещения движков реохордов величину падений напряжений U_1 и U_2 между движками и начальной точкой «0», можно

получить компенсацию измеряемого напряжения $\dot{U}$ в любом из четырех квадрантов координатной плоскости.

О компенсации измеряемого напряжения судят по показаниям нуль-индикатора НИ (в момент компенсации НИ показывает ноль). В этом случае измеряемое комплексное напряжение $\dot{U}$ уравновешивается геометрической суммой напряжений U_1 и U_2:

$$U = U_1 + jU_2 \,. \tag{18.13}$$

Модуль и фаза измеряемого напряжения равны:

$$|U| = \sqrt{U_1^2 + U_2^2} \,, \tag{18.14}$$

$$\varphi = \text{arctg}\frac{U_2}{U_1}. \tag{18.15}$$

При синфазности рабочего тока первого контура I_1 и напряжения питания $U_\text{П}$ угол φ представляет собой фазовый сдвиг измеряемого напряжения относительно напряжения питания (как и в полярно-координатных компенсаторах).

Компенсаторы переменного тока значительно уступают по точности компенсаторам постоянного тока. Это связано с тем, что рабочий ток приходится устанавливать по электродинамическим амперметрам, классы точности которых, в лучшем случае, – 0,1 или 0,2. Поэтому, обладая большим входным сопротивлением (как и аналогичные приборы постоянного тока), прямоугольно-координатные компенсаторы переменного тока имеют относительные погрешности на уровне 0,2–0,5 %.

Дополнительные сведения по рассмотренным компенсаторам переменного тока приведены в литературных источниках [1; 2; 8].

19. АНАЛОГОВЫЕ ЭЛЕКТРОННЫЕ ПРИБОРЫ

19.1. Общие положения

Аналоговые электронные приборы представляют собой средства измерений, в которых преобразование измеряемой величины осуществляется с помощью аналоговых электронных устройств (рис. 19.1). Аналоговые электронные приборы применяются при измерении практически всех электрических величин: напряжения, тока, мощности, частоты и т. д.

Применение электронных устройств значительно расширяет возможности средств измерений: повышается чувствительность приборов; расширяется диапазон измерений; уменьшается мощность, потребляемая от измерительных цепей, и т. п.

В настоящее время получили распространение такие приборы, как электронные вольтметры и амперметры постоянного и переменного тока, омметры, измерители индуктивностей и емкостей, частотомеры, анализаторы спектров и др. Вместе с тем следует отметить, что аналоговые электронные приборы частично вытесняются соответствующими цифровыми приборами.

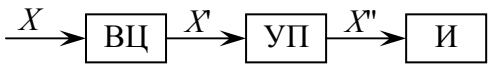


Рис. 19.1. Структурная схема аналоговых электронных приборов:
ВЦ – входная цепь; УП – усилитель–преобразователь; И – измеритель

В состав входной цепи (ВЦ) входят делители, фильтры, защитные устройства от перегрузки, переключатели пределов измерения и т. п. На вход ВЦ подается измеряемая электрическая величина X, а с выхода снимается электрическая величина X'.

Усилитель-преобразователь (УП) представляет собой блок, обеспечивающий усиление и преобразование электрической величины X'. Усилительно-преобразовательный блок строится на основе различных электронных устройств: полупроводниковых диодов, транзисторов, электронных ламп, микросхем и т. д. В общем случае УП и усиливает, и преобразует подавае-

мые на его вход электрические величины, но в частном случае это может быть только усилитель или только преобразователь. С выхода УП снимается электрическая величина X''.

Электрическая величина X'' подается на измеритель (И). В качестве измерителя обычно используются электромеханические приборы магнитоэлектрической системы. Могут также применяться электромеханические приборы электростатической системы и газоразрядные устройства.

Примеры обозначений аналоговых электронных приборов приведены в приложении (см. прил. 4).

Описание рассматриваемых приборов приведено в литературных источниках [1; 2; 36].

19.2. Вольтметры средних значений

Упрощенная схема вольтметра средних значений выпрямительной системы приведена на рис. 19.2.

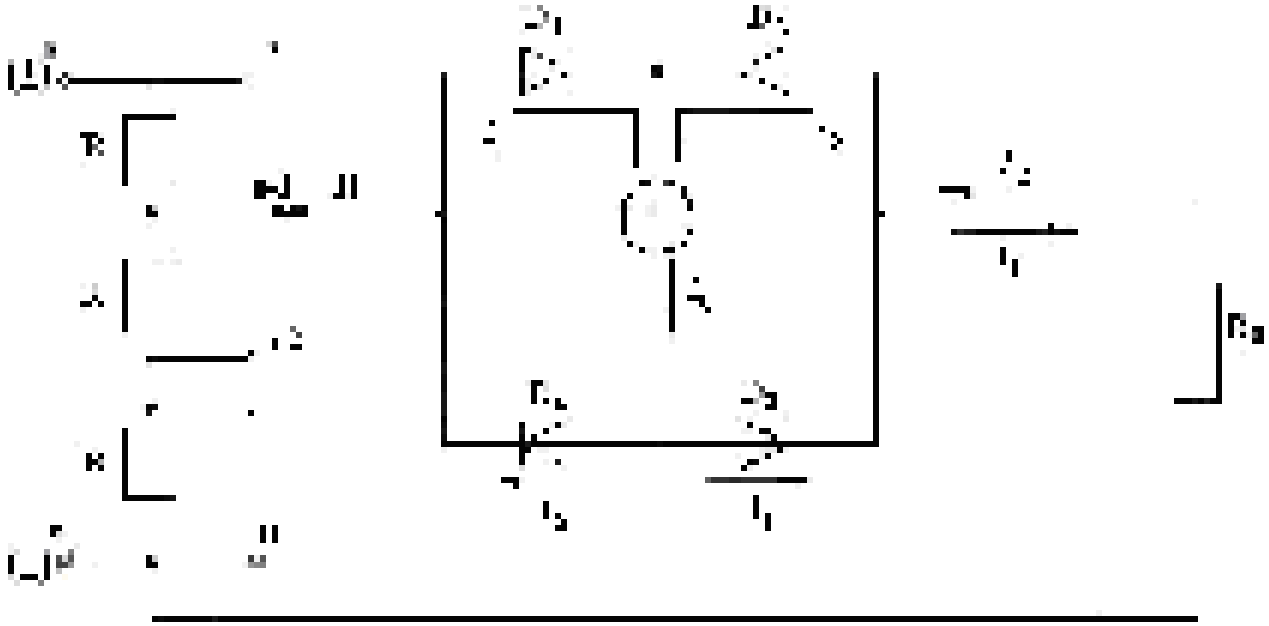


Рис. 19.2. Схема вольтметра средних значений: R – постоянные сопротивления; П – переключатель; 0-1-...-n – неподвижные контакты переключателя; ~U – измеряемое переменное напряжение; D_1; D_2; D_3; D_4 – полупроводниковые диоды; И – измеритель (электромеханический прибор магнитоэлектрической системы); $R_Д$ –постоянное сопротивление; +(–) – полярность точки «а» при положительных и отрицательных полупериодах измеряемого напряжения; –(+) – полярность точки «в» при отрицательных и положительных полупериодах измеряемого напряжения

Входная цепь (ВЦ) приведенного на рис. 19.2 вольтметра средних значений представляет собой делитель из n резисторов R. С помощью переключателя, перемещающегося по неподвижным контактам делителя, выбирают необходимое значение измеряемого напряжения. Выбранное напряжение подается на выпрямительный мост, собранный на диодах D_1, D_2, D_3, D_4, и далее (после выпрямления) – на измеритель И магнитоэлектрической системы. Графики напряжений и токов, действующих в рассматриваемой схеме, приведены на рис. 19.3.

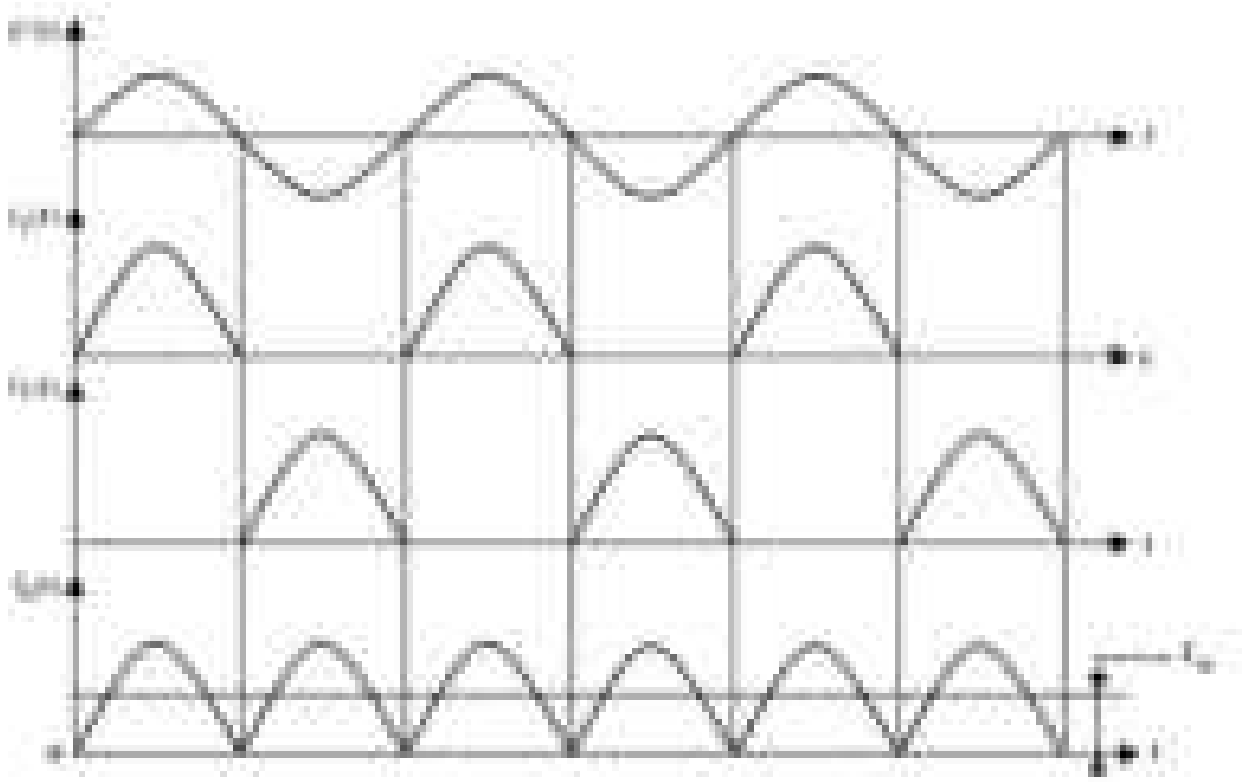


Рис. 19.3. Графики напряжений и токов: ▪▪(t) – мгновенное значение измеряемого напряжения; $i_1(t)$ – мгновенное значение тока в положительные полупериоды измеряемого напряжения; $i_2(t)$ – мгновенное значение тока в отрицательные полупериоды измеряемого напряжения; $i_o(t)$ – мгновенное значение тока, протекающего через измеритель; $I_{ср}$ – среднее значение тока; t – время

Работа вольтметра средних значений протекает в следующей последовательности. При положительном полупериоде измеряемого напряжения (в этом случае «+» приложен к точке *«а»* схемы и «–» приложен к точке *«в»* (см. рис. 19.2)) ток i_1 протекает по цепи: точка *«а»* – сопротивление R – диод D_1 – измеритель И – диод D_2 – сопротивление $R_Д$ – точка *«в»*. При отрицательном полупериоде измеряемого напряжения («+» в точке *«в»*, «–» в точке *«а»*) ток i_2

протекает по цепи: точка *«в»* – сопротивление $R_Д$ – диод D_3 – измеритель И – диод D_4 – переключатель П – резистор R – точка *«а»*.

Через измеритель И в оба полупериода протекает суммарный ток i_0, являющийся током двухполупериодного выпрямления.

Измеритель И магнитоэлектрической системы реагирует на средний ток $I_{ср}$. Показания измерителя:

$$\alpha = K_I \cdot I_{ср}, \tag{19.1}$$

$$I_{ср} = \frac{1}{T}\int_0^T i_0(t)dt, \tag{19.2}$$

где α – показание прибора (измерителя);

K_I – коэффициент пропорциональности по току;

$I_{ср}$ – среднее значение тока;

T – период измеряемого напряжения.

$$I_{ср} = \frac{U_{ср}}{R_\Sigma}, \tag{19.3}$$

где $U_{ср}$ – среднее значение измеряемого напряжения;

R_Σ – суммарное сопротивление в цепи измерителя.

Подставляя в (19.1) значение $I_{ср}$ по (19.3), получаем

$$\alpha = \frac{K_I}{R_\Sigma} \cdot U_{ср}, \tag{19.4}$$

$$\alpha = K_2 \cdot U_{ср}, \tag{19.5}$$

где K_2 – коэффициент пропорциональности по среднему значению напряжения.

Полученное выражение (19.5) свидетельствует, что показания рассматриваемого вольтметра (см. рис. 19.2) прямо пропорциональны среднему значению измеряемого переменного напряжения.

$$U = \sqrt{\frac{1}{T}\int_0^T [U(t)]^2 dt}, \tag{19.6}$$

$$U_{ср} = \frac{U}{k_ф}, \qquad (19.7)$$

где U – действующее (эффективное) значение измеряемого напряжения;

$k_ф$ – коэффициент формы.

Подставляя (19.7) в (19.5), получаем

$$\alpha = \frac{K_2}{k_ф} \cdot U = K \cdot U, \qquad (19.8)$$

где K – коэффициент пропорциональности по действующему значению синусоидального напряжения;

$k_ф = 1{,}11$ – для синусоидального напряжения.

Описываемый вольтметр является вольтметром средних значениий и, согласно (19.5), может быть проградуирован в средних значениях ($U_{ср}$) независимо от формы измеряемого напряжения.

При градуировке прибора в действующих значениях измеряемого напряжения его показания, согласно (19.8), зависят от формы этого напряжения. Для синусоидального напряжения будут одни показания прибора, для прямоугольного напряжения – другие показания, для треугольного – третьи и т. д.

Если вольтметр проградуирован в действующих значениях, то в обязательном порядке указывается форма измеряемого напряжения. Как правило, такие вольтметры предназначены для измерения действующих значений синусоидальных напряжений. Измерение напряжений, отличных от синусоидальных, приводит в этом случае к появлению дополнительных погрешностей, которые тем больше, чем больше измеряемое напряжение отлично от синусоидального.

Отметим, что рассматриваемые вольтметры называют также приборами выпрямительной системы. Обозначения этих приборов приведены в приложении (см. прил. 4).

Дополнительные сведения по вольтметрам средних значений приведены в литературных источниках [1; 2; 5; 36].

19.3. Вольтметры амплитудных значений

В зависимости от принципа построения различают вольтметры амплитудных значений (или «пиковые вольтметры») с открытым входом (рис. 19.4) и вольтметры с закрытым входом (рис. 19.6). На рис. 19.5 приведены временные диаграммы сигналов вольтметров амплитудных значений с открытым входом.



Рис. 19.4. Схема амплитудного вольтметра с открытым входом:
$\sim U$ – измеряемое (входное) напряжение;
D – полупроводниковый диод;
C – емкость конденсатора;
R – постоянное сопротивление;
И – измеритель магнитоэлектрической системы;
R_o – внутреннее сопротивление измерителя

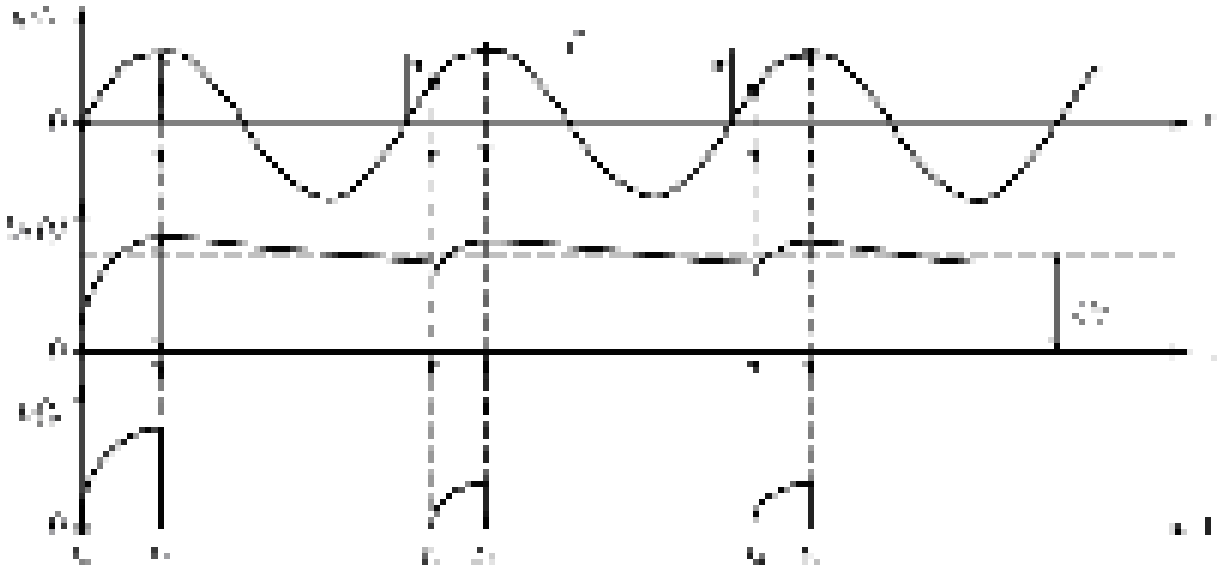


Рис. 19.5. Временные диаграммы сигналов амплитудных вольтметров с открытым входом: $u(t)$ – мгновенное значение измеряемого (входного) напряжения; $u_c\ (t)$ – мгновенное значение напряжения на конденсаторе; i_3 – мгновенное значение тока заряда

Рассмотрим работу амплитудных вольтметров с открытым входом при подаче на вход синусоидального напряжения. Пусть в некоторый момент времени t_0 на вход рассматриваемого вольтметра (см. рис. 19.4) прикладывается

синусоидальное напряжение $U = U_m \sin(wt)$, которое через открытый диод D начинает заряжать конденсатор C.

Постоянная времени заряда T_3:

$$T_3 = (R_c + R_д) \cdot C \qquad (19.9)$$

где R_c – внутреннее сопротивление источника сигнала;

$R_д$ – сопротивление открытого диода;

C – емкость конденсатора.

Конденсатор C заряжается до амплитудного значения измеряемого напряжения U_m (см. рис. 19.5) при выполнении условия

$$T_3 < 0{,}5T, \qquad (19.10)$$

где T – период измеряемого напряжения.

На этом же рисунке показан зарядный ток i_3 в первую четверть периода (от t_0 до t_1). С момента времени t_1 входное напряжение уменьшается, диод закрывается. Конденсатор будет разряжаться через сопротивления R и R_0 (ток разряда $i_р$) до момента времени t_2, когда входное (измеряемое) напряжение становится равным напряжению на конденсаторе, после чего диод открывается и конденсатор подзаряжается до U_m (момент времени t_2–t_3). Ток подзаряда в моменты времени от t_2 до t_3 показан на рис. 19.5. Аналогично происходит подзаряд конденсатора в моменты времени t_4–t_5 и t_6–t_7.

Постоянная времени разряда конденсатора C:

$$T_р = (R + R_0), \qquad (19.11)$$

где $T_р$ – постоянная времени разряда;

R – сопротивление цепи;

R_0 – внутреннее сопротивление измерителя магнитоэлектрической системы.

Для медленного разряда конденсатора необходимо выполнить условие:

$$T_р >> T. \qquad (19.12)$$

При выполнении условия (19.12) среднее значение напряжения на конденсаторе $U_{ср}$ близко к U_m (см. рис. 19.5), т. е.

$$U_m = U_{ср}. \qquad (19.13)$$

Показания измерителей магнитоэлектрической системы пропорциональны средним значениям электрических величин. С учетом (19.13) можно записать:

$$\alpha = k \cdot U_m, \qquad (19.14)$$

где α – показание амплитудного вольтметра;

k – коэффициент пропорциональности;

U_m – амплитуда входного (измеряемого) напряжения.

При наличии постоянной составляющей во входном сигнале $\pm U_0$ выходное напряжение (и соответственно показание) амплитудного вольтметра с открытым входом пропорционально величине $U_\text{m} \pm U_0$, т. е.

$$\alpha = k(U_m \pm U_0). \qquad (19.15)$$

Приведенная на рис. 19.4 схема предназначена для измерения амплитуды входного сигнала положительной полярности. Для измерения амплитуды отрицательной полярности необходимо изменить полярность включения диода.

На рис. 19.6 приведена схема амплитудного вольтметра с закрытым входом.

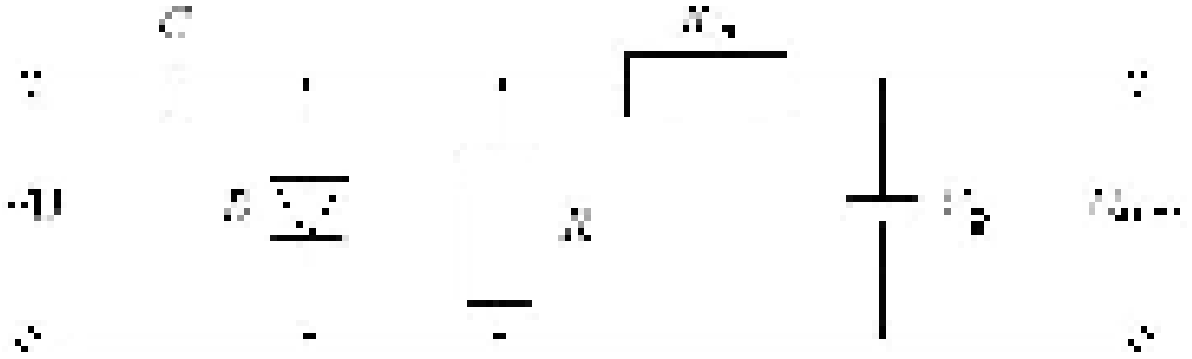


Рис. 19.6. Схема амплитудного вольтметра с закрытым входом: U – действующее значение измеряемого (входного) напряжения; $R_\text{ф}$, $C_\text{ф}$ – сопротивление и емкость фильтра; $U_\text{вых}$ – выходное напряжение; R – постоянное сопротивление

В этой схеме процесс заряда конденсатора аналогичен процессу, рассмотренному в схеме амплитудного вольтметра с открытым входом. Напряжение на конденсаторе устанавливается и остается близким к значению U_m. С помощью фильтра $R_\text{ф}C_\text{ф}$ напряжение усредняется. Выходное напряжение $U_\text{вых}$ постоянно и

близко к U_m. Амплитудные вольтметры с закрытым входом не реагируют на постоянную составляющую входного (измеряемого) напряжения.

Напряжение $U_{вых}$ может быть измерено с помощью, например, измерителя магнитоэлектрической системы так же, как для амплитудных вольтметров с открытым входом. В этом случае уравнение шкалы для вольтметров с закрытым входом аналогично уравнению шкалы для вольтметров с открытым входом (см. соотношение (19.14)).

Следует отметить, что лучшие результаты обеспечивает подключение магнитоэлектрических измерителей к амплитудным вольтметрам через электронные усилители. Использование электронных усилителей позволяет легче выполнить условие (19.12) и получить более благоприятные метрологические характеристики приборов.

Рассмотренные вольтметры обычно градуируются в амплитудных значениях измеряемого напряжения. В этом случае показания вольтметров не зависят от формы входного (измеряемого) напряжения. Если же приборы проградуированы в действующих значениях синусоидального напряжения, то при измерении напряжений другой формы необходимо делать соответствующий пересчет с учетом коэффициента амплитуды измеряемого напряжения.

Более детально с амплитудными вольтметрами можно ознакомиться по литературным источникам [1; 2; 36].

19.4. Конденсаторные частотомеры

Электронные конденсаторные частотомеры используются для измерения частоты периодических напряжений в диапазоне от 20 Гц до 500 кГц. Приведенная погрешность таких приборов обычно находится в пределах 1,0–2,5 %.

Принцип действия электронного конденсаторного частотомера поясняется схемой, приведенной на рис. 19.7, и временными диаграммами, приведенными на рис. 19.8.

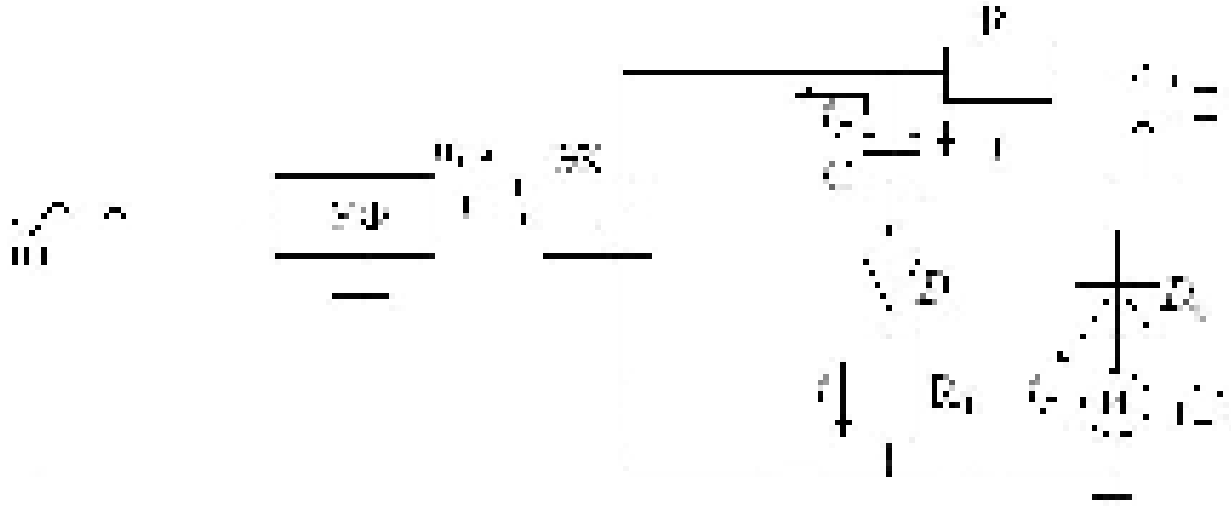


Рис. 19.7. Схема электронного конденсаторного частотомера:
УФ – усилитель-формирователь; ЭК – электронный ключ; D_1, D_2 – полупроводниковые диоды; И – измеритель магнитоэлектрической системы; R, $R1$ – постоянные сопротивления

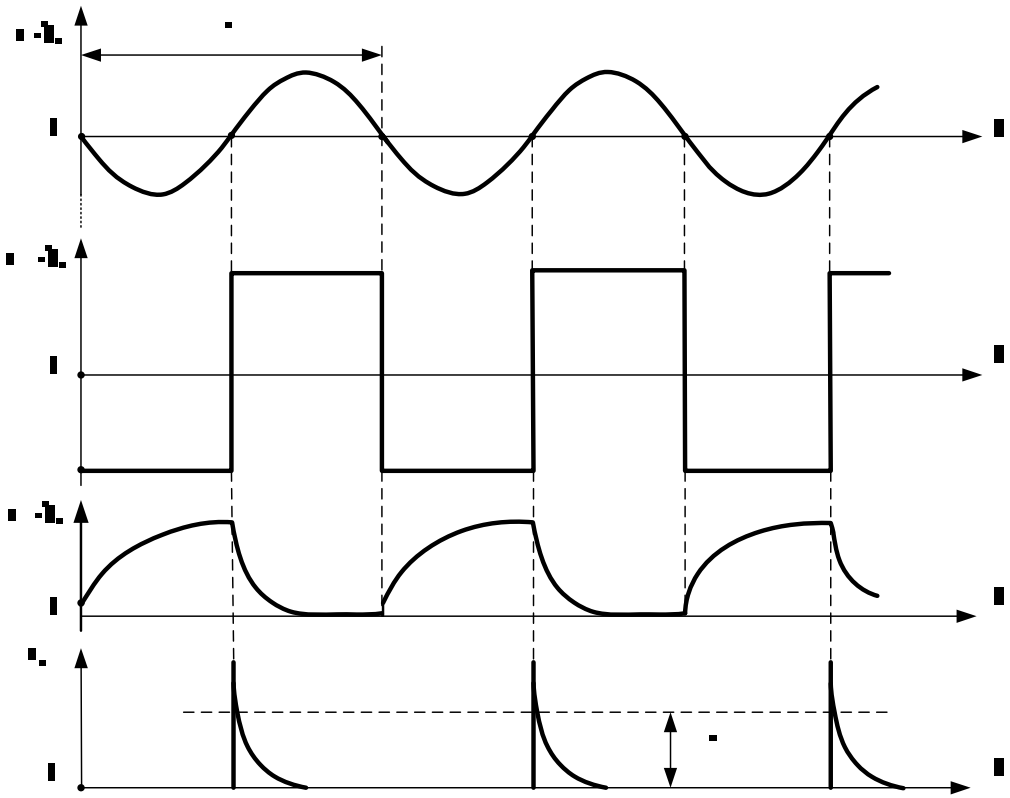


Рис. 19.8. Временная диаграмма сигналов электронного конденсаторного частотомера:
$u(t)$ – входной сигнал;
$u_{ф}(t)$ – напряжение на выходе усилителя – формирователя;
$u_{c}(t)$ – напряжение на конденсаторе C;
$i_{р}$ – ток разряда

Напряжение, частота которого изменяется $u(t)$ (рис. 19.7, 19.8), подается на вход усилителя-формирователя УФ, усиливающего входное напряжение и

формирующего из него прямоугольное напряжение. Этим напряжением управляется схема электронного ключа ЭК. Предполагается, что при отрицательных сигналах ЭК разомкнут, а при положительных замкнут. При разомкнутом состоянии ключа в течение половины периода конденсатор C через R_A заряжается до значения E. Ток заряда i_3 протекает через диод D_1. При замыкании ЭК конденсатор C разряжается через замкнутый ключ, измеритель И и диод D_2.

Заряд конденсатора C до напряжения питания произойдет при выполнении условия

$$t_3 < 0{,}5T\,, \tag{19.16}$$

где t_3 – время заряда;

T – период входного напряжения.

Полный разряд конденсатора C произойдет при выполнении условия

$$t_p < 0{,}5T\,, \tag{19.17}$$

где $t_р$ – время разряда.

При выполнении условий (19.16) и (19.17) конденсатор C за первую половину периода запасает заряд q. За вторую половину периода это количество электричества проходит через измеритель И.

$$q = E \cdot C\,, \tag{19.18}$$

где E – ЭДС источника питания.

Показания измерителя магнитоэлектрической системы пропорциональны среднему току, проходящему через него.

$$\alpha = K_П \cdot I_{ср}\,, \tag{19.19}$$

$$I_{ср} = \frac{1}{T}\int_0^t i_p(t)dt\,, \tag{19.20}$$

$$q = \int_0^t i_p(t)dt\,, \tag{19.21}$$

$$f = \frac{1}{T}, \tag{19.22}$$

где α – показания прибора;

$K_П$ – коэффициент пропорциональности;

$I_{ср}$ – среднее значение разрядного тока;

$i_р$ – мгновенное значение тока разряда конденсатора;

t – текущее время;

f – частота входного напряжения.

На основании соотношений (19.18)–(19.22) можно записать:

$$\alpha = K_П \cdot \frac{1}{T} \cdot q = K_П \cdot f \cdot E \cdot C, \tag{19.23}$$

$$K = K_П \cdot E \cdot C, \tag{19.24}$$

$$\alpha = K \cdot f, \tag{19.25}$$

где K – коэффициент пропорциональности по частоте.

Выражение (19.25) свидетельствует, что показания рассматриваемого прибора прямо пропорциональны частоте входного сигнала.

Дополнительные сведения по электронным конденсаторным частотомерам приведены в литературных источниках [1; 2].

19.5. Омметры

Электронные омметры широко используются для измерения активных сопротивлений резисторов, контактов, изоляции, поверхностных и объемных сопротивлений и в других случаях.

Погрешность таких омметров составляет от 1–2 до 10–15 %. Особенно велики погрешности при измерении особо больших сопротивлений (при $R > (10^{10}–10^{12})$ Ом). В зависимости от диапазона измерений рассматриваемые приборы называют миллиомметрами, омметрами, мегаомметрами, тераоммметрами.

Работа электронных омметров основана, как правило, на преобразовании измеряемого сопротивления в постоянное напряжение, которое подается на магнитоэлектрический измеритель со шкалой, проградуированной в единицах сопротивления.

Наибольшее распространение получили схемы омметров, приведенные на рис. 19.9; 19.10; 19.11.

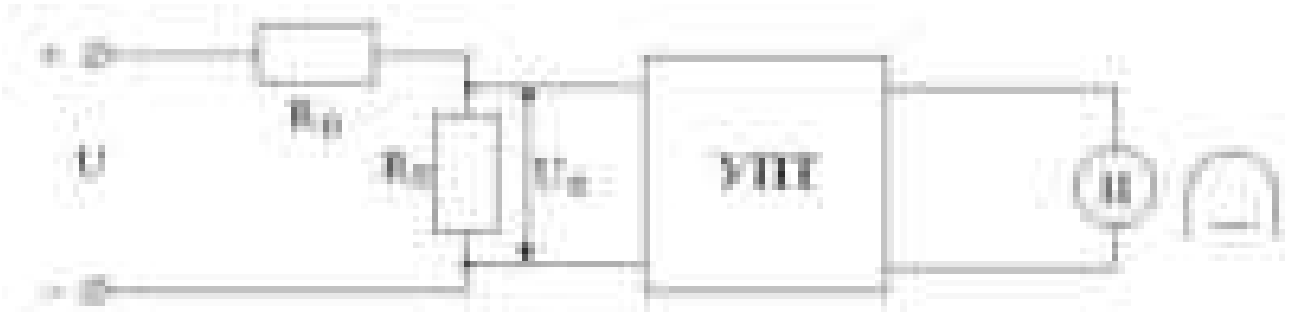


Рис. 19.9. Первый вариант омметра с усилителем постоянного тока

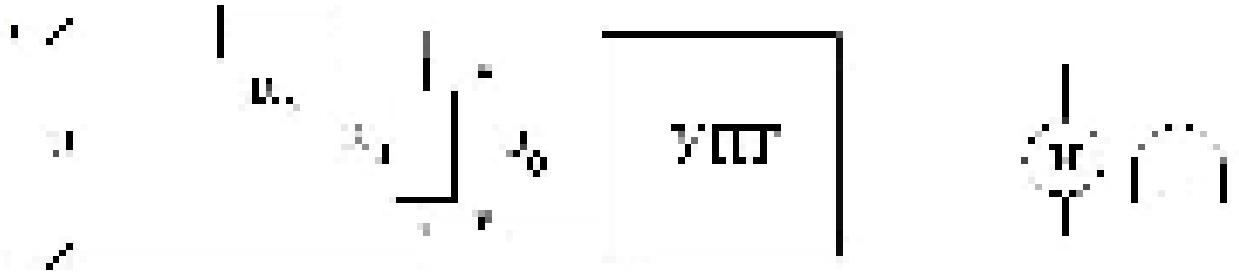


Рис. 19.10. Второй вариант омметра с усилителем постоянного тока:
U – напряжение стабильного источника питания; УПТ – усилитель постоянного тока;
R_0 – образцовое известное сопротивление; R_x – измеряемое сопротивление;
И – измеритель магнитоэлектрической системы

Для схемы, приведенной на рис. 19.9, можно записать:

$$U_x = U \frac{R_x}{R_x + R_0}. \tag{19.26}$$

Считая, что $R_x << R_0$, получаем

$$U_x = U \frac{R_x}{R_0}, \tag{19.27}$$

$$\alpha = k \cdot U_x = k \cdot U \cdot \frac{R_x}{R_0}, \tag{19.28}$$

где α – показание измерителя магнитоэлектрической системы (совпадает с показаниями омметра);

k – коэффициент преобразования УПТ и измерителя.

Соотношение (19.28) свидетельствует, что показания омметра, построенного по схеме рис. 19.9, прямо пропорциональны измеряемому сопротивлению.

Для схемы, приведенной на рис. 19.10, можно записать:

$$U_0 = U \cdot \frac{R_0}{R_x + R_0}. \qquad (19.29)$$

Считая, что $R_x >> R_0$, получаем

$$U_0 = U \cdot \frac{R_0}{R_x}, \qquad (19.30)$$

$$\alpha = k \cdot U_0 = k \cdot U \cdot \frac{R_0}{R_x}. \qquad (19.31)$$

Соотношение (19.31) свидетельствует, что показания омметра, построенного по схеме рис. 19.10, обратно пропорциональны измеряемому сопротивлению.

Очевидно, что омметры по первой схеме (см. рис. 19.9) целесообразно использовать при измерении малых сопротивлений, а омметры по второй схеме (см. рис. 19.10*)* – для измерения больших сопротивлений.

В омметрах, построенных по схеме рис. 19.11*,* использован операционный усилитель, в цепь отрицательной обратной связи которого включен резистор R_x.

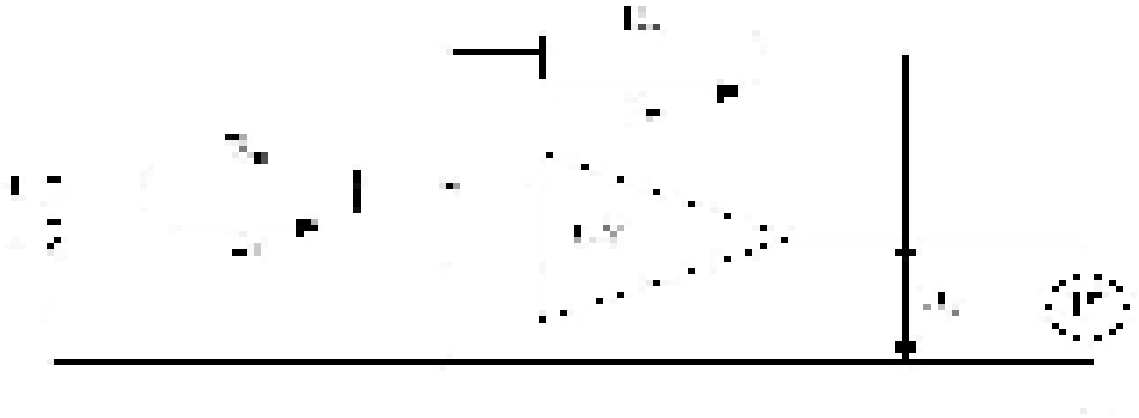


Рис. 19.11. Схема электронного омметра с операционным усилителем:
ОУ – операционный усилитель; R_x – измеряемое сопротивление; R_o – образцовое известное сопротивление; U – напряжение стабильного источника питания; И – измеритель магнитоэлектрической системы

Операционный усилитель (ОУ) имеет большой коэффициент усиления K, большое входное сопротивление и очень малые входные токи, которыми можно пренебречь. Тогда потенциал точки *«а»* близок к нулю и падение напряжения на R_x можно принять равным напряжению на измерителе (см. рис. 19.11). Следовательно, токи I_0 и I_x равны и справедливы соотношения

$$I_0 = I_x = \frac{U_0}{R_0} = \frac{U_x}{R_x}, \tag{19.32}$$

$$U_0 = U, \tag{19.33}$$

$$U_x = U \cdot \frac{R_x}{R_0}, \tag{19.34}$$

$$\alpha = S_U \cdot U \cdot \frac{R_x}{R_0}, \tag{19.35}$$

где α – показание измерителя магнитоэлектрической системы, являющееся одновременно показанием рассматриваемого омметра;

S_U – чувствительность измерителя И по напряжению.

Таким образом, согласно (19.35), показания электронного омметра, построенного по схеме рис. 19.11, прямо пропорциональны измеряемому сопротивлению.

Рассмотренные схемы нашли применение в приборах, выпускаемых серийно. Омметры типов Е6-12; Е6-15 имеют структуру, близкую к схемам рис. 19.9 и 19.10. Омметры типов Е6-10; Е6-13 построены по схеме, приведенной на рис. 19.11.

Сведения по электронным омметрам приведены в литературных источниках [1; 67; 73; 101; 108; 109].

Мостовые методы измерения сопротивлений, широко используемые на практике, в настоящем учебном пособии не рассматриваются. Сведения по этим методам измерений приведены во многих других учебных пособиях (см., например, [1; 2]).

20. ЦИФРОВЫЕ ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ

20.1. Общие положения

Работа большинства цифровых измерительных приборов основана на преобразовании непрерывной (аналоговой) измеряемой величины в дискретную (цифровую). Исключение составляют некоторые приборы, предназначенные для измерения дискретных величин (счетчики ядерных частиц, счетчики числа импульсов и т. д.). Процесс цифрового кодирования непрерывной величины является совокупностью квантования (дискретизации) этой величины по уровню и по времени.

В цифровых измерительных приборах (ЦИП) происходит автоматическое преобразование входной измеряемой величины в цифровой код. Автоматизм преобразования измеряемой величины в цифровой код является определяющим признаком ЦИП. На этом основании приборы, в которых результат измерения хотя и выводится на цифровое отсчетное устройство, но образуется за счет ручных операций, к цифровым не относятся. Так, компенсаторы напряжения постоянного тока и мосты с декадными магазинами сопротивлений, в которых уравновешивание выполняется вручную, цифровыми приборами считать не принято.

ЦИП включают в себя два обязательных функциональных узла: аналого-цифровые преобразователи (АЦП) и цифровые отсчетные устройства (ЦОУ). Кроме АЦП и ЦОУ, цифровые приборы могут содержать цифро-аналоговые преобразователи (ЦАП). АЦП и ЦАП применяют не только как узлы ЦИП, но и как автономные устройства.

В результате квантования измеряемой величины по уровню возникает погрешность дискретности, обусловленная тем, что бесконечное множество значений измеряемой величины отражается лишь ограниченным количеством показаний ЦИП.

Погрешность дискретности присуща ЦИП и отсутствует у аналоговых приборов. Однако эта погрешность не является препятствием для увеличения

точности приборов, так как соответствующим выбором числа уровней квантования погрешность дискретности можно сделать сколь угодно малой. Практика показывает, что ЦИП, как правило, имеют значительно меньшие погрешности, чем аналоговые приборы, предназначенные для измерения тех же самых физических величин.

Дискретизация непрерывной величины $x(t)$ по времени проводится в целях преобразования $x(t)$ в дискретную (прерывную) во времени величину, которая совпадает с соответствующими значениями $x(t)$ только в определенные моменты времени. Промежуток времени между двумя соседними моментами времени дискретизации называется шагом дискретизации, который может быть постоянным или переменным.

Дискретизация по времени (так же, как и квантование по уровню) непрерывной измеряемой величины является принципиальным источником погрешности ЦИП. Однако выбором соответствующего шага дискретизации (как и уровня квантования) рассматриваемая погрешность может быть сведена к минимуму.

В конструктивном отношении ЦИП можно разделить на электромеханические и электронные. В первых используются контактные элементы (шаговые двигатели, реле), во вторых – бесконтактные элементы (электронные или полупроводниковые). Развитие ЦИП идет по пути замены контактных устройств бесконтактными.

В зависимости от преобразования измеряемой величины в код различают ЦИП последовательного преобразования, ЦИП пространственного преобразования, ЦИП поразрядного уравновешивания (кодоимпульсные) и др.

По роду измеряемой величины ЦИП подразделяют на вольтметры, частотомеры, омметры, фазометры и т. д. Часто ЦИП являются универсальными, что позволяет одним прибором измерять разные электрические величины. Например, универсальный цифровой прибор может быть предназначен для измерения постоянных и переменных напряжений, постоянных и переменных токов, электрических сопротивлений и т. д.

Дополнительные сведения по ЦИП приведены в литературных источниках [1; 2; 5; 35].

20.2. Электромеханические цифровые приборы

Электромеханические («контактные») цифровые приборы имеют в своем составе шаговые двигатели, реле, переключатели и т. д. В силу того, что они имеют большое время измерения и небольшой срок службы, они не нашли широкого применения. К достоинствам этих приборов следует отнести их малую погрешность. В качестве примера ниже рассматривается электромеханический цифровой вольтметр, предназначенный для измерения постоянных напряжений (рис. 20.1).

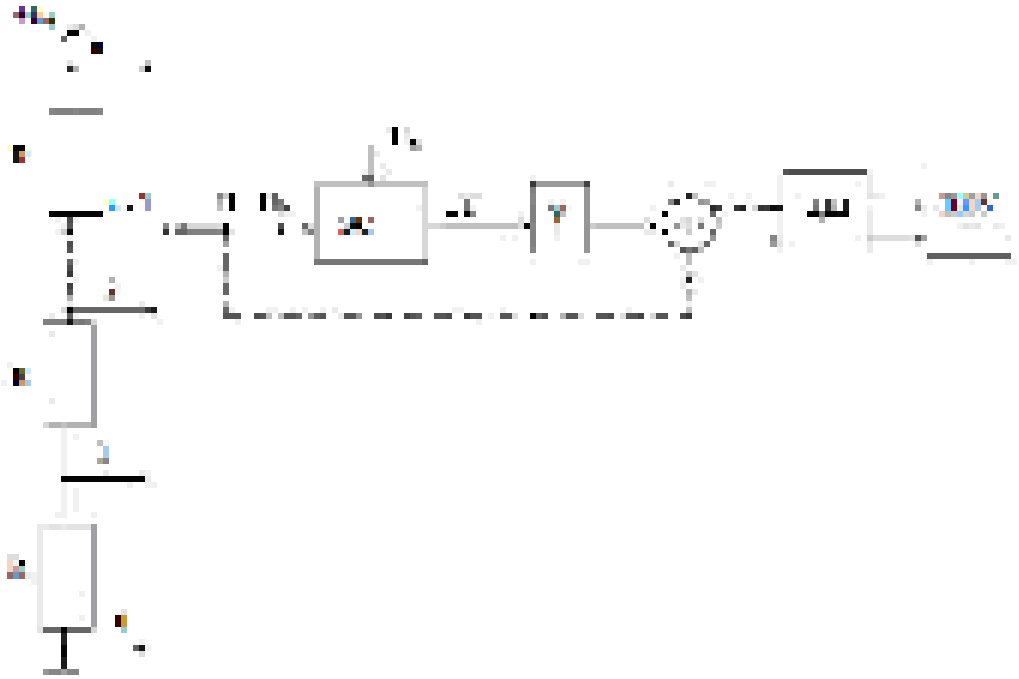


Рис. 20.1. Упрощенная схема электромеханического цифрового вольтметра:

U_x – измеряемое напряжение;
U_o – опорное напряжение;
ЭС – элемент сравнения;
У – усилитель;
ДВ – шаговый двигатель;
ДШ – дешифратор;
ЦОУ – цифровое отсчетное устройство;
П – переключатель

Сплошными линиями на рис. 20.1 показаны электрические цепи, а пунктиром – механические связи. Шаговый двигатель ДВ может быть связан с ДШ и ЦОУ электрически или механически, в зависимости от конструктивного исполнения конкретного типа прибора, что отмечено на рисунке двумя линиями (сплошной и пунктирной).

Компенсирующее напряжение U_k, подаваемое на ЭС для сравнения с измеряемым напряжением U_x, определяется соотношением

$$U_k = \frac{U_0}{n} \cdot n_i, \tag{20.1}$$

где n – число сопротивлений R (общее число ступеней делителя напряжения);
n_i – число включенных ступеней делителя напряжения.

Отметим, что U_k изменяется ступенями с дискретностью $\Delta U_k = U_0/n$. Значение ΔU_k определяет погрешность дискретности прибора. Теоретически погрешность дискретности может быть сколь угодно малой (ограничения имеют конструктивный и технический характер). Она зависит от числа сопротивлений, образующих делитель напряжения. Значение ΔU на выходе элемента сравнения напряжения равно разности напряжений U_x и U_k:

$$\Delta U = U_x - U_k. \tag{20.2}$$

Если $U_x \neq U_k$, то $\Delta U \neq 0$ подается на вход усилителя y и после усиления воздействует на шаговый двигатель ДВ, который начинает перемещать подвижный контакт переключателя П. При этом изменяется компенсирующее напряжение U_k, снимаемое с делителя. Увеличение U_k (если $U_x > U_k$) или его уменьшение (если $U_x < U_k$) происходит до тех пор, пока U_k не станет примерно равно измеряемому напряжению U_x. При этом двигатель ДВ останавливается и с ЦОУ производится отсчет показаний. Дешифратор ДШ, связанный с двигателем и управляющий цифровым отсчетным устройством ЦОУ, обычно (как и ЦОУ) – электронное устройство. В этом случае связи между ДВ, ДШ и ЦОУ электрические. Но рассматриваемые устройства могут быть и электромеханическими. Тогда связи между ними механические.

Следует отметить, что вместо шагового двигателя часто используются электромеханические реле, которые осуществляют необходимую коммутацию в измерительных цепях. Делители напряжений выполняются, как правило, декадными (например, декада целых единиц измеряемой величины, декада десятых долей, декада сотых долей и т. д.).

Быстродействие электромеханических ЦИП составляет 1–2 измерения в секунду. Типичный класс точности – 0,05. Известны электромеханические цифровые приборы и более высокого класса точности (от 0,01 до 0,005).

20.3. Электронные цифровые приборы

20.3.1. Времяимпульсные вольтметры

Времяимпульсные вольтметры относятся к приборам последовательного преобразования. Они основаны на преобразовании измеряемого напряжения во временной интервал и измерении полученного интервала путем заполнения его высокочастотными импульсами (рис. 20.2).

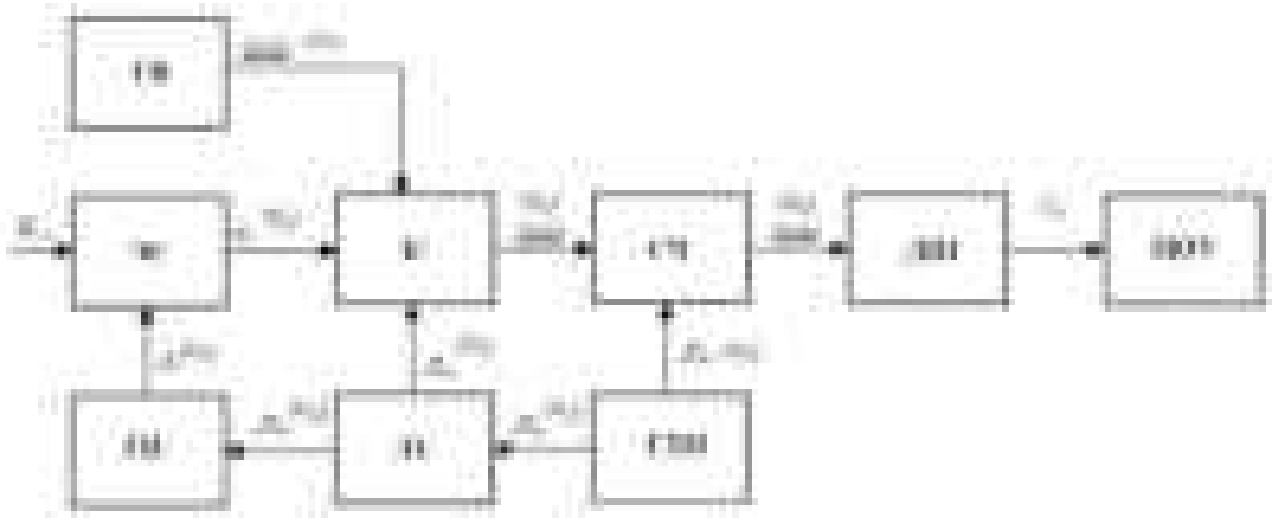


Рис. 20.2. Структурная схема времяимпульсного вольтметра:

ГТИ – генератор тактовых импульсов;
ГП – генератор пилообразного напряжения;
ЛЗ – линия задержки;
ЦОУ – цифровое отсчетное устройство;
ДШ – дешифратор;
ГВ – генератор высокочастотных импульсов;
ЭС – элемент сравнения;
U_x – измеряемое напряжение (постоянное или медленно меняющееся);
К– ключ;
СЧ – счетчик импульсов;
U_y – управляющее напряжение

Работа прибора протекает в следующей последовательности. Такт работе прибора задает генератор тактовых импульсов (ГТИ), вырабатывающий с заданной периодичностью прямоугольные импульсы u_1 и u_2. Импульс u_1 поступает на счетчик импульсов (СЧ) и переводит его в исходное состояние («сбрасывает на ноль»). Импульс u_2 поступает на линию задержки (ЛЗ). С некоторой задержкой (необходимой для перевода СЧ в исходное состояние) на выходе ЛЗ

появляются импульсы u_3 и u_4. Импульс u_3 поступает на ключ (к) и открывает его. Импульс u_4 поступает на генератор пилообразного напряжения (ГП) и запускает его. С выхода ГП пилообразное напряжение u_5 поступает на элемент сравнения (ЭС). Одновременно на ЭС подается измеряемое напряжение U_x. Через открытый ключ К высокочастотные импульсы u_7 поступают на СЧ. Счет импульсов счетчиком СИ продолжается до тех пор, пока напряжения U_x и u_5 не станут равны друг другу и ЭС не выработает импульс u_6, который закроет ключ К. Число импульсов, накопленное в счетчике СЧ, преобразуется дешифратором (ДШ) в управляющее напряжение U_y, воздействующее на цифровое отсчетное устройство (ЦОУ), с которого и производится отсчет результата измерения.

На рис. 20.3 приведены временные диаграммы, поясняющие работу рассматриваемого прибора. Быстродействие времяимпульсных вольтметров обычно составляет 10–15 измерений в секунду. В отдельных случаях быстродействие может достигать 50–60 измерений в секунду.

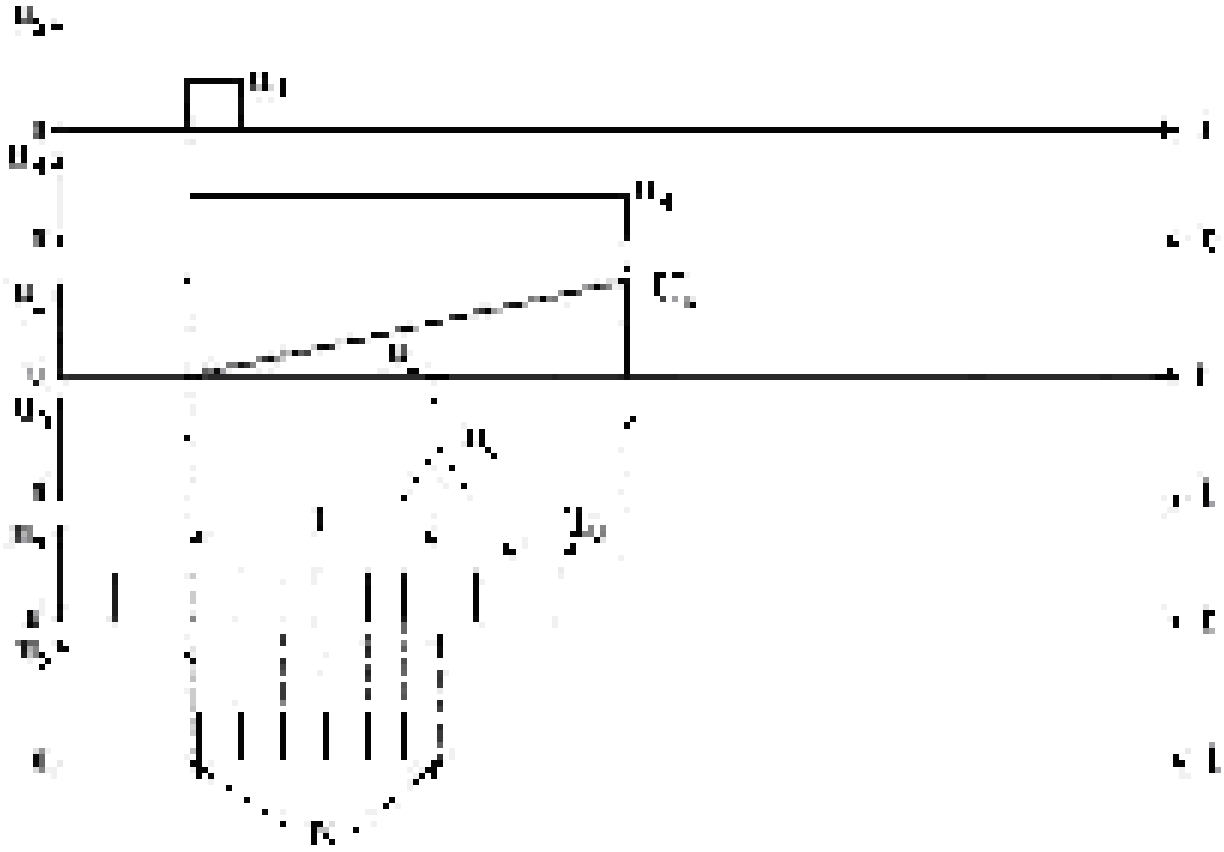


Рис. 20.3. Временные диаграммы

Отметим еще раз, что измеряемое напряжение преобразуется во временной интервал Δt, который заполняется импульсами, следующими с частотой $f_0 = 1/T_0$. Количество импульсов $N \approx \Delta t/T_0$ подсчитывается счетчиком и отображается на цифровом отсчетном устройстве прибора.

Времяимпульсные приборы имеют сравнительно большие погрешности. Это объясняется наличием погрешности дискретности из-за несовпадения появления счетных импульсов с началом и концом интервала Δt, а также за счет нелинейного коэффициента преобразования. Другим недостатком этих приборов является их низкая помехозащищенность, что требует применения специальных фильтров для подавления помех.

Промышленность выпускает ЦИП, построенные на описанном принципе. Все они имеют погрешности нисколько большие, чем цифровые приборы, построенные на других принципах. Например, погрешность универсального вольтметра типа ВК7-10А/1 при измерении постоянного напряжения составляет около 0,1–0,2 %.

20.3.2. Уравновешивающие вольтметры

В вольтметрах уравновешивающего преобразования (другое название – вольтметры сравнения) используется обратная связь, которая предполагает наличие в схеме цифро-аналогового преобразователя, преобразующего код (или число импульсов) в аналоговое напряжение. Существует несколько способов уравновешивания (сравнения) измеряемого напряжения с аналоговым напряжением обратной связи. Ниже рассмотрен уравновешивающий вольтметр с реверсивным счетчиком (рис. 20.4).

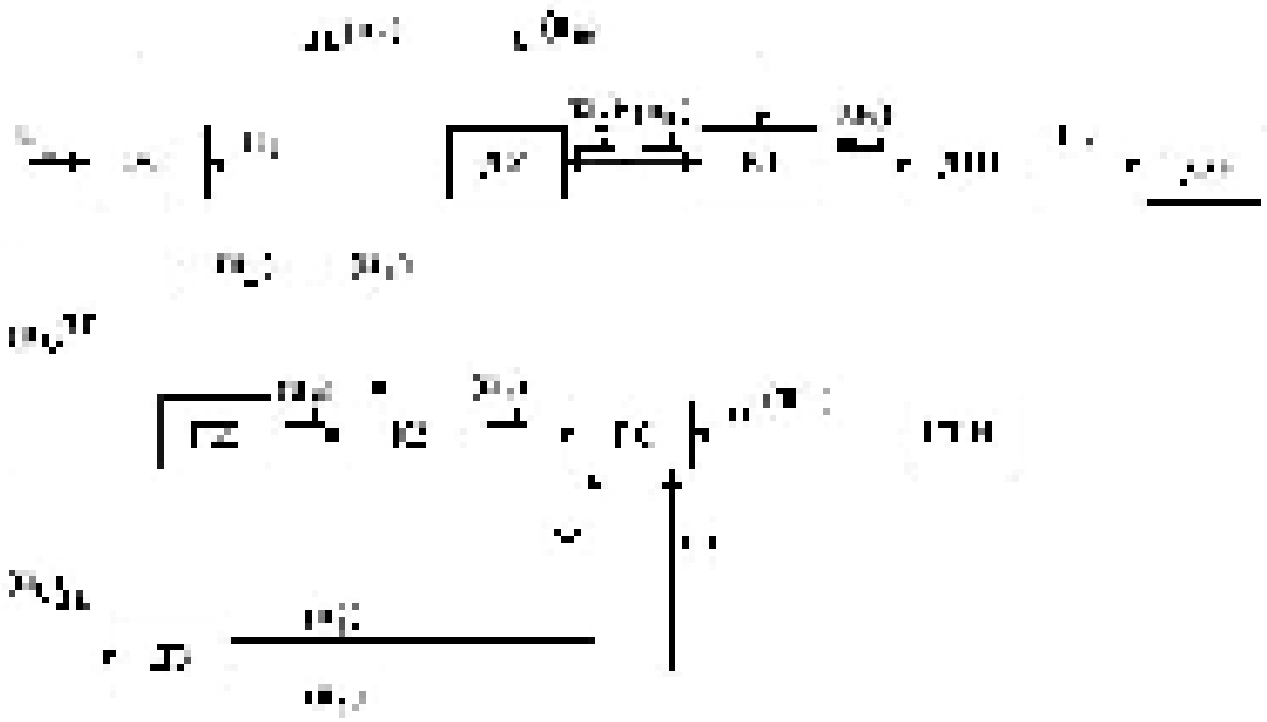


Рис. 20.4. Структурная схема уравновешивающего вольтметра с реверсивным счетчиком:

ЭС – элемент сравнения;
ДУ – декодирующее устройство;
К1, К2 – ключи;
ДШ – дешифратор;
ЦОУ – цифровое отсчетное устройство;
ГИ – генератор высокочастотных импульсов;
РС – реверсивный счетчик;
ГТИ – генератор тактовых импульсов;
ДЗ – дискриминатор знака;
U_x – измеряемое напряжение;
U_0 – компенсирующее напряжение;
U_y – управляющее напряжение

Работа вольтметра протекает в следующей последовательности. Генератор тактовых импульсов ГТИ выдает тактовый импульс u_1, который воздействует на реверсивный счетчик РС и тем самым запускает всю схему. РС выдает серию из импульсов на декодирующее устройство ДУ (u_2) и на ключ $K1$ ($u_3 = u_2$), сохранившихся в РС от предыдущих измерений. ДУ преобразует импульсное напряжение u_2 в аналоговое напряжение U_0 ($U_0 = f(N)$). Дальнейшая работа прибора зависит от соотношения напряжений U_0 и U_x. Здесь возможны три случая: $U_0 = U_x$; $U_0 > U_x$; $U_0 < U_x$.

Первый случай ($U_0 = U_x$). Элемент сравнения ЭС вырабатывает импульсы u_4 и u_5. Импульс u_4 открывает ключ K_1, напряжение U_3 в виде серии импульсов (число импульсов – N) через K_1 поступает на дешифратор ДШ и преобразуется в управляющее напряжение U_y. Напряжение U_y воздействует на цифровое

отсчетное устройство ЦОУ, с которого и производится считывание результатов измерений в цифровой форме (например: 127,3 mV; 4,856 V и т. д.)

Второй случай ($U_0 > U_x$). В этом случае ЭС вырабатывает импульсные сигналы u_8, u_{10}, u_{11}. Импульс u_{10} закрывает ключ K_1, и доступ импульсов на ДШ прекращается. Импульс u_{11} открывает ключ K_2, и высокочастотные импульсы u_6 с генератора импульсов ГИ через K_2 начинают поступать на РС. Импульс u_8 воздействует на дискриминатор знака $Д_3$, который вырабатывает коммутационное напряжение u_7, переводящее РС в режим вычитания. Благодаря режиму вычитания вновь поступающие на РС импульсы u_6 вычитаются из того, что уже было накоплено в реверсивном счетчике. Уменьшение числа импульсов в РС приводит к уменьшению их числа на входе ДУ и соответственно к уменьшению аналогового компенсирующего напряжения U_0. Уменьшение напряжения U_0 происходит до тех пор, пока оно не станет равно измеряемому напряжению U_x. При $U_0 = U_x$ повторяется работа прибора, описанная выше (первый случай).

Третий случай ($U_0 < U_x$). В этом случае ЭС вырабатывает импульсные сигналы u_9, u_{10}, u_{11}. Импульс u_{10} закрывает ключ K_1, и доступ импульсов на ДШ прекращается. Импульс u_{11}, ключ K_2 и высокочастотные импульсы u_6 с генератора импульсов ГИ через K_2 начинают поступать на РС. Импульс u_9 воздействует на дискриминатор знака $Д_3$, который вырабатывает коммутационное напряжение u_7, переводящее РС в режим суммирования. Благодаря режиму суммирования вновь поступающие на РС импульсы u_6 суммируются с теми импульсами, которые уже были накоплены в реверсивном счетчике. Увеличение числа импульсов в РС приводит к увеличению их числа на входе ДУ и соответственно к увеличению компенсирующего напряжения U_0. Увеличение U_0 происходит до тех пор, пока оно не станет равно измеряемому напряжению U_x. При $U_x = U_0$ повторяется уже описанная работа прибора (первый случай).

Приборы сравнения имеют повышенные метрологические характеристики. Их погрешность при измерении постоянного напряжения обычно не превосходит 0,01–0,05 %. Быстродействие этих приборов может достигать 500–600 измерений в секунду.

20.3.3. Электронно-счетные частотомеры

Цифровые частотомеры предназначены для измерения среднего или мгновенного значения частоты периодического сигнала, а также для измерения абсолютного или относительного отклонения частоты от номинального значения.

Электронно-счетные частотомеры, рассматриваемые в данном пункте учебного пособия, основаны на подсчете числа импульсов частотой f_x за интервал времени T_0 (рис. 20.5).

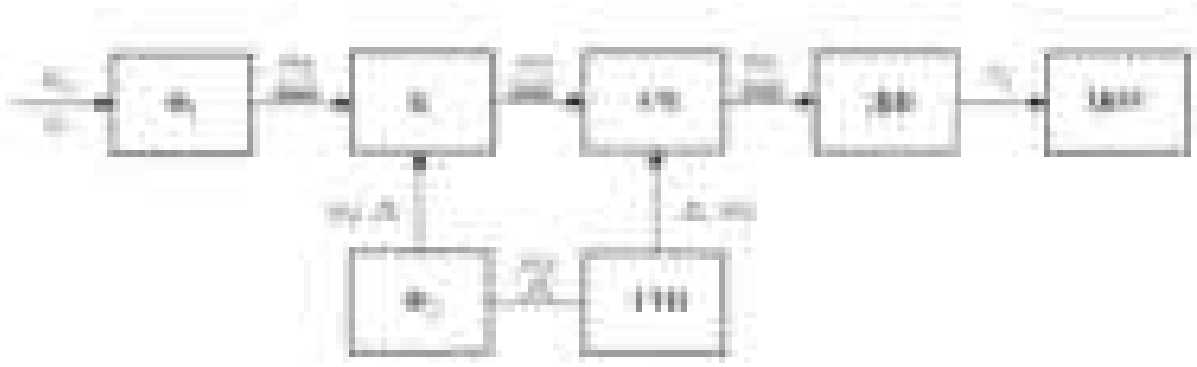


Рис. 20.5. Структурная схема электронно-счетного частотомера:

Ф1, Ф2 – формирователи;
К– ключ;
СЧ – счетчик импульсов;
ДШ – дешифратор;
ГТИ – генератор тактовых импульсов;
ЦОУ – цифровое отсчетное устройство;
f_x – измеряемая частота

На временных диаграммах показаны напряжения на входе (U_x) и на выходе отдельных элементов схемы (u_3, u_4, u_5). Эти же (и другие) напряжения показаны на структурной схеме (см. рис. 20.5).

Запуск прибора осуществляет генератор тактовых импульсов ГТИ, вырабатывающий импульсные напряжения u_1 и u_2. Импульс u_1 переводит счетчик СЧ в исходное состояние (срабатывает на «ноль»). Импульс u_2 воздействует на формирователь Ф2, который вырабатывает нормированный импульс u_4 с длительностью T_0 (рис. 20.5 и 20.6). Импульс u_4 подается на ключ K и открывает его на время T_0.

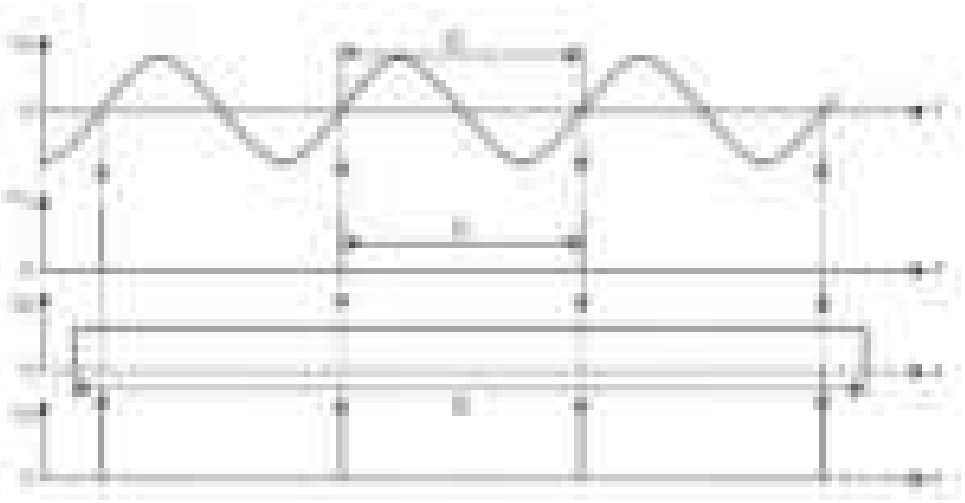


Рис. 20.6. Временные диаграммы работы электронно-счетного устройства

Периодическое напряжение U_x (его частота f_x измеряется) подается на формирователь $Ф_1$, который формирует импульсное напряжение u_3, подаваемое на ключ К. Отметим, что $Ф_1$ вырабатывает один импульс в начале каждого периода входного напряжения. Импульсы u_3 «проходят» через ключ К, пока действует импульс u_4. На счетчик импульсов СЧ подается серия импульсов u_5, число которых N зависит от длительности импульса u_4 (T_0) и периода входного напряжения (T_x):

$$N = \frac{T_0}{T_x} = T_0 f_x , \qquad (20.3)$$

где $f_x = \frac{1}{T_x}$ – частота входного напряжения.

Напряжение u_5, содержащее N импульсов сосчитанных СЧ, подается на дешифратор ДШ. Последний преобразует его в управляющее напряжение U_y, воздействующее на цифровое отсчетное устройство ЦОУ. ЦОУ индицирует результат измерения в цифровой форме.

Если длительность интервала $T_0 = 1$ с, то число N дает непосредственное значение измеряемой частоты. В практических схемах частотомеров также предусматривается возможность задания других значений T_0 из ряда $T_0 = 10^m$ с, где m – целое положительное или отрицательное число. Это дает возможность измерять кратные или дольные значения f_x.

Погрешность прибора складывается из погрешности задания T_0 и погрешности дискретности. Благодаря использованию кварцевой стабилизации погрешность задания T_0 не превосходит 10^{-7} % (этой погрешностью обычно пренебрегают). Погрешность дискретности, возникающая в процессе квантования временного интервала, как правило, существенна, и ее необходимо учитывать.

$$\delta_g = \pm \frac{1}{T_0 \cdot f_x} \cdot 100\%, \qquad (20.4)$$

где δ_g – относительная погрешность дискретности;

T_0, f_x – определены выше.

Очевидно, что с увеличением временного интервала T_0 и значения измеряемой частоты f_x погрешность дискретности уменьшается. Например, при $T_0 = 1$ с и $f_x = 500$ Гц $д_g = \pm 0{,}2$ %; при $T_0 = 1$ с и $f_x = 5000$ Гц $д_g = \pm 0{,}02$ %; при $T_0 = 10$ с и $f_x = 5000$ Гц $д_g = \pm 0{,}002$ %.

При измерении низких частот погрешность дискретности становится определяющей и ограничивает точность измерений. Для снижения $д_g$ можно задавать большие T_0, однако это заметно увеличивает время измерения. Например, при измерении частоты промышленной сети ($f_x = 50$ Гц) для снижения $д_g$ до 0,02 % необходимо задать $T_0 = 100$ с. Для низкочастотных сигналов более рациональным оказывается измерение периода исследуемого напряжения.

20.3.4. Измерители временных интервалов

В измерителях временных интервалов (хронометрах) временной интервал (в том числе и период исследуемого напряжения) может быть измерен путем подсчета числа импульсов стабильной частоты $f_0 \left(f_0 = \frac{1}{T_0} \right)$, прошедших за измеряемое время T_x. В качестве примера ниже рассмотрен измеритель периодов (рис. 20.7).

При измерении временных интервалов вместо периодического напряжения u_x на формирователь Ф подаются импульсные напряжения $u_н$ (старт-импульс) и $u_к$ (стоп-импульс). Старт-импульс запускает формирователь, а стоп-импульс его останавливает. В результате вырабатывается импульс T_x, длитель-

ность которого равна длительности измеряемого временного интервала. Отметим, что $u_н$ и $u_к$ показаны на рис. 20.7 пунктиром, при измерении периода напряжения $u_х$ они не используются (вместо них на Ф подается $u_х$).

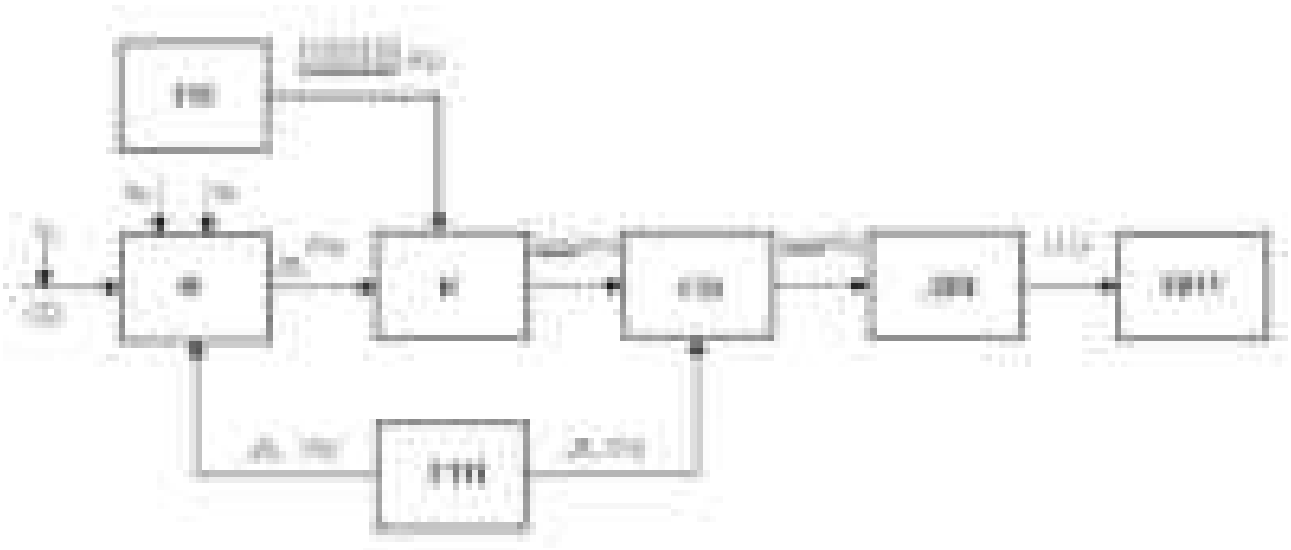


Рис. 20.7. Структурная схема измерителя периодов:

ГИ – стабильный генератор высокоточных импульсов;
Ф – формирователь;
К – ключ;
СЧ – счетчик импульсов;
ДШ – дешифратор;
ЦОУ – цифровое отсчетное устройство;
ГТИ – генератор тактовых импульсов;
$u_х$ – напряжение с периодом $T_х$

Рассмотрим работу измерителя периодов более детально. Запуск прибора осуществляет ГТИ, вырабатывающий импульсные напряжения u_1 и u_2. Импульс u_1 «сбрасывает» СЧ на ноль, а импульс u_2 воздействует на формирователь Ф, который вырабатывает импульс u_3. Длительность импульса u_3 равна $T_х$ и соответствует периоду исследуемого напряжения (рис. 20.8). Импульс u_3 подается на ключ К и открывает его на время $T_х$. Одновременно на К подается высокочастотное импульсное напряжение u_4 со стабильной частотой $f_0 = \frac{1}{T_0}$. Напряжение u_5 с выхода ключа подается на СЧ. Число импульсов N, содержащееся в u_5 и сосчитанное СЧ, зависит от $T_х$ и $T_0 = \frac{1}{f_0}$.

$$N = \frac{T_x}{T_0} = T_x \cdot f_0 . \qquad (20.5)$$

Напряжение u_6 со счетчика импульсов подается на ДШ и преобразуется в управляющее напряжение U_y, которое воздействует на цифровое отсчетное устройство ЦОУ. ЦОУ индицирует результат измерения в цифровой форме.

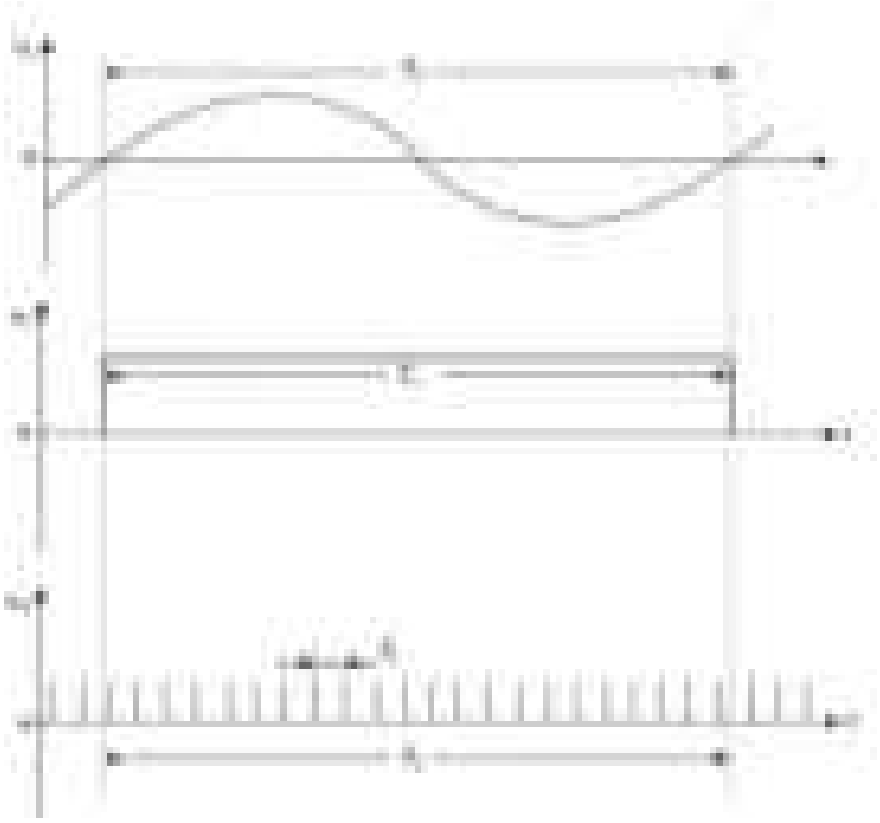


Рис. 20.8. Временные диаграммы работы измерителя периодов

Значение частоты f_0 целесообразно выбрать из ряда возможных значений, определяемых равенством $f_0 = 10^m$ Гц, где m – положительное целое число. Тогда число импульсов N совпадает со значением T_x, выраженным в секундах или дольных единицах секунды.

Погрешности цифрового периодомера определяются нестабильностью частоты f_0 генератора ГИ и дискретностью квантования T_x. Погрешность за счет нестабильности f_0 мала (обычно не более 10^{-7} %), и ею, как правило, пренебрегают. Погрешность дискретности $д_g$ чаще всего существенна, и ее необходимо учитывать.

$$\delta_g = \pm \frac{1}{T_x \cdot f_0} \cdot 100\% = \pm \frac{T_0}{T_k} \cdot 100\%, \qquad (20.6)$$

где δ_g – относительная погрешность дискретности;

T_0, T_x, f_0 – определены выше.

Очевидно, что с уменьшением $T_0 = \frac{1}{f_0}$ и увеличением T_x погрешность дискретности уменьшается. Например, при f_0 = 10 кГц и T_x = 0,1 с δ_g =±0,1 %; при f_0 = 100 кГц и T_x = 0,1 с $д_g$ = ±0,01 %; при f_0 = 100 кГц и T_x = 1 с δ_g = ±0,001 %.

Измерители периода иногда используются для измерения низких частот. Недостатком такого измерения является необходимость пересчета показаний периодомера в частоту (по формуле $f_x = \frac{1}{T_x}$).

В цифровых частотомерах и периодомерах используются одни и те же функциональные узлы, что позволяет выпускать универсальные приборы, предназначенные для измерения частоты, периода, интервалов времени, отношения двух частот и числа импульсов.

20.3.5. Измерители разности фаз

В измерителях разности фаз (цифровых фазометрах) используется преобразование фазового сдвига в соответствующий интервал времени, а также измерение этого интервала цифровым методом. Цифровые фазометры могут предназначаться для измерения мгновенных значений сдвига фаз и для измерения среднего значения сдвига фаз. Ниже рассмотрены цифровой фазометр мгновенных значений (рис. 20.9) и диаграммы напряжений этого фазометра (рис. 20.10)

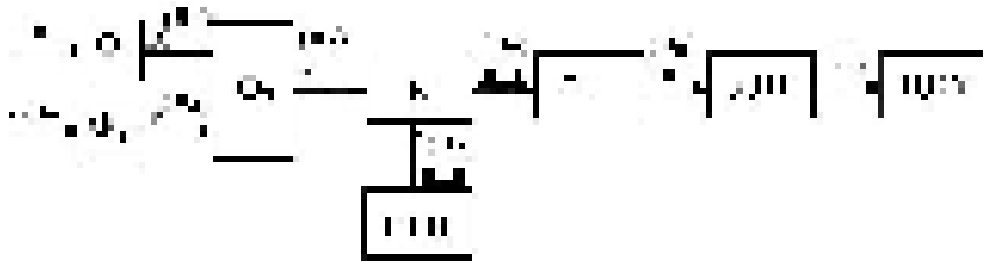


Рис. 20.9. Упрощенная структурная схема цифрового измерителя разности фаз:

$Ф_1$, $Ф_2$, $Ф_3$ – формирователи;
К– ключ;
ЦОУ – цифровое отсчетное устройство;
ДШ – дешифратор;
СЧ – счетчик импульсов;
u_1 и u_2 – периодические входные напряжения, между которыми измеряется сдвиг по фазе;
ГТИ – генератор стабильных высокочастотных импульсов

Напряжения u_1 и u_2 поступают на формирователи Φ_1 и Φ_2, которые вырабатывают импульсы u_3 и u_4, соответствующие моментам перехода входных сигналов через ноль (импульсы u_3 и u_4 вырабатываются один раз за период напряжений u_1 и u_2, см. рис. 20.9 и 20.10). Импульсы u_3 и u_4 воздействуют на формирователь Φ_3 (первый как старт-импульс, а второй как стоп-импульс), на выходе которого образуется импульс u_5 с длительностью T_x, соответствующей измеряемому фазовому сдвигу α. Импульс u_5 открывает ключ К на интервал времени T_x, и в течение этого времени через К на счетчик импульсов СИ с генератора ГТИ поступают импульсы. Частота поступающих импульсов $f_0 = \frac{1}{T_0}$. Число импульсов N, сосчитанное СЧ, определяется соотношением (рис. 20.10)

$$N = \frac{T_x}{T_0}. \tag{20.7}$$

Измеряемый фазовый сдвиг φ

$$\varphi = K \cdot N \tag{20.8}$$

где K – коэффициент пропорциональности.

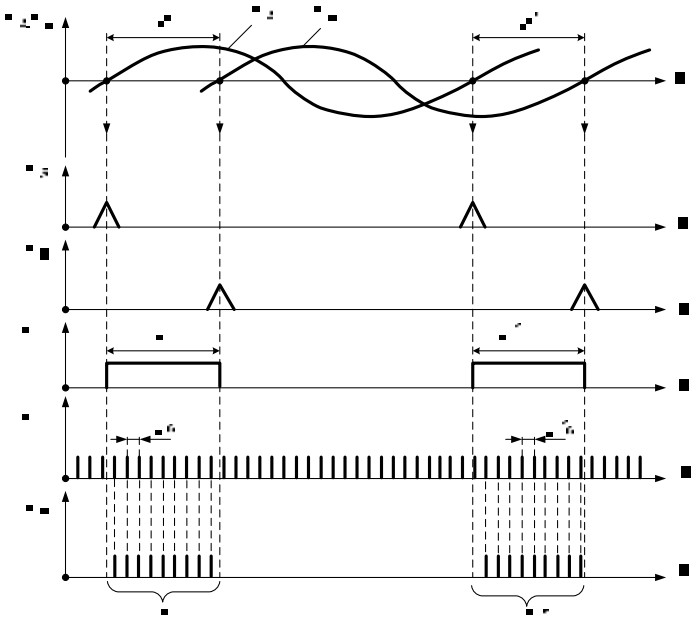


Рис. 20.10. Временные диаграммы измерителя разности фаз

Напряжение u_8 с выхода счетчика СЧ, содержащее N импульсов, подается на дешифратор ДШ, преобразуется в управляющее напряжение U_y и индицируется на ЦОУ в цифровой форме.

Составляющие погрешности прибора: погрешность квантования интервала T_x импульсами с частотой $f_0 = \frac{1}{T_0}$; погрешность задания частоты $f_0 = \frac{1}{T_0}$; погрешность от неточности формулирования и передачи напряжений u_3, u_4 и временного интервала T_x. Суммарная погрешность цифровых фазометров обычно не превосходит $\pm 0{,}3^0$ в широком частотном диапазоне.

20.4. Мультиметры

Термин «мультиметр» обычно используется для наименования универсальных цифровых измерительных приборов (ЦИП). Также приборы обычно имеют в своем составе встроенные микропроцессоры. Вместе с тем, терминология в области ЦИП еще окончательно не установилась, и аналогичные некоторые отечественные приборы с микропроцессорами или без них называют универсальными вольтметрами (например, прибор В7-34, имеющий в своем составе микропроцессор, официально именуется «Вольтметр универсальный цифровой»). Соответствующие импортные приборы всегда назывались мультиметрами, и этот термин постепенно приобретает признание как в отечественной литературе, так и в практической деятельности. Он используется и в настоящем учебном пособии.

Цифровые мультиметры применяются для измерения постоянных и переменных токов, постоянных и переменных напряжений, сопротивлений резисторов, частоты электрических колебаний и т .д.

На микропроцессоры в ЦИП возлагаются следующие функции:

1) управление процессом аналого-цифрового и цифроаналогового преобразования;

2) управление работой преобразователей различных физических величин в электрические (для последующего их измерения);

3) автоматический выбор пределов измерения;

4) управление приборным интерфейсом;

5) управление цифровыми отсчетными устройствами;

6) статистическая обработка результатов измерений;

7) автоматическая коррекция систематических погрешностей и автокалибровка;

8) диагностика неисправностей.

Наличие в составе мультиметров микропроцессоров повышает надежность ЦИП, значительно улучшает их метрологические и эксплуатационные характеристики. Вместе с тем наметившаяся тенденция в развитии цифровой измерительной техники приводит к резкому повышению стоимости цифровых приборов (стоимость цифровых приборов, как правило, в 2–3 раза выше стоимости компьютеров). Высокая цена затрудняет широкое применение ЦИП, альтернативой которым может быть расширение использования аналоговых измерительных приборов (электромеханических и электронных), а также применение измерительно-компьютерных систем.

21. ИЗМЕРИТЕЛЬНО-КОМПЬЮТЕРНЫЕ СИСТЕМЫ

В настоящее время сформировалось новое направление в измерительной технике – измерительно-компьютерные системы (ИКС).

ИКС представляет собой имеющий соответствующее программное обеспечение персональный компьютер, в состав которого введена специальная измерительная плата.

ИКС заменяет стандартные измерительные приборы (вольтметры, осциллографы, генераторы и т. д.) системой виртуальных средств измерений (или виртуальных приборов). Причем на одном компьютере может быть одновременно или поочередно воспроизведен целый ряд стандартных измерительных приборов.

К преимуществам измерительно-компьютерных систем следует отнести:

1) наличие стандартных программ, что позволяет решать широкий круг прикладных задач (сбор и обработку данных, исследование полученных результатов, выработку управляющих сигналов и т. д.);

2) наличие внутренней и внешней памяти компьютеров, позволяющей накапливать и хранить большой объем измерительной информации;

3) наличие компьютерных сетей (локальных и глобальных), позволяющих оперативно передавать результаты измерений и исследований;

4) наличие возможности составлять компьютерные программы для решения конкретных измерительных задач;

5) наличие в составе компьютеров аналоговых (графопостроители) и цифровых (принтеры) регистрирующих устройств, позволяющих оперативно документировать результаты измерений;

6) меньшая стоимость измерений (по сравнению со стоимостью измерений с помощью отдельных цифровых измерительных приборов).

На рис. 21.1 приведена упрощенная структурная схема ИКС.

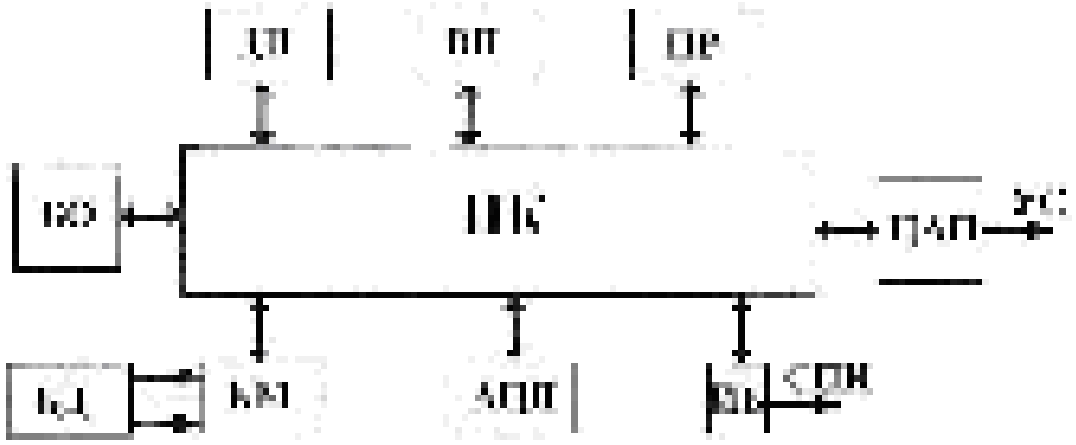


Рис. 21.1 Упрощенная структурная схема измерительно-компьютерной системы:

ПК – персональный компьютер;	КМ – коммутатор;
ДП – дисплей;	АЦП – аналого-цифровой преобразователь;
ВП – внутренняя память;	ИБ – интерфейсный блок;
ПР – принтер;	СПИ – сигнал приборного интерфейса;
БО – блок образцовых мер;	ЦАП – цифроаналоговый преобразователь;
БД – блок датчиков;	УС – управляющий сигнал

Основу ИКС составляет персональный компьютер ПК, через который взаимодействуют друг с другом все элементы системы: дисплей, внешняя память, принтер, коммутатор, АЦП, блок образцовых программно-управляемых

мер (меры напряжения, сопротивления, частоты и т. д.). ЦАП позволяет вырабатывать (если требуется для решения поставленной задачи) аналоговые управляющие сигналы. Интерфейсный блок (ИБ) осуществляет подключение к магистрали приборного интерфейса. Коммутатор (КМ) обеспечивает подключение аналоговых сигналов (обычно в виде напряжений) от блока датчиков (БД). С помощью БД осуществляется преобразование (при необходимости) и подача на ИКС измеряемых величин. ИКС могут быть специализированными и универсальными. Специализированные ИКС предназначены для измерения какой-либо одной физической величины (например, только постоянного напряжения или только температуры). Универсальные ИКС – для измерения нескольких физических величин (например, постоянного и переменного напряжения, постоянного и переменного тока, частоты, температуры, давления и т.д.).

Одним из элементов ИКС является блок образцовых мер (БО). В качестве образцовых мер чаще всего используются образцовые меры (ОМ) напряжения и частоты. Обычно образцовыми мерами напряжения являются термостатированные стабилитроны, а в качестве образцовых мер частоты применяются кварцевые генераторы. В последнее время в ИКС стала использоваться возможность компенсировать температурную нестабильность ОМ программными методами. Предусматривается также возможность компенсации влияния температуры на параметры различных элементов ИКС, например на такие, как усилители постоянного тока, переключатели и т. п. Непрерывный контроль температуры отдельных элементов и блоков ИКС (с помощью специальных температурных датчиков и программных средств) позволяет автоматически корректировать возникающие погрешности измерений.

Измерительно-компьютерные системы являются своеобразными виртуальными приборами. Программная часть такого виртуального прибора создает на экране дисплея компьютера виртуальную панель управления обычного (реального) измерительного прибора. Такая панель с виртуальными кнопками, ручками, переключателями становится панелью управления виртуального прибора. С помощью клавиатуры, мыши или специализированной прикладной про-

граммы оператор воздействует на панель управления, выбирая измеряемую величину, режим работы виртуального прибора и выполняя другие необходимые операции для проведения измерения. Результат измерения выводится на дисплей компьютера и, если требуется, на принтер или графопостроитель. В зависимости от используемой измерительной платы и программного обеспечения пользователь получает виртуальный прибор под ту или иную задачу. При этом может быть реализован виртуальный осциллограф, виртуальный вольтметр, виртуальный термометр и т. д. Соответственно на дисплей компьютера выводится осциллограмма исследуемых сигналов (если реализован осциллограф), значение напряжения (если реализован вольтметр) или значение температуры (если реализован термометр) в цифровой форме.

Отметим еще раз преимущество виртуальных приборов перед микропроцессорными цифровыми приборами. Виртуальные приборы дают пользователю доступ к обширным объемам прикладных программ, к внешней памяти большой емкости и к различным устройствам документирования результатов измерений. Виртуальные приборы имеют высокую экономическую эффективность: практически любая измерительная плата и компьютерная программа по обработке информации намного дешевле стандартного цифрового измерительного прибора со встроенным микропроцессором.

Сочетание измерительной платы, специализированной программы и персонального компьютера представляет пользователю новые возможности, недостижимые автономными измерительными приборами [1; 2; 33; 34; 36–38].

22. ИЗМЕРЕНИЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ТОКОВ

22.1. Общие положения

Измерение силы электрического тока (в дальнейшем – измерение тока) является одной из наиболее распространенных операций в области электрических измерений. Измерение токов может проводиться аналоговыми электромеханическими приборами различных систем, аналоговыми электронными приборами, цифровыми измерительными приборами (ЦИП) [1; 2; 6]. Кроме того,

для измерения тока могут быть использованы виртуальные приборы (ВП), появившиеся в последнее время и реализуемые с помощью компьютеров (см. гл. 21 в настоящем учебном пособии и соответствующие разделы в учебниках [2; 6]).

Выбор средства измерения (для измерений тока) определяется совокупностью факторов: значением измеряемой величины, родом тока, требуемой точностью, условиями измерений и т. д. Приборы для измерения тока принято называть *амперметрами*. Если требуется подчеркнуть значение измеряемого тока, то это отражается в названии прибора. Так, например, приборы для измерения больших токов именуются *килоамперметрами*, малых токов – *миллиамперметрами* или *микроамперметрами* и т. д.

Измерение тока может осуществляться прямыми, косвенными или компенсационными методами. Каждый из перечисленных методов измерений обладает определенной методической погрешностью (см. параграф 2.4 в данном учебном пособии).

Диапазон измеряемых токов весьма широк. Например, при биологических исследованиях измеряемые токи могут составлять доли наноампер, а на металлургических предприятиях измеряемые токи могут достигать многих тысяч ампер. Для расширения пределов измерения приборов применяют шунты и измерительные трансформаторы, которые рассматриваются в последующих паранрафах учебного пособия. Использование шунтов и трансформаторов позволяет строить многопредельные приборы, которые позволяют измерять токи в широком диапазоне.

Косвенным показателем большей или меньшей пригодности используемого амперметра для измерения тока в исследуемой цепи является значение мощности, потребляемое этим амперметром:

$$P_A = I_A^2 R_A, \qquad (22.1)$$

где P_A – мощность, потребляемая амперметрами из измерительной цепи;

I_A – измеряемый ток;

R_A – сопротивление амперметра.

Погрешность от искажения режима работы исследуемой цепи тем меньше, чем меньше мощность P_A, определяемая соотношением (22.1).

22.2. Измерение постоянного тока

Для измерения постоянного тока используются аналоговые электромеханические приборы (магнитоэлектрические, электромагнитные, электродинамические), аналоговые электронные и цифровые измерительные приборы.

Из электромеханических приборов наибольшее распространение для измерения постоянных токов получили приборы магнитоэлектрической системы. При непосредственном включении этих приборов их можно нагружать токами только до 40–50 мА. При больших токах повреждаются токопроводы к обмотке рамки магнитоэлектрического измерителя или выходит из строя сама обмотка рамки, выполняемая, как правило, тонким проводом.

Для измерения токов, больших 40–50 мА, магнитоэлектрические измерительные механизмы используются совместно с шунтами, которые включаются параллельно измерительному механизму (рис. 22.1). Электромеханические приборы других систем с шунтами не используются.

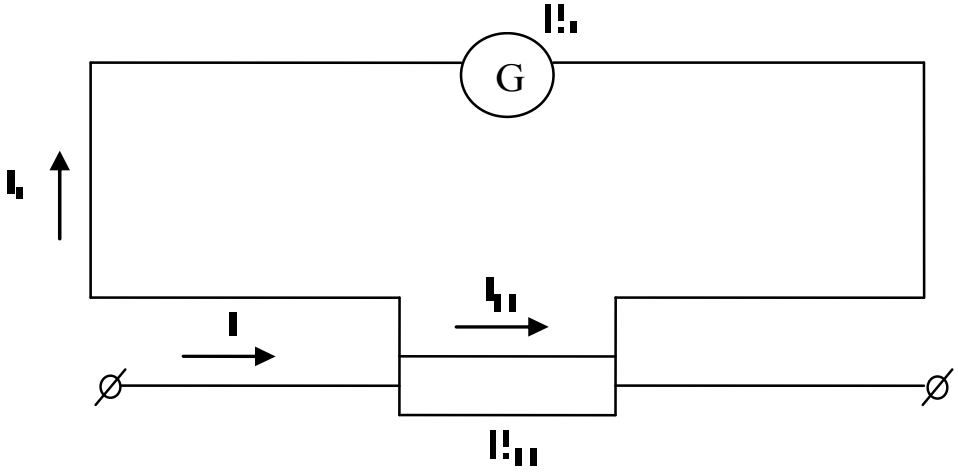


Рис. 22.1. Схема включения шунта:
$R_Ш$ – сопротивление шунта; G – магнитоэлектрический измерительный механизм;
R_0 – сопротивление измерительного механизма G; I – измеряемый ток;
$I_Ш$ – ток через шунт; I_0 – ток через измерительный механизм G

Сопротивление шунта $R_Ш$ выбирают таким, чтобы большая часть измеряемого тока I протекала по шунту, а остальная часть тока не превышала бы допустимого для измерителя значения.

Отношение токов I / I_0 обозначают n и называют *коэффициентом шунтирования*. Значение измеряемого тока $I = n \bullet I_0$, где n – целое число (n = 2; 5; 10 и т. д.). Шунты обычно изготавливают из манганина – сплава с малым температурным коэффициентом сопротивления. Типичная конструкция шунта приведена на рис. 22.2.

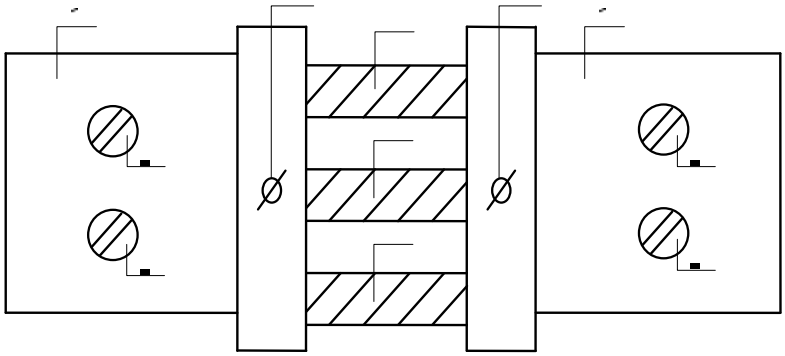


Рис. 22.2. Типичная конструкция шунта:
1 – массивные медные пластины; 2 – токовые зажимы;
3 – потенциальные зажимы; 4 – манганиновые пластины

С помощью зажимов 2 шунт включается в исследуемую цепь, а к зажимам 3 подключается магнитоэлектрический измерительный механизм.

Сопротивление шунта определяется из следующих равенств (см. рис. 22.1):

$$I_{Ш}R_{Ш} = I_0R_0, \tag{22.2}$$

$$I = nI_0, \tag{22.3}$$

$$I_{Ш} = I–I_0 = nI_0–I_0, \tag{22.4}$$

где n – коэффициент шунтирования.

Подставляя в (22.2) значение тока $I_{Ш}$, определяемое соотношением (22.4), получим

$$I_0(n–1)R_{Ш} = I_0R_0, \tag{22.5}$$

откуда сопротивление шунта

$$R_{Ш} = \frac{R_0}{n-1},$$

где R_0, n – определены выше.

Шунты для измерения сравнительно небольших токов (до 30 А) монтируются в корпусе прибора и называются *внутренними*. Токи от 30 до 7500 А

измеряют с помощью наружных шунтов. Шунты могут быть однопредельными и многопредельными.

Шунты делятся на *индивидуальные*, пригодные только для того измерительного механизма, с которым проградуированы, и *калиброванные*, рассчитанные на определенные номинальные токи и определенные номинальные падения напряжения. Калиброванные шунты изготавливают обычно на номинальные напряжения 75 и 100 мВ, но могут быть шунты на другие номинальные напряжения (например, на 30, 45, 60, 150 или 300 мВ). Сопротивление шунта можно определить по закону Ома делением номинального напряжения на номинальный ток. В зависимости от точности изготовления шунты делятся на классы 0,02; 0,05; 0,1; 0,2; 0,5; 1,0. При подключении шунта температурная погрешность измерения тока возрастает. Для ее уменьшения используются разные способы температурной компенсации. Например, может использоваться включение в цепь измерителя терморезистора с отрицательным температурным коэффициентом сопротивления.

В прил. 9 приведены технические характеристики некоторых стандартных шунтов.

Шунты используются при измерении токов до 7,5 кА. При измерении токов от 7,5 до 150 кА используются трансформаторы постоянного тока (рис. 22.3).

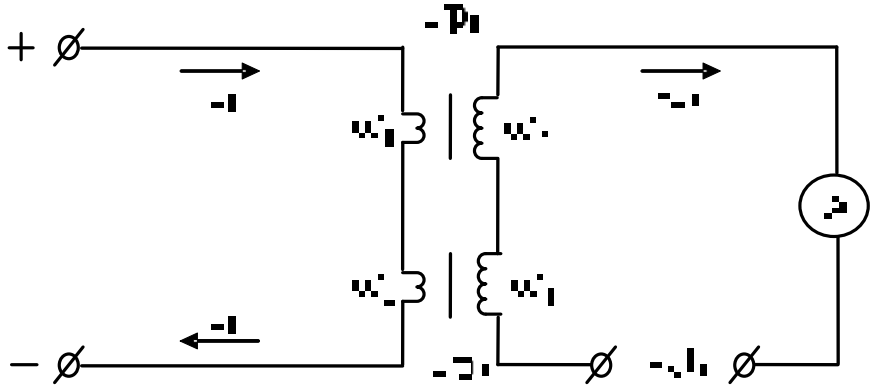


Рис. 22.3. Упрощенная схема включения трансформатора постоянного тока:
I_1 – измеряемый ток; $Тр_1$, $Тр_2$ – трансформаторы; $W_1 = W_3$ – первичные обмотки трансформаторов; $W_2 = W_4$ – вторичные обмотки трансформаторов;
U_2 – вспомогательное переменное напряжение;
I_2 – переменный ток во вторичном контуре

Трансформаторы $Тр_1$, $Тр_2$ имеют идентичные ферромагнитные сердечники из магнитомягкого материала с большой магнитной проницаемостью. Первичные обмотки трансформаторов включены встречно для компенсации в них ЭДС, возникающих при протекании тока I_2 по вторичным обмоткам трансформаторов (вторичные обмотки включены между собой согласно).

Значение тока во вторичном контуре:

$$I_2 = \frac{U_2}{\sqrt{R_2 + (\omega L_2)^2}} \qquad (22.7)$$

где R_2 – активная составляющая вторичной цепи;

$\omega = 2\pi f$ – угловая частота;

f – циклическая частота;

L_2 – суммарная индуктивность обмоток трансформаторов.

Индуктивность L_2 зависит от магнитной проницаемости μ_a сердечников трансформаторов $Тр_1$ и $Тр_2$ (при постоянстве всех других параметров). В свою очередь, значение μ_a зависит от степени насыщения ферромагнитных сердечников трансформаторов магнитными потоками, создаваемыми измеряемым постоянным током I_1 при его протекании по первичным обмоткам трансформаторов W_1 и W_2 .

Таким образом, можно сделать вывод, что индуктивность L_2 зависит от тока I_1. Зависимость $L_2 = f(I_1)$ приведена на рис. 22.4.

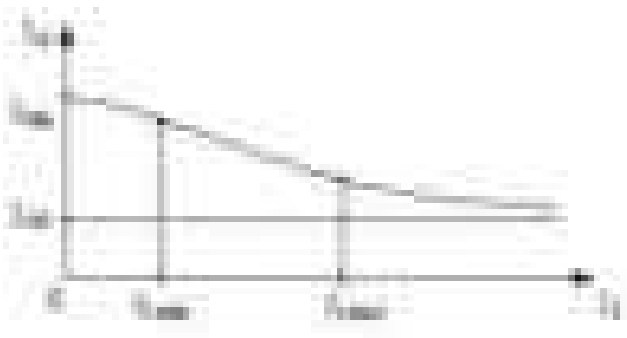


Рис. 22.4. Зависимость индуктивности обмоток трансформаторов от измеряемого тока

При изменении L_2 и при постоянстве U_2, R_2 и w (см. соотношение (22.7)) изменяется ток I_2 во вторичном контуре. Причем рост I_1 приводит к уменьшению L_2, а уменьшение L_2 – к росту тока I_2. При изменении I_1 от некоторого ми-

нимального значения I_{1min} до некоторого максимального значения I_{1max} справедливо равенство

$$I_2 = kI_1 \tag{22.8}$$

где k – коэффициент трансформации ($k >> 1$).

Коэффициент трансформации k нормируется и примерно постоянен в диапазоне измерений.

Благодаря постоянству (в пределах нормируемой погрешности) коэффициента k, амперметр А, измеряющий ток вторичного контура I_2, может быть проградуирован непосредственно в значениях искомого тока I_1, что обычно и используется в стандартных приборах с трансформаторами постоянного тока. Характеристики одного из устройств на основе трансформаторов постоянного тока приведены в прил. 10.

Пределы измерения постоянных токов приборами разных типов приведены в табл. 22.1.

Таблица 22.1

Пределы измерения постоянных токов

Типы приборов	**Пределы измерения, А**				
	Наименьшее значение	**Наибольшее значение**			
		прямое включение	**с внутренним шунтом**	**с внешним шунтом**	**с трансформатором постоянного тока**
Цифровые	10^{-17}	–	10	$7{,}5 \cdot 10^{3}$	–
Электронные аналоговые	$5 \cdot 10^{-17}$	–	1	10	–
Магнито-электрические	$3 \cdot 10^{-17}$	0,05	30	$7{,}5 \cdot 10^{3}$	$1{,}5 \cdot 10^{5}$
Электромагнитные	$5 \cdot 10^{-3}$	200	–	–	–
Электродинамические	$5 \cdot 10^{-3}$	10	–	–	–

Погрешность измерения постоянного тока в большой степени зависит от его значения (рис. 22.5).

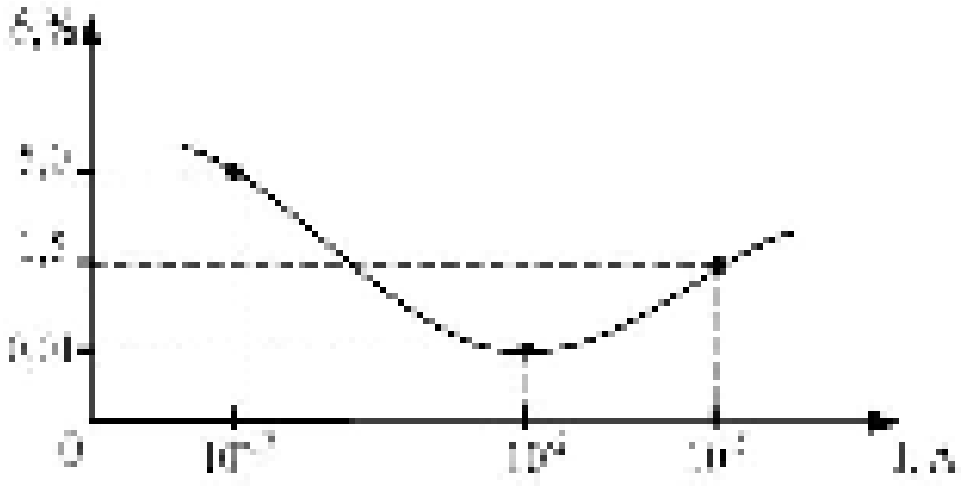


Рис. 22.5. Зависимость погрешности измерения постоянного тока от его значения:
δ – относительная погрешность измерения; *I* – значения измеряемого тока

Для наглядности на рис. 22.5 использован переменный масштаб по обеим осям координат.

Приведенный рисунок свидетельствует, что наименьшая погрешность достигается при измерении токов от 1 до 100 мА (примерно при 10 мА). Погрешность растет с ростом тока (при $I > 100$ мА) и особенно значительно возрастает при измерении малых токов (при $I < 1$ мА). Отметим, что рассматриваемая зависимость $\delta = f(I)$ правомерна для рабочих средств измерений.

В качестве примера в табл. П. 5.1 приведены технические характеристики универсальных вольтметров, позволяющих измерять постоянные токи в широком диапазоне их значений.

22.3. Измерение переменного тока

Для измерения переменного тока используются аналоговые электромеханические приборы (электромагнитные, электродинамические, реже – индукционные), аналоговые электронные и цифровые измерительные приборы. Наибольшее распространение получили приборы электромагнитные, электродинамические, аналоговые электронные и цифровые. Для измерений могут также использоваться компенсаторы переменного тока, электронные осциллографы,

регистрирующие устройства, универсальные, комбинированные и виртуальные приборы.

Приборы для измерения переменных токов, аналогично приборам для измерения постоянных токов, именуются (в зависимости от значения измеряемой величины) амперметрами, микроамперметрами, миллиамперметрами или килоамперметрами.

Для синусоидального тока можно записать:

$$I(t) = I_{\text{m}}\sin\omega t \tag{22.9}$$

где $i(t)$ – мгновенное значение тока;

I_{m} – амплитудное значение тока;

$\omega = 2\pi f$ – угловая частота;

f – циклическая частота;

t – время.

Как следует из (22.9), переменный ток может быть полностью представлен мгновенными значениями в любой момент времени. Это измерение можно осуществить с помощью электронного осциллографа или регистратора. Переменные токи могут быть охарактеризованы своими отдельными параметрами (например, амплитудным значением) или интегральными параметрами, в качестве которых используются действующие значения (см. (22.10)) и средние значения (см. (22.11)) тока.

$$I = \sqrt{\frac{1}{T}\int_0^T [i(t)]^2\,dt} \tag{22.10}$$

$$I_{ср} = \frac{1}{T}\int_0^T i(t)\,dt \tag{22.11}$$

где I – действующее значение измеряемого переменного тока;

$I_{\text{ср}}$ – среднее значение измеряемого переменного тока;

T – период измеряемого тока ($T = \frac{1}{f}$).

На практике чаще всего приходится измерять синусоидальные переменные токи, которые обычно характеризуются действующим значением и (реже)

средним значением или амплитудным. Поэтому подавляющее большинство приборов градуируется в действующих значениях синусоидального переменного тока. Приборы, проградуированные в средних или амплитудных значениях тока, используются сравнительно редко. Из этих соображений численные значения токов, приведенные в учебном пособии, даны, как правило, в действующих значениях. Измерение действующих значений переменных токов осуществляют, как уже отмечалось, различными средствами измерений, наиболее распространенные из которых приведены в табл. 22.2.

Для расширения пределов измерения переменных токов могут использоваться шунты (в составе выпрямительных приборов, в составе электронных аналоговых приборов, в составе термоэлектрических приборов или в составе цифровых измерительных приборов) и токовые измерительные трансформаторы. В табл. 22.2 приведены сведения о пределах измерения для четырех типов приборов.

Таблица 22.2

Характеристики измерителей действующих значений переменных токов

Виды приборов	**Верхний предел измерения, А**			**Частотный диапазон, Гц**
	наименьший	**наибольший**		
		с шунтом	**с измерительными трансформаторами**	
Цифровые	10^{-17}	10	–	$20–2•10^4$
Электронные аналоговые	10^{-5}	5	–	$10–10^7$
Термоэлектрические	$5•10^{-3}$	50	10^2	$1–10^8$
Выпрямительные	$2{,}5•10^{-5}$	$2•10^2$	10^4	$30–2•10^4$

В качестве примера в табл. П. 5.1 приведены технические характеристики универсальных вольтметров, позволяющих измерять действующие значения переменных токов в широком диапазоне частот.

Более подробно с методами измерения электрических токов можно познакомиться по литературным источникам, приведенным в библиографическом списке в конце учебного пособия [1; 2; 4–7; 9; 36; 38].

23. ИЗМЕРЕНИЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ НАПРЯЖЕНИЙ

23.1. Общие положения

Измерение значения электрического напряжения (в дальнейшем – измерение напряжения) является наиболее распространенной операцией в области электрических измерений. Большая часть электроизмерительных приборов предназначена именно для измерения напряжения (это вольтметры и универсальные вольтметры). Отметим, что приборы для измерения больших напряжений именуются киловольтметрами, а для измерения малых напряжений – милливольтметрами, микровольтметрами и т. д. Измерение напряжения может производиться с помощью аналоговых электромеханических приборов различных систем, с помощью аналоговых электронных, цифровых и виртуальных приборов (см., например, учебники [2; 6]).

При подключении вольтметр шунтирует исследуемую цепь, что приводит к появлению дополнительной (методической) погрешности. Особенно значительна эта погрешность при использовании аналоговых электромеханических приборов, так как их внутреннее сопротивление сравнительно невелико. Рассмотрим вопрос о методической погрешности более детально.

а *б*



Рис. 23.1. Исследуемые схемы: *а* – исходная схема; *б* – схема после подключения вольтметра; U – напряжение источника питания; R_1, R_2 – постоянные сопротивления; R_V – внутреннее сопротивление вольтметра; U_2 – напряжение на сопротивлении R_2; U_V – показание вольтметра; I – ток в цепи до подключения вольтметра; I' – ток в цепи после подключения вольтметра

Падение напряжения на сопротивлении R_2 до подключения вольтметра определяется соотношениями

$$U_2 = IR_2, \tag{23.1}$$

$$I = \frac{U}{R_1 + R_2}, \tag{23.2}$$

$$U_2 = \frac{UR_2}{R_1 + R_2}, \tag{23.3}$$

Падение напряжения на сопротивлении R_2 после подключения вольтметра определяется соотношениями

$$U_V = I'R_{2V}, \tag{23.4}$$

$$I' = \frac{U}{R_1 + R_{2V}}, \tag{23.5}$$

$$U_V = I'R_{2V}, \tag{23.6}$$

$$U_V = \frac{UR_{2V}}{R_1 + R_{2V}}, \tag{23.7}$$

где R_{2V} – эквивалентное сопротивление (эквивалентное параллельно включенным сопротивлениям R_2 и R_V).

Абсолютная методическая погрешность измерения, возникающая при подключении к сопротивлению R_2 вольтметра V с внутренним сопротивлением R_V (см. рис. 23.1, *б*) запишется в виде

$$\Delta_M = U_2 – U_V \tag{23.8}$$

где Δ_M – абсолютная методическая погрешность;

U_2, U_V – определены выше.

Подставив в (23.8) значения U_2 и U_V и выполнив приведение подобных, получим

$$\Delta_M = U\frac{R_1(R_2 - R_{2V})}{(R_1 + R_2)(R_1 + R_{2V})}. \tag{23.9}$$

Относительная методическая погрешность измерения определяется соотношением

$$\delta_M = \frac{\Delta_M}{U_2} \cdot 100\% \tag{23.10}$$

где δ_M – относительная методическая погрешность.

После подстановки в (23.10) значений Δ_M и U_2 и приведения подобных получим

$$\delta_M = \frac{R_{12}}{R_{12} + R_V} 100\%, \tag{23.11}$$

$$R_{12} = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}, \tag{23.12}$$

где R_{12} – эквивалентное сопротивление исследуемой цепи (эквивалентное параллельно включенным сопротивлениям R_1 и R_2);

R_1, R_2, R_V – определены выше.

Отметим, что формула (23.12) правомерна, если внутреннее сопротивление источника питания мало и им можно пренебречь. Если этим сопротивлением пренебречь нельзя, то его надо приплюсовать к сопротивлению R_1.

Выражения (23.9) и (23.11) свидетельствуют о том, что рассматриваемые методические погрешности зависят от соотношения сопротивлений R_1, R_2 и R_{12}, с одной стороны, и сопротивления R_V, с другой стороны. Особенно это очевидно при рассмотрении относительной погрешности δ_M по (23.11). Действительно, для уменьшения методической погрешности в данном случае необходимо выполнить условие

$$R_V >> R_{12} \tag{23.13}$$

Таким образом, можно сделать вывод, что использование вольтметров высокого класса еще не гарантирует получение малых погрешностей, так как методические погрешности, не зависящие от класса точности, могут значительно превзойти инструментальные погрешности результата измерений.

Отметим, что вопрос о методических погрешностях особенно актуален при использовании приборов непосредственной оценки и прямых методов измерений. При использовании приборов сравнения (см. главу 18 и параграфы 18.1, 18.2, 18.3, 18.4 и 18.5) и компенсационных методов измерения методические погрешности малы и ими в этом случае, как правило, пренебрегают.

23.2. Измерение постоянного напряжения

Для измерения постоянного напряжения могут быть использованы аналоговые электромеханические приборы различных систем, аналоговые электронные приборы и цифровые измерительные приборы. Перечисленные средства

измерений принято относить к приборам непосредственной оценки. Кроме того, для измерения постоянных напряжений используются приборы сравнения (компенсаторы постоянного тока).

Из аналоговых электромеханических приборов наибольшее распространение для измерения постоянных напряжений получили приборы магнитоэлектрической системы. Для использования магнитоэлектрического механизма в качестве вольтметра необходимо последовательно с ним включить добавочное сопротивление R_g. Изменяя сопротивление R_g, можно изменять (в широких пределах) диапазон измеряемых напряжений. Рассмотрим вопрос о расширении пределов измерении вольтметров более детально (рис. 23.2).

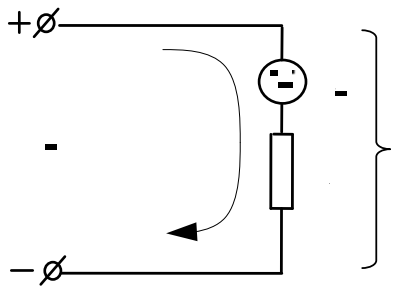


Рис. 23.2. Схема вольтметра:
U – измеряемое напряжение; R_0 – сопротивление измерительного механизма;
R_g – добавочное сопротивление; R_V – сопротивление вольтметра; I – ток в цепи

Обозначим через U_0 предельно допускаемое напряжение для используемого измерительного механизма и введем в рассмотрение коэффициент пропорциональности m, определяемый соотношением

$$m = \frac{U}{U_0}, \tag{23.14}$$

где m – коэффициент пропорциональности;

U, U_0 – определены выше.

Измеряемое напряжение U может быть записано в виде равенства

$$U = U_0 + U_g \tag{23.15}$$

где U_g – падение напряжения на добавочном сопротивлении.

$$U_0 = IR_0, \tag{23.16}$$

$$U_g = IR_g, \tag{23.17}$$

$$U = mU_0 \tag{23.18}$$

Учитывая соотношения (23.15)–(23.18), получим

$$U = IR_0 + IR_g, \tag{23.19}$$

$$mU_0 = IR_0 + IR_g,$$

$$mIR_0 = IR_0 + IR_g. \tag{23.20}$$

Сокращая в (23.20) ток I в левой и правой частях равенства, получим

$$mR_0 = R_0 + R_g. \tag{23.21}$$

Решая уравнение (23.21) относительно Rg, окончательно получаем

$$R_g = R_0 (m–1). \tag{23.22}$$

Соотношение (23.22) позволяет рассчитывать требуемое добавочное сопротивление R_g по заданному сопротивлению измерительного механизма R_0 и по заданному коэффициенту пропорциональности $m = U / U_0$, где U – измеряемое напряжение, а U_0 – предельно допускаемое напряжение для выбранного измерительного механизма.

Добавочные сопротивления могут использоваться, как уже отмечалось, с магнитоэлектрическими измерительными механизмами, а также с механизмами электромагнитной и электродинамической систем. С механизмами электростатической системы добавочные сопротивления не используются.

Добавочные сопротивления нормируются по току, по напряжению и по классу точности (табл. 23.1).

Таблица 23.1

Нормирование добавочных сопротивлений

Нормируемый параметр	**Значение нормируемого параметра**
Электрический ток, мА	0,5; 1,0; 3,0; 7,5; 15; 30
Электрическое напряжение, В	600; 1000; 1500; 3000 … 30 000
Класс точности	0,01; 0,02; 0,05; 0,1; 0,2; 0,5; 1,0

Добавочные сопротивления изготавливают из материала с малым температурным коэффициентом (например, из манганина), что позволяет снизить температурные погрешности.

Аналогично шунтам добавочные сопротивления могут быть внутренние и наружные, однопредельные и многопредельные, индивидуальные и калиброванные. Внутренние добавочные сопротивления используются, если измеряемое напряжение не превосходит 600 В. При измерении больших напряжений используются наружные сопротивления.

Наружные добавочные сопротивления монтируют в специальном корпусе с выведенными на панель зажимами от различных секций, соответствующих разным пределам измерения. Индивидуальные наружные сопротивления предназначаются для работы с определенным прибором и снабжаются надписью с указанием типа и номера этого прибора.

Калиброванные добавочные сопротивления могут применяться с любым прибором, ток полного отклонения которого не превосходит тока, на который рассчитано добавочное сопротивление.

В качестве примера в прил. 11 приведены технические характеристики добавочного сопротивления типа Р-109.

Пределы измерения постоянных напряжений приборами разных типов и их погрешности (наименьшие) приведены в табл. 23.2.

В качестве примера в табл. П. 5.1 приведены технические характеристики универсальных вольтметров, позволяющие измерять в том числе и постоянные напряжения.

Таблица 23.2

Пределы и погрешности измерения постоянных напряжений

Типы приборов	Пределы измерений			Погрешность (наименьшая), %
	Минимальное значение, В	Максимальное значение, В	С внешним шунтом, кВ	
Цифровые	$2 \cdot 10^{-5}$	10^3	до 40	0,001
Аналоговые электронные	$5 \cdot 10^{-8}$	10^3	–	0,5
Магнитоэлектрические	$3 \cdot 10^{-4}$	$3 \cdot 10^3$	до 20	0,05
Электромагнитные	1,5	600	–	0,5
Электродинамические	7,5	600	–	0,1
Электростатические	30	$75 \cdot 10^3$	–	0,5

23.3. Измерение переменного напряжения

Для измерения переменного напряжения используются аналоговые электромеханические приборы (электромагнитные, электродинамические, редко – индукционные), аналоговые электронные приборы (в том числе выпрямительной системы) и цифровые измерительные приборы. Для измерений могут также использоваться компенсаторы, осциллографы, регистрирующие устройства и виртуальные приборы.

При измерении переменного напряжения следует различать: мгновенное, амплитудное, среднее и действующее значения искомого напряжения.

Синусоидальное переменное напряжение может быть представлено в виде следующих соотношений:

$$u(t) = U_m \sin \omega t, \tag{23.23}$$

$$U_{ср} = \frac{1}{T}\int_0^T u(t)dt\,, \tag{23.24}$$

$$U = \sqrt{\frac{1}{T}\int_0^T \left[u(t)\right]^2 dt}\,. \tag{23.25}$$

где $u(t)$ – мгновенное значение напряжения;

U_{m} – амплитудное значение напряжения;

$\omega - 2\pi f$ – угловая частота;

f – циклическая частота;

t – время;

$U_{ср}$ – среднее значение напряжения;

T – период ($T = 1/f$) искомого синусоидального напряжения;

U – действующее значение напряжения.

Мгновенное значение переменного тока может быть отображено на электронном осциллографе или с помощью аналогового регистратора (самописца).

Средние, амплитудные и действующие значения переменных напряжений измеряются стрелочными или цифровыми приборами непосредственной оценки или компенсаторами переменных напряжений. Приборы для измерения средних и амплитудных значений используются сравнительно редко. Большая часть приборов градуируется в действующих значениях напряжения. Из этих соображений численные значения напряжений, приведенные в учебном пособии, даны, как правило, в действующих значениях (см. выражение (23.25)).

При измерениях переменных величин большое значение имеет форма искомых напряжений, которые могут быть синусоидальными, прямоугольными, треугольными и т. д. В паспортах на приборы всегда указывается, для измерения каких напряжений рассчитан прибор (например, для измерения синусоидальных напряжений или прямоугольных). При этом всегда указывается, какой параметр переменного напряжения измеряется (амплитудное значение, среднее значение или действующее значение измеряемого напряжения). Как уже отмечалось, большей частью используется градуировка приборов в действующих значениях искомых переменных напряжений. В силу этого все далее рассматриваемые переменные напряжения даны в действующих значениях.

Для расширения пределов измерения вольтметров переменных напряжений используются добавочные сопротивления, измерительные трансформаторы и добавочные емкости (с приборами электростатической системы).

Использование добавочных сопротивлений для расширения пределов измерения уже рассмотрено в п. 23.2 применительно к вольтметрам постоянного

напряжения и поэтому в данном разделе не рассматривается. Не рассматриваются также измерительные трансформаторы напряжения и тока. Сведения по трансформаторам даны в литературе, приведенной в библиографическом списке [5].

Рассмотрим более детально использование добавочных емкостей для расширения пределов измерения электростатистики вольтметров. С этой целью может использоваться одна дополнительная емкость (рис. 23.3, *а*) или же две (рис. 23.3, *б*).

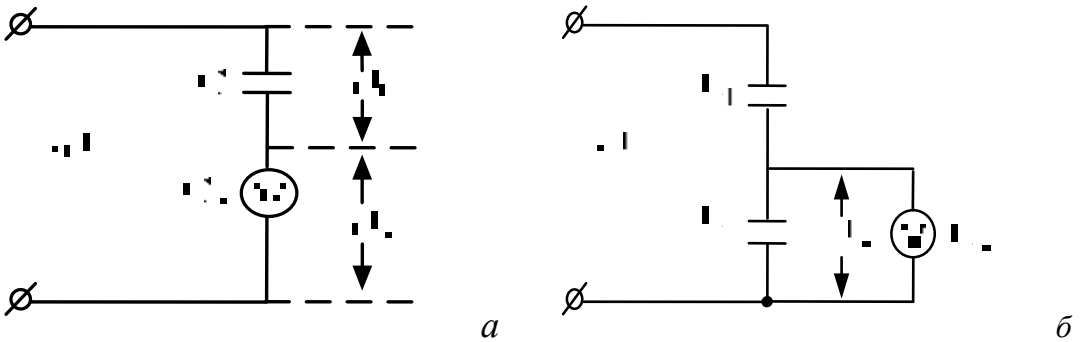
Для схемы с одной дополнительной емкостью измеряемое напряжение U распределяется между емкостью вольтметра C_V и дополнительной емкостью C обратно пропорционально значениям C_V и C, т. е.

$$\frac{U_C}{U_V} = \frac{C_V}{C}, \tag{23.26}$$

где U_C, U_V, C_V, C – определены выше.

Учитывая, что $U_C = U - U_V$, можно записать

$$\frac{U - U_v}{U_V} = \frac{C_V}{C}. \tag{23.28}$$



а *б*

Рис. 23.3. Схема расширения пределов измерения электростатических вольтметров:
а – схема с одной добавочной емкостью; *б* – схема с двумя добавочными емкостями;
U – измеряемое переменное напряжение (действующее значение);
C, C_1, C_2 – добавочные емкости; C_V – емкость используемого электростатического вольтметра V; U_C – падение напряжения на дополнительной емкости C;
U_V – показание электростатического вольтметра

Решая уравнение (23.27) относительно U, получим

$$U = U_V \frac{C_V + C}{C}. \tag{23.28}$$

Из (23.28) следует, что чем больше измеряемое напряжение U по сравнению с предельно допускаемым напряжением для данного электростатического механизма, тем меньше должна быть емкость C по сравнению с емкостью C_V.

Следует отметить, что формула (23.22) правомерна лишь при идеальной изоляции конденсаторов, образующих емкости C и C_V. Если же диэлектрик, изолирующий пластины конденсаторов друг от друга, имеет потери, то возникают дополнительные погрешности. Кроме того, емкость вольтметра C_V зависит от измеряемого напряжения U, т. к. от U зависят показания вольтметра и соответственно взаимное расположение подвижных и неподвижных пластин, образующих электростатический измерительный механизм. Последнее обстоятельство приводит к появлению еще одной дополнительной погрешности.

Лучшие результаты получаются, если вместо одной добавочной емкости использовать две добавочные емкости C_1 и C_2, образующие делитель напряжения (см. рис. 23.3, *б*).

Для схемы с двумя добавочными емкостями правомерно соотношение

$$\frac{U_{C1}}{U_V} = \frac{C_2 + C_V}{C_1}, \tag{23.29}$$

где U_{C1} – падение напряжения на емкости C_1.

Учитывая, что $U_{C1} = U – U_V$, можно записать

$$\frac{U - U_V}{U_V} = \frac{C_2 + C_V}{C_1}. \tag{23.30}$$

Решая уравнение (23.30) относительно U, получим

$$U = U_V \frac{C_V + C_1 + C_2}{C_1}. \tag{23.31}$$

Из (23.31) можно сделать вывод, что если емкость конденсатора C_2, к которому подключен вольтметр, значительно превышает емкость самого вольтметра, то распределение напряжения практически не зависит от показания вольтметра. Кроме того, при $C_2 >> C_V$ изменение сопротивления изоляции конденсаторов C_1 и C_2 и частоты измеряемого напряжения также мало влияют на

показания прибора. То есть при использовании двух добавочных емкостей дополнительные погрешности результатов измерений значительно снижаются.

Пределы измерения переменных напряжений приборами разных типов и наименьшие погрешности этих приборов приведены в табл. 23.3.

В качестве примеров в табл. П. 5.1 приведены технические характеристики универсальных вольтметров, позволяющих измерять, в том числе, и переменные напряжения.

В табл. П. 5.1 приведены технические характеристики вольтметров для измерения переменных напряжений.

Таблица 23.3

Пределы и погрешности измерения переменных напряжений

Типы приборов	**Пределы измерений, В**				**Частотный диапазон, Гц**	**Наименьшая погрешность, %**
	наименьший	**наибольший**				
		прямое включение	**с внешним добавочным сопротивлением**	**с измерительным трансформатором**		
Цифровые	10^{-5}	10^{3}	–	–	$4–10^{8}$	0,15
Аналоговые электронные	$3 \cdot 10^{-6}$	300	–	–	$10–10^{9}$	0,5
Электромагнитные	0,5	600	750	$6 \cdot 10^{5}$	$45–10^{4}$	0,5
Электростатические	30	$7{,}5 \cdot 10^{4}$	–	–	$20–10^{7}$	0,5
Электродинамические	7,5	600	–	$3 \cdot 10^{4}$	$45–2 \cdot 10^{3}$	0,1

В заключение следует отметить следующее.

Погрешности измерения токов (постоянных и переменных) приборами одного типа и в равных условиях всегда больше погрешностей измерения напряжений (и постоянных, и переменных). Погрешности измерения переменных

токов и напряжений приборами одного типа и в равных условиях всегда больше погрешностей измерения постоянных токов и напряжений.

Более подробно по затронутым вопросам можно ознакомиться по литературе, приведенной в библиографическом списке [1; 2; 4–7; 9; 36; 38].

24. ИЗМЕРЕНИЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СОПРОТИВЛЕНИЙ

24.1. Общие положения

Выбор метода измерения сопротивления и соответствующей измерительной аппаратуры зависит от значения измеряемого сопротивления, требуемой точности и условий, при которых производится измерение.

На практике приходится измерять сопротивления в чрезвычайно широком диапазоне – от тысячных и миллионных долей ома (например, при измерении сопротивления металлических контактов) до сопротивлений 10^{14}–10^{15} Ом (например, при измерении сопротивления изоляционных материалов).

Весьма различны и требования к точности измерений. Например, при поверке образцовых катушек сопротивлений допускаемая погрешность измерения обычно не превышает тысячных долей процента, а при измерении, например, сопротивления заземления погрешность 10–15 % является, в ряде случаев, вполне допускаемой.

Для измерения сопротивлений используются следующие методы:

1) метод вольтметра и амперметра;
2) метод сравнения с образцовой мерой;
3) метод заряда и разряда конденсатора известной емкости.

Для измерения сопротивлений можно пользоваться как аппаратурой общего назначения (амперметрами, вольтметрами, магазинами сопротивлений и др.), собирая соответствующие измерительные схемы, так и приборами, специально предназначенными для измерения сопротивлений (аналоговыми и цифровыми омметрами, мостовыми схемами и др.), позволяющими производить измерение удобнее и быстрее.

Используемые методы и приборы для измерения сопротивлений в большой степени зависят от значения измеряемых сопротивлений, которые подразделяются на малые, средние, большие и сверхбольшие (табл. 24.1).

Таблица 24.1

Классификация сопротивлений

Наименование сопротивлений	Значение сопротивлений, Ом
Малые	< 1
Средние	от 1 до 10^6
Большие	от 10^6 до 10^{12}
Сверхбольшие	$> 10^{12}$

Мостовые методы измерения сопротивлений частично уже рассмотрены в главах 11–15 учебного пособия. Ниже приводятся наиболее распространенные методы измерения малых, средних и больших сопротивлений (как с использованием мостовых схем, так и без их использования).

Наиболее универсальным методом измерения сопротивлений является метод вольтметра и амперметра. Этот метод может быть использован для измерения и малых, и средних, и больших сопротивлений. Схемы включения приборов при реализации метода вольтметра и амперметра приведены на рис. 24.1 (первый вариант) и на рис. 24.2 (второй вариант).

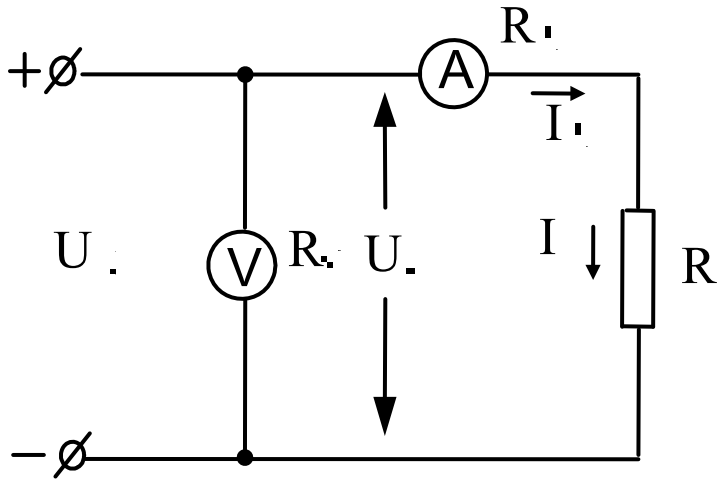


Рис. 24.1. Первый вариант включения приборов при измерении сопротивлений методом вольтметра и амперметра

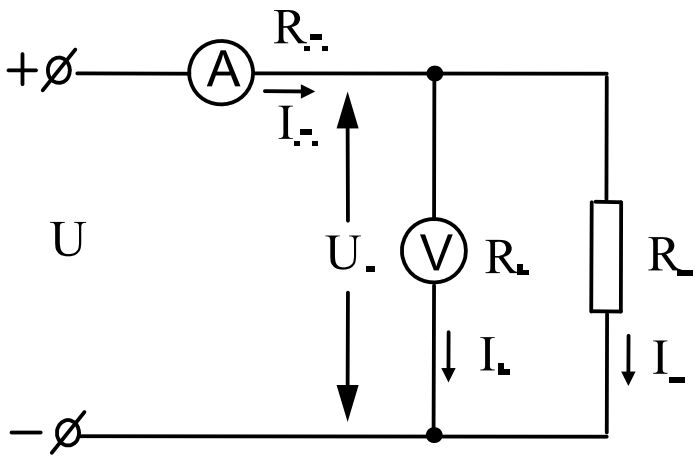


Рис. 24.2. Второй вариант включения приборов при измерении сопротивлений методом вольтметра и амперметра

На рис. 24.1 и 24.2 приняты следующие обозначения:

$U_П$ – напряжение питания;

I_A – показание амперметра;

U_V – показание вольтметра;

R_V – внутреннее сопротивление вольтметра;

R_A – внутреннее сопротивление амперметра;

I_V – ток через вольтметр (вторая схема включения приборов);

R_1 – искомое сопротивление при первом варианте включения приборов;

R_2 – искомое сопротивление при втором варианте включения приборов;

$I_1 = I_A$ – ток через сопротивление R_1 (первый вариант включения приборов);

I_2 – ток через сопротивление R_2 (второй вариант включения приборов).

Для обеих схем включения приборов измеряемые (искомые) сопротивления R_1 и R_2 могут быть приближенно оценены (в соответствии с законом Ома) по формулам

$$R_1^{'} = U_V / I_A, \tag{24.1}$$

$$R_2^{'} = U_V / I_A, \tag{24.2}$$

где U_V, I_A – определены выше;

$R_1^{'}$, $R_2^{'}$ – значения сопротивлений, найденные по показаниям приборов.

К недостаткам рассматриваемого метода измерения сопротивлений следует отнести использование двух приборов (вольтметра и амперметра) и необходимость проведения вычислений для получения искомого результата.

Кроме того, нетрудно заметить, что при включении приборов по схеме рис. 24.1 отношение напряжения U_V к току I_A (см. выражение (24.1)) равно сумме искомого сопротивления R_1 и сопротивления амперметра R_A. Т. е. для получения значения искомого сопротивления с поправкой необходимо из результата по (24.1) вычесть значение R_A:

$$R_1 = R_1^{'} - R_A, \tag{24.3}$$

где R_1 – значение искомого сопротивления с поправкой для первого варианта включения приборов («истинное» значение искомого сопротивления).

При включении приборов по схеме рис. 24.2 ток I_A является суммой токов I_V и I_2 (в соответствии с первым законом Кирхгофа). Т. е. для получения значения искомого сопротивления с поправкой необходимо из тока I_A (см. выражение (24.2)) вычесть ток I_V. В этом случае значение искомого сопротивления с поправкой запишется в виде

$$R_2 = \frac{U_V}{I_A - I_V}, \tag{24.4}$$

где R_2 – значение искомого сопротивления с поправкой для второго варианта включения приборов («истинное» значение искомого сопротивления).

Учитывая, что $I_V = U_V / R_V$, значение R_2 может быть получено в виде соотношения

$$R_2 = \frac{U_V}{I_A - U_V / R_V}, \tag{24.5}$$

где U_V, I_A, R_V – определены выше.

Кроме введения поправок, возможен и другой подход к решению рассматриваемой задачи по измерению сопротивлений методом вольтметра и амперметра. Другой подход заключается в определении искомых значений сопротивлений по (24.1) и (24.2) без поправок и в оценке возникающих при этом методических погрешностей.

Абсолютная методическая погрешность измерения сопротивлений методом вольтметра и амперметра при использовании первого варианта включения приборов оценивается соотношением

$$\Delta_1 = R_1^{'} - R_1, \tag{24.6}$$

где Δ_1 – абсолютная методическая погрешность при первом варианте включения приборов;

$R_1^{'}$ – результат измерения по показаниям приборов (см. выражение (24.1));

R_1 – «истинное» значение искомого сопротивления (см. выражение (24.3)).

Подставляя в (24.6) значение R_1 по (24.3), получим абсолютную методическую погрешность при первом варианте включения приборов:

$$\Delta_1 = R_A. \tag{24.7}$$

Относительная методическая погрешность при использовании первого варианта включения приборов запишется в виде

$$\delta_1 = \frac{\Delta_1}{R_1}100\% = \frac{R_A}{R_1}100\% \tag{24.8}$$

где δ_1 – относительная методическая погрешность при первом варианте приборов.

Абсолютная методическая погрешность измерения сопротивлений методом вольтметра и амперметра при использовании второго варианта включения приборов оценивается соотношением

$$\Delta_2 = R'_2 - R_2 \tag{24.9}$$

где Δ_2 – абсолютная методическая погрешность при втором варианте включения приборов;

$R_2^{'}$ – результат измерения по показаниям приборов (см. выражение (24.2));

R_2 – «истинное» значение искомого сопротивления (см. выражение (24.5)).

Отметим, что «истинными» значениями искомых сопротивлений R_1 и R_2 названы значения измеряемых сопротивлений с поправками.

Результат измерения по показаниям приборов может быть записан в виде

$$R_2^{'} = \frac{U_V}{I_A} = \frac{U_V}{I_2 + I_V} = \frac{U_V}{U_V(\frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_V})} = \frac{R_V R_2}{R_V + R_2}. \qquad (24.10)$$

Подставляя в (24.9) значение $R_2^{'}$ по (24.10), получаем

$$\Delta_2 = \frac{R_V R_2}{R_V + R_2} - R_2 = -\frac{R_2^2}{R_V + R_2},$$

$$\Delta_2 = -\frac{R_2^2}{R_V + R_2}. \qquad (24.11)$$

Относительная методическая погрешность при использовании второго варианта включения приборов запишется в виде

$$\delta_2 = \frac{\Delta_2}{R_2} 100\% = \frac{R_2^2}{R_2(R_\text{V} + R_2)} 100\%$$

$$\delta_2 = \frac{R_2}{R_\text{V} + R_2} 100\% \qquad (24.12)$$

где δ_2 – относительная методическая погрешность при втором варианте включения приборов.

Таким образом, методические погрешности при косвенном измерении искомого сопротивления методом вольтметра и амперметра оцениваются соотношениями (24.7) и (25.8) для первого варианта включения приборов и соотношениями (24.11) и (24.12) для второго варианта включения приборов.

Отметим, что схема первого варианта включения приборов, приведенная на рис. 24.1, обеспечивает меньшие погрешности при измерении больших сопротивлений, а схема, приведенная на рис. 24.2 (второй вариант включения приборов), – при измерении малых сопротивлений.

24.2. Измерение малых сопротивлений

При измерении малых сопротивлений необходимо учитывать, что значения сопротивлений соединительных проводов и сопротивлений контактов в местах соединения проводов с измеряемым сопротивлением могут быть сравнимыми со значением искомого сопротивления. Поэтому, чтобы сопротивления

проводов и контактов не искажали результат измерения, необходимо обратить серьезное внимание на способ подключения измерительных приборов, на способ включения измеряемого сопротивления в измерительную схему и на метод проведения измерений. Для измерения малых сопротивлений используются различные методы. В учебном пособии рассматривается три метода измерения: метод вольтметра и амперметра, метод сравнения и метод, основанный на использовании мостовых измерительных схем.

Метод вольтметра и амперметра

Измерение сопротивлений методом вольтметра и амперметра уже рассмотрено в параграфе 24.1. В данном параграфе учебного пособия описаны особенности этого метода при измерении малых сопротивлений. Для исключения больших погрешностей при измерении малых сопротивлений в последних всегда должны быть выделены четыре зажима – два токовых и два потенциальных.

Рассмотрим использование метода вольтметра и амперметра на примере измерения сопротивления медной шины (рис. 24.3).

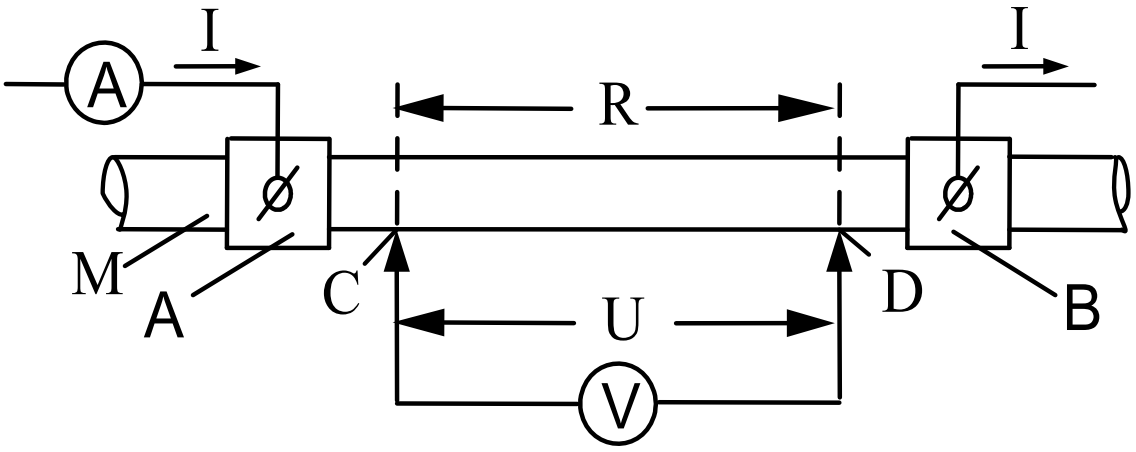


Рис. 24.3. Схема эксперимента при измерении методом вольтметра и амперметра сопротивления участка медной шины: *M* – медная шина; *A*, *B* – токовые зажимы; *C*, *D* – потенциальные контакты; *R* – искомое сопротивление; *A* – амперметр; *V* – вольтметр; *I* – ток в цепи; *U* – разность потенциалов между точками *C* и *D*

Искомое сопротивление *R* определяется соотношением

$$R = U / I \qquad (24.13)$$

Ток *I*, пропускаемый через исследуемую шину, подводят к зажимам *A* и *B* (токовым зажимам), а напряжение *U* измеряют между контактами *C* и *D* (по-

тенциальными зажимами), выполненными обычно в виде двух призм (ножей), прижатых острыми ребрами к шине. Для уменьшения погрешности при измерении U необходимо, чтобы сопротивление вольтметра было много больше сопротивления соединительных проводов и сопротивления контактов в точках C и D. Рассматриваемая погрешность будет полностью или частично отсутствовать, если измерение напряжения U производится без потребления тока (или этим током можно пренебречь). Подобное возможно, если напряжение измеряется с помощью потенциометра или электровольтметра, входное сопротивление которого весьма велико.

Метод сравнения

При измерении малых сопротивлений методом сравнения по схеме рис. 24.4 измеряемое и образцовое сопротивления следует подключать к источнику тока и соединять между собой посредством токовых зажимов (зажимы A, B и A', B' на рис. 24.4), а напряжение измерять между потенциальными зажимами C, D и C', D'.

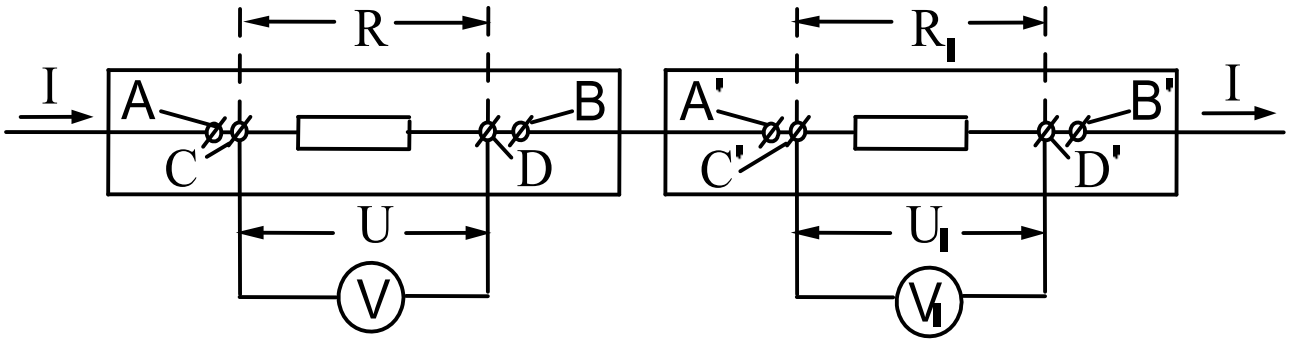


Рис. 24.4. Схема эксперимента при измерении малых сопротивлений методом сравнения: R – искомое сопротивление (четырехзажимное); R_0 – образцовое сопротивление (четырехзажимное); V, V_0 – вольтметры; U – падение напряжения на R; U_0 – падение напряжения на R_0; I – ток в цепи; A, B, A', B' – токовые зажимы; C, D, C', D' – потенциальные зажимы

Искомое сопротивление R определяется с использованием следующих соотношений:

$$R = \frac{U}{I},$$

$$I = \frac{U_0}{R_0},$$

$$R = R_0 \frac{U}{U_0}, \qquad (24.14)$$

где R, R_0, U, U_0 – определены выше.

Погрешность косвенного измерения искомого сопротивления по (24.14) может быть найдена в соответствии с рекомендациями, приведенными в п. 7.3 и табл. 7.1 данного учебного пособия.

$$\vartheta = \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2 + \delta_3^2},$$

где ϑ – относительная суммарная погрешность косвенного измерения значения сопротивления R (%);

δ_1 – относительная суммарная погрешность прямого измерения значения сопротивления R_0 (%);

δ_2 – относительная суммарная погрешность прямого измерения значения напряжения U (%);

δ_3 – относительная суммарная погрешность прямого измерения значения напряжения U_0 (%).

Абсолютная суммарная погрешность косвенного измерения значения сопротивления R:

$$\Delta = \frac{R}{100\%} \vartheta \qquad (24.15)$$

где Δ – абсолютная суммарная погрешность косвенного измерения искомого сопротивления (Ом).

Мостовые методы

Четырехплечные мостовые схемы, описанные в главах 11–15 учебного пособия, малопригодны для измерения малых сопротивлений. Для этой цели применяются обычно двойные мосты (рис. 24.5).

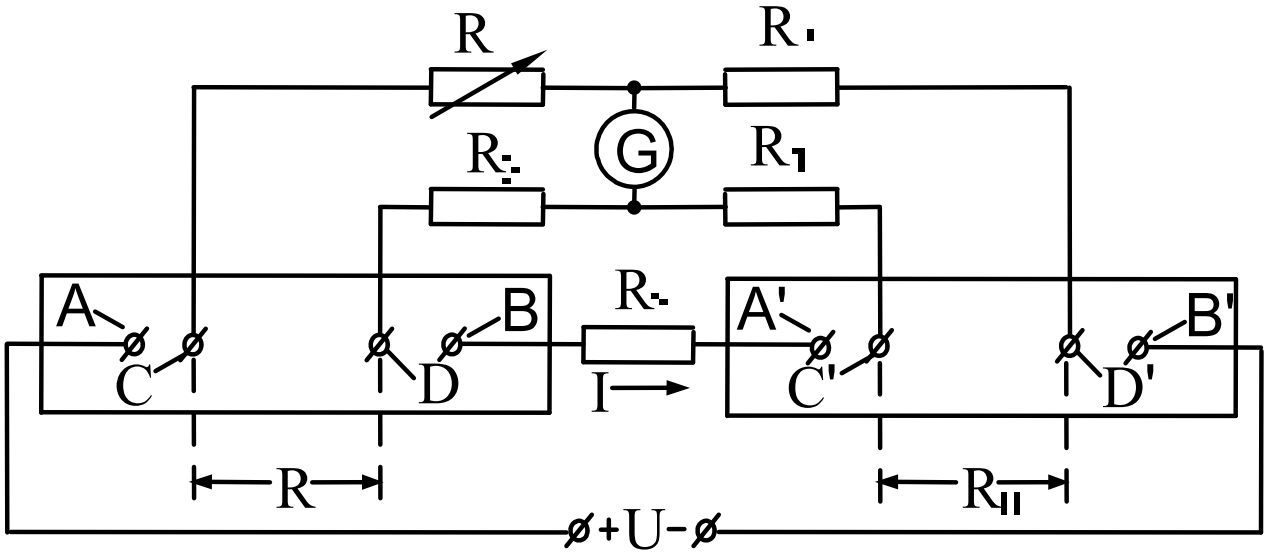


Рис. 24.5. Схема двойного моста: R – измеряемое (искомое) сопротивление; R_0 – образцовое сопротивление; A, B, A', B' – токовые зажимы (контакты); C, D, C', D' – потенциальные зажимы (контакты); R_1 – переменное (регулируемое) сопротивление; R_2, R_3, R_4, R_5 – постоянные сопротивления; G – гальванометр (используется в режиме ноль- индикатора); U – напряжение питания

Измеряемое (искомое) сопротивление R и образцовое сопротивление R_0 должны быть четырехзажимными и иметь значения одного порядка.

Для вывода уравнения, описывающего равновесное состояние моста, надо преобразовать треугольник, образованный сопротивлениями R_3, R_4, R_5 , в эквивалентную звезду. При этом двойной мост преобразуется в четырехплечий с плечами R_1, R_2, $R+R_\text{m}$ и R_0+R_n . Условием равновесия этого моста, а следовательно, и исходного двойного моста является соотношение

$$R_1(R_0 + Rn) = R_2(R + Rm). \tag{24.16}$$

Сопротивления R_n и R_m эквивалентной звезды, как известно:

$$Rn = \frac{R_4 R}{R_3 + R_4 + R_5}, \tag{24.17}$$

$$Rm = \frac{R_3 R}{R_3 + R_4 + R_5}. \tag{24.18}$$

Подставляя значения R_n и R_m в (24.16) и решая полученное уравнение относительно измеряемого (искомого) сопротивления R, получим

$$R = R_0 \frac{R_1}{R_2} + \frac{R_5}{R_3 + R_4 + R_5}\left(\frac{R_1 R_4 - R_2 R_3}{R_2}\right). \tag{24.19}$$

Использование соотношения (24.19) для определения значения R по значениям сопротивлений остальных плеч схемы затруднительно. Одна из причин затруднений – наличие в (24.19) сопротивления R_5, которое включает в себя не только сопротивление , но и сопротивление контактов в точках схемы B и A'.

Значение сопротивления R_5, в силу этого, непостоянно и обычно неизвестно. Выражение (24.19) упрощается, если подобрать сопротивления R_1, R_2, R_3 и R_4 так, чтобы

$$R_1 R_4 = R_2 R_3. \qquad (24.20)$$

Если условие (24.20) выполняется, то выражение (24.19) принимает вид

$$R = R_0 \frac{R_1}{R_2}. \qquad (24.21)$$

Обычно в двойных мостах подбирают $R_1 = R_3$ и $R_2 = R_4$, при этом в большинстве мостов сопротивление R_1 – регулируемое. Имеются, однако, мосты, в которых сопротивления R_1, R_2, R_3 и R_4 – постоянны, а регулируемым является сопротивление R_0.

Для измерения сопротивления R изменяют регулируемые сопротивления мостовой схемы (R_1 или R_0) до тех пор, пока мост не будет уравновешен. О равновесии моста судят по показаниям гальванометра G (в момент равновесия его показания нулевые). После достижения равновесия искомое значение R определяют по формуле (24.21).

Для того чтобы свести к минимуму погрешность измерения, необходимо сделать возможно малым сопротивление R_5, т. е. соединять сопротивления R и R_0 по возможности коротким проводом большого сечения. Это особенно важно при измерении предельно малых сопротивлений, имеющих значения десятитысячных долей ома и менее.

Ниже приведена табл. 24.2 с техническими характеристиками универсального измерительного моста типа Р-329.

Таблица 24.2

Технические характеристики универсального измерительного моста типа Р-329

Предел измерения, Ом	Класс точности	Вид схемы
10^{-6} … 10^{-5}	1,5	Двойной мост (шестиплечий)
10^{-5} … 10^{-4}	1,0	
10^{-4} … 10^{-3}	0,5	
10^{-3} … 100	0,05	
50 … 10^{5}	0,05	Одинарный мост (четырехплечий)
10^{5} … 1,1 • 10^{6}	0,5	

В заключение данного параграфа учебного пособия следует отметить, что заметные погрешности при измерении малых сопротивлений могут быть вызваны паразитными ЭДС, возникающими в местах контакта проводов из-за неоднородности материала последних (контактные ЭДС). Кроме того, при отличии температур различных частей измерительной схемы возникает термоЭДС. Во многих случаях влияния контактных и термоЭДС можно в значительной мере исключить, проводя измерение два раза при различных полярностях измерения питания. При этом паразитные ЭДС при одной полярности питающего напряжения суммируются с полезными сигналами, а при другой полярности – вычитаются из них. В качестве результата (при двух измерениях) принимается среднее арифметическое значение по результатам обоих измерений.

24.3. Измерение средних сопротивлений

Для измерения средних сопротивлений могут быть использованы уже рассмотренные методы: метод вольтметра и амперметра, метод сравнения и метод с использованием мостовых измерительных схем. Так как эти методы уже описаны выше, в данном параграфе учебного пособия они не рассматриваются.

Средние сопротивления наиболее часто встречаются на практике, в силу чего разработано большое количество методов, часть из которых будет рассмотрена ниже.

Метод одного амперметра

При использовании одного амперметра измеряемое сопротивление может включаться последовательно с амперметром («последовательный» омметр) и параллельно к амперметру («параллельный омметр).

Схема «последовательного» омметра приведена на рис. 24.6.

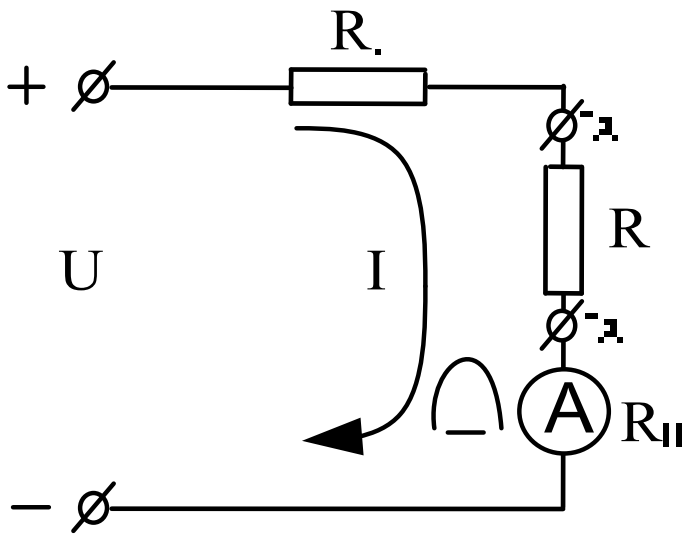


Рис. 24.6. Схема «последовательного» омметра:
R – измеряемое сопротивление; R_1 – добавочное (известное) сопротивление; R_0 – внутреннее сопротивление амперметра; A – амперметр магнитоэлектрической системы; U – напряжение питания; I – ток в схеме; "x" – x-зажимы, к которым подключается измеряемое сопротивление

Измерительный прибор, использованный в схеме на рис. 24.6, обозначен как амперметр. В действительности токи в цепи составляют тысячные и десятитысячные доли амперметра. Т. е. фактически используются миллиамперметры и микроамперметры магнитоэлектрической системы.

Показания прибора по схеме рис. 24.6 определяются следующими соотношениями:

$$\alpha = KI,$$

$$I = \frac{U}{R_0 + R_1 + R},$$

$$\alpha = KU\frac{1}{R_0 + R_1 + R}, \qquad (24.22)$$

где α – показание прибора;

K – коэффициент, характеризирующий чувствительность прибора;

U, R_0, R_1, R – определены выше.

Из выражения (24.22) следует, что показания прибора α обратно пропорциональны измеряемому сопротивлению R. Зависимость $\alpha = f(R)$ приведена на рис. 24.7.

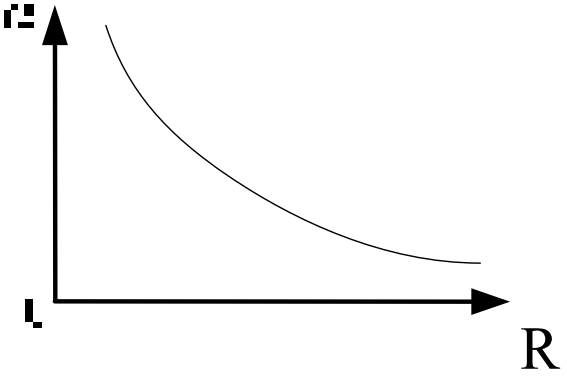


Рис. 24.7. График зависимости $\alpha = f(R)$ для «последовательного» омметра

Пример шкалы «последовательного» омметра приведен на рис. 24.8.

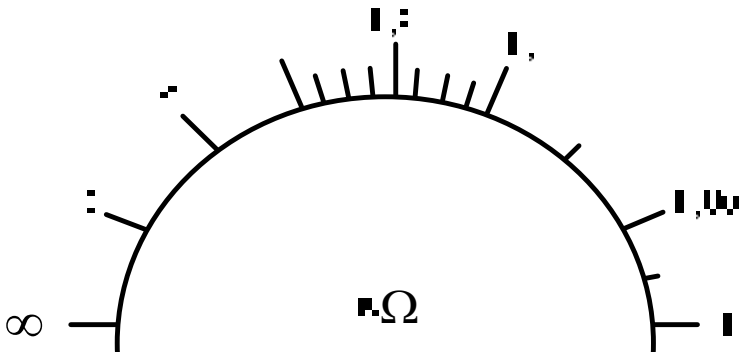


Рис. 24.8. Пример шкалы «последовательного» омметра

Выражение (24.22) и рис. 24.7 свидетельствуют, что при измеряемом сопротивлении $R = 0$ $\alpha = \alpha_{max}$; при $R \to \infty$ $\alpha \to 0$. Следует также отметить, что шкала рассматриваемого омметра градируется в единицах сопротивления, нелинейна и имеет ноль справа. «Последовательные» омметры используются, как правило, для измерения сравнительно больших сопротивлений (тысячи и миллионы ом). Соответственно на шкалу прибора наносятся единицы измерений “kΩ” (как на рис. 24.8) или “MΩ”.

Схема «параллельного» омметра приведена на рис. 24.9.

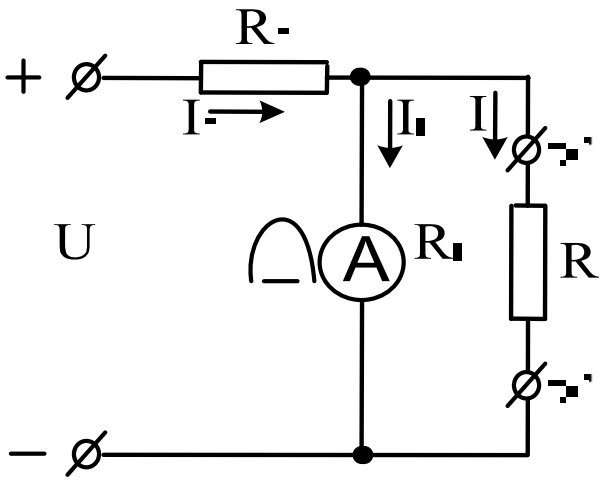


Рис. 24.9. Схема «параллельного» омметра:
R – измеряемое сопротивление; R_0 – внутреннее сопротивление амперметра;
R_1 – добавочное (известное) сопротивление; A – амперметр магнитоэлектрической системы; U – напряжение питания; I – ток через измеряемое сопротивление;
I_0 – ток через амперметр

Аналогично «последовательным» омметрам в цепях «параллельных» омметров протекают небольшие токи (миллиамперы и микроамперы), так что использование в схеме рис. 24.9 амперметра является несколько условным и применено для общности рассуждений.

Показания прибора по схеме рис. 24.9 определяются следующими соотношениями:

$$\alpha = kI_0$$

$$I_0 = \frac{U - I_1 R_1}{R_0},$$

$$I_1 = \frac{U}{R_1 + R_2},$$

$$R_2 = \frac{R_0 R}{R_0 + R_1},$$

$$\alpha = U \frac{kR}{R_1 R_0 + R(R_1 + R_0)}, \qquad (24.23)$$

где α – показание прибора;

k – коэффициент, характеризирующий чувствительность прибора;

U, R, R_0, R_1 – определены выше.

Из выражения (24.23) следует, что показания прибора α пропорциональны измеряемому сопротивлению R. Зависимость $\alpha = f(R)$ для рассматриваемого случая приведена на рис. 24.10.

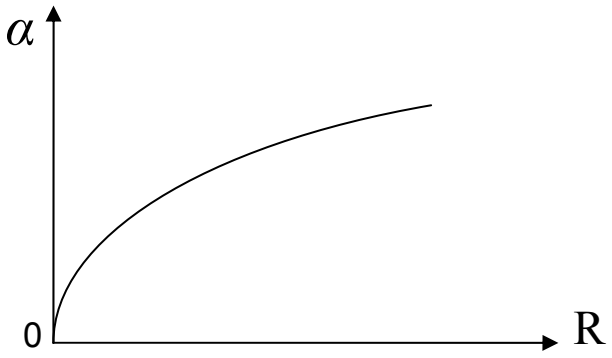


Рис. 24.10. График зависимости $\alpha = f(R)$ для «параллельного» омметра

Выражение (24.23) и рис. 24.10 свидетельствуют, что при значении измеряемого сопротивления, равном нулю, $\alpha = 0$, а при $R \to \infty$ $\alpha \to \alpha_{max}$. Шкала рассматриваемого омметра нелинейна и имеет ноль слева (рис. 24.11). Градуируется шкала в единицах сопротивления.

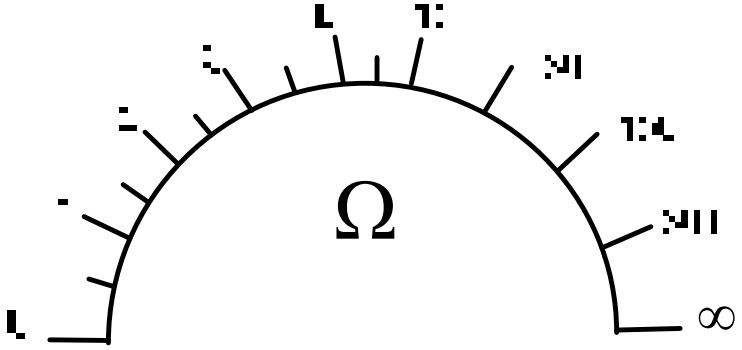


Рис. 24.11. Пример шкалы «параллельного» омметра

«Параллельные» омметры используются, как правило, для измерения сравнительно небольших сопротивлений (обычно это единицы, десятки и сотни ом). При больших значениях измеряемого сопротивления R (по сравнению с сопротивлением амперметра R_0) относительно значительные изменения R вызывают малое изменение показания прибора.

Метод одного вольтметра

Схема устройства, реализующего измерение сопротивления методом одного вольтметра, приведена на рис. 24.12. На этом рисунке приняты следующие обозначения:

U – напряжение питания;

V – вольтметр;

П – переключатель;

R – измеряемое сопротивление;

R_V – внутреннее сопротивление вольтметра;

I_1, I_2 – токи, протекающие в схеме при 1-м и 2-м положениях переключателя П.

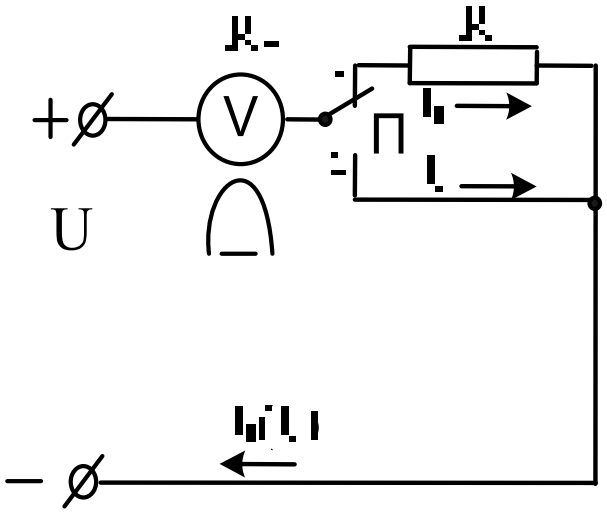


Рис. 24.12. Схема устройства при измерении сопротивления методом одного вольтметра

Показания прибора по схеме рис. 24.12 определяются нижеследующими соотношениями.

При переводе переключателя П в положение «1» ток в цепи I_1 будет иметь значение

$$I_1 = \frac{U}{R_V + R}. \tag{24.24}$$

Показание вольтметра α_1 в этом случае запишется в виде

$$\alpha_1 = kI_1 = k\frac{U}{R_V + R} \tag{24.25}$$

где k – коэффициент, характеризирующий чувствительность вольтметра.

При переводе переключателя П в положение «2» значение тока I_2 будет следующим:

$$I_2 = \frac{U}{R_V}. \tag{24.26}$$

Показание вольтметра α_2 в этом случае запишется в виде

$$\alpha_2 = kI_2 = k\frac{U}{R_\text{V}}. \tag{24.27}$$

Решая уравнения (24.25) и (24.27) относительно U, получим

$$U = \frac{\alpha_1(R_\text{V} + R)}{k}, \tag{24.28}$$

$$U = \frac{\alpha_2 R_\text{V}}{k}. \tag{24.29}$$

Приравнивая правые части равенств (24.28) и (24.29) и сокращая на k, получим

$$\alpha_1 = \left(R_\text{V} + R\right) = \alpha_2 R_\text{V}. \tag{24.30}$$

Решая соотношение (24.30) относительно R, окончательно получим соотношение

$$R = R_V \frac{\alpha_2 - \alpha_1}{\alpha_1}, \tag{24.31}$$

где R – измеряемое сопротивление;

R_V – сопротивление вольтметра;

α_1 – показание вольтметра при переводе переключателя П в положение «1»;

α_2 – показание вольтметра при переводе переключателя П в положение «2».

Соотношение (24.31) правомерно, если напряжение питания U стабильно и не изменяется в ходе эксперимента по измерению искомого сопротивления.

Метод замещения

Схема устройства для измерения сопротивления методом замещения приведена на рис. 24.13, где приняты следующие обозначения:

U – напряжение питания;

И – измеритель;

К – ключ;

R – измеряемое сопротивление;

R_0 – магазин сопротивлений;

I_1, I_2 – токи в схеме (направление токов зависит от полярности напряжения питания);

R_g – добавочное сопротивление (ограничивает ток в цепи измерителя и при малых R).

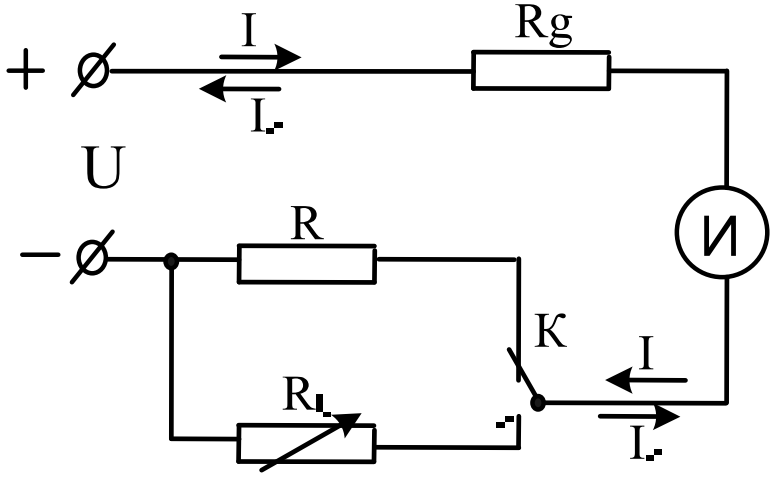


Рис. 24.13. Схема устройства для измерения сопротивления методом замещения

В качества измерителя «И» может быть использован миллиамперметр или вольтметр (миллиамперметр используется, если $R > 1$ кОм, и используется вольтметр, если измеряемое сопротивление $R < 1$ кОм).

Для проведения измерения сопротивления методом замещения необходимо выполнить нижеследующие операции.

Перевести ключ К в положение «1» и зафиксировать показания измерителя И при заданном напряжении питания U и заданном добавочном сопротивлении R_g.

Не меняя напряжение питания U и сопротивление R_g, перевести ключ К в положение «2». Изменяя сопротивление R_0, установить показание измерителя И

то же самое, что было в первом случае (при положении ключа К в позиции «1»).

При выполнении указанных условий измеряемое сопротивление R будет равно установленному сопротивлению R_0. Напомним, что R_0 представляет собой магазин сопротивлений, что позволяет набирать и удобно считывать набранные значения в широком диапазоне измерений. Например, магазин сопротивлений типа Р-33 позволяет набирать сопротивления от 0 до 99 999,9 Ом с шагом 0,1 Ом.

Измерение искомого сопротивления повторяется при смене полярности напряжения питания. Это делается с целью исключить влияние на результат контактных ЭДС и термоЭДС.

За результат измерения принимается среднее арифметическое значение по результатам двух экспериментов с разной полярностью напряжения питающего устройство источника питания.

Отметим, что добавочное сопротивление R_g необходимо при использовании в качестве измерителя И миллиамперметра и не требуется при использовании в качестве измерителя вольтметра.

24.4. Измерение больших сопротивлений

При измерении больших и особенно сверхбольших сопротивлений (например, сопротивление изоляционных материалов) необходимо считаться с тем, что сопротивление изоляции соединительных проводов соизмеримо с искомым сопротивлением. Для исключения больших погрешностей, возникающих из-за этого обстоятельства, в измерительные схемы вводят специальные «охранные кольца» и используются специфические методы измерений.

Наибольшее распространение для измерения больших сопротивлений получил метод вольтметра и амперметра, уже рассмотренный в п. 24.1 учебного пособия.

При измерении больших сопротивлений различают метод измерения объемных и метод измерения поверхностных сопротивлений. Рассмотрим оба метода более детально.

Измерение объемных сопротивлений

Схема устройства для измерения объемного сопротивления приведена на рис. 24.14.

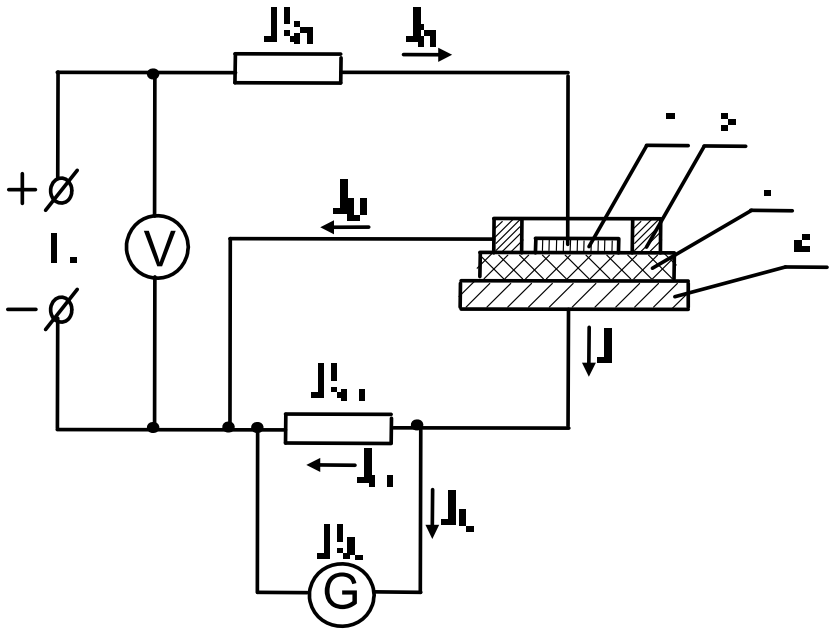


Рис. 24.14. Схема устройства для измерения объемного сопротивления:
1, 4 – контактные пластины; 2 – охранное кольцо; 3 – исследуемый образец;
U – напряжение источника питания; V – вольтметр; $R_а$ – защитное сопротивление;
$R_ш$ – сопротивление шунта; G – гальванометр; $R_о$ – внутреннее сопротивление гальванометра

Плоский образец изоляционного материала 3, объемное сопротивление которого измеряется, помещается между двумя металлическими (обычно – медными) электродами 1 и 4 (см. рис. 24.14).

К поверхности образца, на которой расположен электрод 1, прижат третий металлический электрод 2, выполненный в виде кольца («охранное кольцо»). Этот электрод («охранное кольцо») соединен с источником питания, как показано на рис. 24.13. Таким образом, через гальванометр G (вместе с шунтом $R_ш$) протекает тот же ток I, что и через измеряемое сопротивление. Отметим, что $I = I_а – I_в$ и что гальванометр градуируется вместе с шунтом и его показания соответствуют измеряемому току I. Шунт к гальванометру предусмотрен в связи с тем, что измеряемые сопротивления и соответственно ток I могут изме-

няться в широких пределах. Наличие шунта позволяет расширить диапазон измерения гальванометра, что расширяет возможности устройства в целом.

Защитное сопротивление R_a, предусмотренное в схеме, защищает устройство от возможных коротких замыканий. Обычно сопротивление R_a = 1 МОм. А поскольку устройство предназначено для измерения очень больших объемных сопротивлений, достигающих значений (10^{13}–10^{14}) Ом, то погрешность от введения в схему сопротивления R_a мала и практического значения не имеет.

Искомое объемное сопротивление образца определяется по закону Ома:

$$R = \frac{U}{I}, \tag{24.32}$$

где R – искомое объемное сопротивление исследуемого образца 3 (см. рис. 24.14);

U – показание вольтметра V;

I – показание гальванометра G.

Выражение (24.32) правомерно, если гальванометр проградуирован совместно с шунтом. В этом случае искомое объемное сопротивление исследуемого образца будет определяться соотношением

$$R = n\frac{U}{I_0}, \tag{24.33}$$

где n – коэффициент шунтирования, зависящий от значения сопротивлений $R_ш$ и R_0 (см. п. 22.2 учебного пособия);

I_0 – ток через гальванометр;

R, U – определены выше.

Измеритель G должен обеспечить измерение малых токов, значения которых могут быть не более 10^{-6}–10^{-9} А.

Использование в качестве G нормальных гальванометров магнитоэлектрической системы позволяет измерять объемные сопротивления R от 10^{14} Ом; использование баллистических гальванометров позволяет измерять значения R до 10^{16} Ом; использование в качестве измерителей электронных приборов позволяет повысить верхний предел измерения до 10^{17} Ом.

Измерение поверхностных сопротивлений

Схема устройства для измерения поверхностного сопротивления приведена на рис. 24.15.

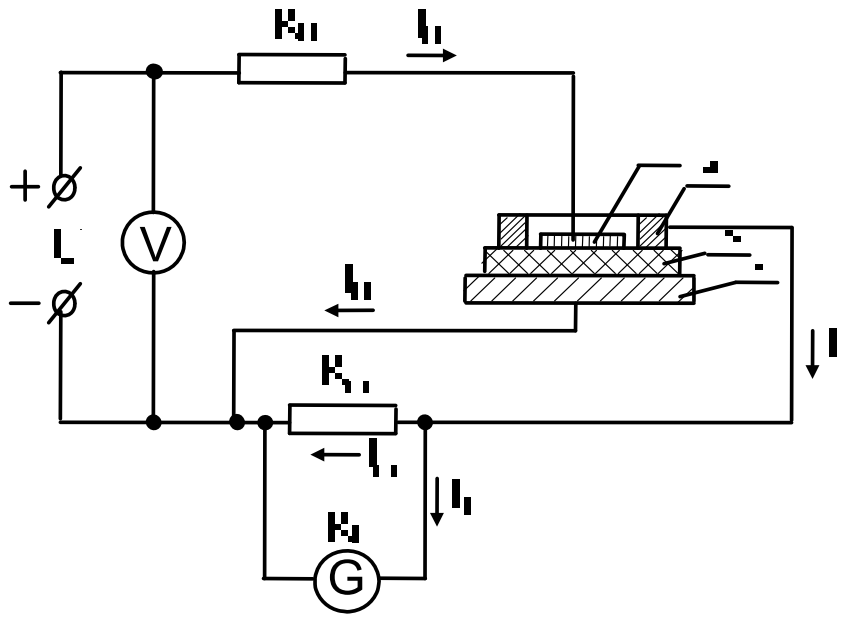


Рис. 24.15. Схема устройства для измерения поверхностного сопротивления:
1, 4 – контактные пластины; 2 – кольцевой электрод; 3 – исследуемый образец;
U – напряжение источника питания; V – вольтметр; $R_а$ – защитное сопротивление;
$R_ш$ – сопротивление шунта; G – гальванометр; R_0 – сопротивление гальванометра

Плоский образец изоляционного материала 3, поверхностное сопротивление которого измеряется, помещается между двумя металлическими электродами 1 и 4. К поверхности образца, на которой расположен электрод 1, прижат третий металлический электрод 2, выполненный в виде кольца. Как видно из схемы (см. рис. 24.15), через гальванометр G протекает ток I, идущий от электрода 1 к кольцевому электроду 2 по поверхности исследуемого образца, тогда как ток $I_в$, протекающий от электрода 1 к электроду 4 через толщу образца, минует цепь гальванометра. Поэтому отношение напряжения U к току I равно сопротивлению части поверхности образца, заключенной между электродом 1 и кольцом 2, т. е.

$$R = \frac{U}{I}, \tag{24.34}$$

где R – искомое поверхностное сопротивление исследуемого образца;

U, I – определены выше.

Сведения о подключении и градуировке гальванометра, а также о требованиях к чувствительности гальванометра уже приведены в пункте «Измерения объемных сопротивлений». Эти сведения целиком правомерны для рассматриваемого случая (при измерении поверхностного сопротивления) и, в силу этого, в данном пункте не рассматриваются.

Примеры стандартных приборов для измерения сопротивлений (малых, средних и больших), выпускаемых промышленностью, приведены в прил. 5 (см. табл. П. 5.1, П. 5.2 и П. 5.3).

Технические характеристики тераомметра типа Е6-14, рассматриваемые в качестве примера, приведены в табл. 24.3.

Таблица 24.3

Основные технические характеристики тераомметра типа Е6-14

Измеряемая величина	**Диапазон измерений, Ом**	**Допускаемая погрешность измерения**	**Габариты, мм Масса, кг**
Сопротивление постоянному току	$10^{17}…10^{17}$	± (4–10) % длины рабочей части шкалы	Прибора 320×210×295; Измерительной камеры 380×240×345; 14 (с измерительной камерой)

В данном пункте учебного пособия рассмотрена только часть методов, используемых для измерения сопротивлений (как малых, так и средних, и больших). Дополнительные сведения по методам измерения сопротивления можно найти в литературе, приведенной в библиографическом списке [1; 2; 5–7; 9; 36].

25. ИЗМЕРЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ

25.1. Общие положения

Температура характеризует тепловое состояние вещества. Оно определяется кинетической энергией поступательного движения молекул. Чем больше кинетическая энергия молекул, тем выше температура.

Верхний предел температуры пока не установлен. Примеры высоких температур: температура поверхности Солнца – примерно 6 000 °С; температура внутри Солнца – около $20 \cdot 10^6$ °С; еще более высокие температуры имеют белые и голубые звезды-карлики.

Нижний предел температуры соответствует такому состоянию вещества, при котором прекращается поступательное движение молекул. Это происходит при температуре, равной абсолютному нулю: 0 К или –273,15 °С. Абсолютный нуль – величина расчетная. Экспериментально достигнутая минимальная температура отличается от абсолютного нуля на сотые доли градуса.

Непосредственно воспринимать температуру человек может лишь качественно (холодно, тепло, горячо).

Для количественной оценки температуры необходимы технические средства. Технические средства преобразуют температуру с помощью термометрических тел к виду, удобному для восприятия человеком (в дальнейшем – оператором). Например, температура может преобразовываться в длину столбика ртути (ртутные термометры), в электрическое сопротивление (измерители температуры на основе термосопротивлений ТС), в термоЭДС (измерители температуры на основе термопар ТП) и т. д. Отметим, что электрическое сопротивление и термоЭДС не могут быть восприняты оператором непосредственно. Преобразователи ТС и ТП подключаются к вторичным приборам, с которых и производится отсчет показаний.

Для количественной характеристики теплового состояния вещества введены температурные шкалы. В настоящее время нашли практическое применение четыре шкалы: шкала Фаренгейта (используется в США), шкала Реомюра

(используется в Западной Европе); шкала Кельвина (используется в научных исследованиях); шкала Цельсия (используется в большинстве стран, в том числе и в России, как практическая шкала).

Рассмотрим перечисленные температурные шкалы. В 1715 г. немецкий физик Г.Д. Фаренгейт изготовил ртутный термометр и предложил температурную шкалу, получившую в дальнейшем наименование «шкала Фаренгейта» и градуируемую в градусах Фаренгейта (°F). За градус Фаренгейта была принята температура смеси: лед + соль + нашатырь; температура тающего льда принята за +32 °F; температура кипящей воды принята за +212 °F. Температурный интервал от тающего льда до кипящей воды разделен на 180 частей, и 1/180 часть этого интервала принята за 1 °F.

В 1730 г. французский естествоиспытатель Р.А. Реомюр изготовил спиртовой термометр и предложил свою температурную шкалу, получившую в дальнейшем наименование «шкала Реомюра», которая градуируется в «градусах Реомюра» (°R). Реомюр предложил разделить температурный интервал от температуры тающего льда (принятого за 0 °R) до температуры кипящей воды (принятой за +80 °R) на 80 частей. 1/80 часть этого интервала принята за 1°R.

В 1742 г. шведский физик и астроном Цельсий предложил стоградусную температурную шкалу, получившую в дальнейшем наименование «шкала Цельсия». Цельсий предложил разделить температурный интервал от температуры тающего льда (принятой за 0 °C) до температуры кипящей воды (принятой за 100 °C) на 100 частей. 1/100 часть этого интервала принята за 1 °C.

Отметим, что температура тающего льда и температура кипящей воды соответствует нормальному атмосферному давлению (равному 760 мм рт. ст.).

В 1848 г. английский физик лорд Кельвин (до присвоения почетного титула лорда имел имя Уильям Томсон) ввел понятие абсолютного температурного нуля и предложил абсолютную температурную шкалу, получившую в дальнейшем наименование «шкала Кельвина» или «абсолютная термодинамическая шкала». Единица измерения абсолютной температурной шкалы до 1967 г. именовалась «градус Кельвина» и обозначалась – 1°К. После 1967 г. единица изме-

рения абсолютной температурной шкалы стала именоваться «Кельвин» и обозначаться 1 К.

Основные реперные точки абсолютной температурной шкалы:

0 К – абсолютный ноль (–273,15 °С);

273,15 К – температура тающего льда (0 °С) при атмосферном давлении 760 мм рт. ст.;

373,15 К – температура кипящей воды (100 °С) при атмосферном давлении 760 мм рт. ст.

Искомые значения, выраженные в единицах разных температурных шкал, связаны между собой соотношением

$$\theta_1\,^0\mathrm{C} = \frac{5}{4}\theta_2\,^0R = \frac{5}{9}(\theta_3 - 32)\,^0\mathrm{F} = (T - 273{,}15)\ \mathrm{K}, \qquad (25.1)$$

где θ_1, θ_2, θ_3 – значения температуры, выраженные (соответственно) в единицах шкал Цельсия, Реомюра, Фаренгейта;

T – значение термодинамической температуры, выраженное в единицах шкалы Кельвина.

Международная система единиц (СИ), узаконенная на территории Российской Федерации государственным стандартом ГОСТ 8.417–202 [116], использует в качестве основной единицы термодинамическую температуру. Кроме термодинамической температуры, допускается применять температуру Цельсия. Термодинамическую температуру, как уже отмечалось, выражают в кельвинах, температуру Цельсия – в градусах Цельсия. По размеру градус Цельсия равен кельвину (1 К = 1°С).

Использование температурных шкал Фаренгейта и Реомюра и соответственно выражение температуры в градусах Фаренгейта и Реомюра государственным стандартом [49] не предусмотрено.

В п. 1.4.2 учебного пособия приведено определение единицы измерения кельвин (см. табл. 1.1). Приведем это определение еще раз:

«Кельвин есть единица термодинамической температуры, равная 1/273,16 части термодинамической температуры тройной точки воды».

Тройная точка воды – это равновесное состояние трех фаз вещества: твердой, жидкой и газообразной (рис. 25.1, точка «А»).

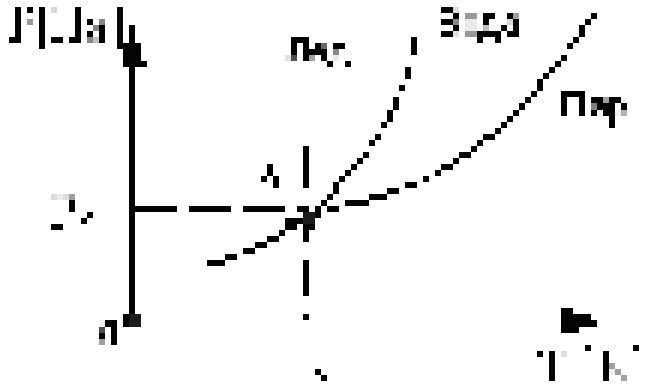


Рис. 25.1. Зависимость P = f(T) для воды:
P – давление; *T* – температура; *A* – тройная точка воды.

Температура тройной точки (точки одновременного сосуществования льда, воды и пара) T_A = +0,01 °С (273,16 К) при давлении P_A = 4,58 мм рт. ст. (610,6 Па).

Эталон для воспроизведения единицы температуры Кельвина хранится в ФГУП «ВНИИМ им. Д.И. Менделеева» (эталон описан в учебных пособиях [3; 153; 154]).

Особенность температуры состоит в том, что она является неаддитивной физической величиной. Поэтому, если для измерения, например, длины, массы и других аддитивных величин можно ограничиться одним эталоном (эталоном метра, килограмма и др.), то для температуры воспроизведения одной эталонной точки недостаточно. Измерение температуры требует точного воспроизведения многих температурных точек, совокупность которых образует температурную шкалу. Температуры, определяемые по этой шкале, должны максимально совпадать с термодинамической шкалой Кельвина. Сформулированным требованием отвечает Международная температурная шкала 1990 г. (МТШ-90). При этом основной реперной точкой шкалы остается кельвин (К), воспроизводимый в тройной точке воды. Эталон, воспроизводящий размер кельвина, был и остается «держателем» единицы температуры.

В табл. 25.1 приведены основные «приписанные» Международным комитетом по мерам и весам значения температур фазового равновесия веществ и материалов. Все значения температуры фазового равновесия даны для нормального атмосферного давления (P = 101 325 Па).

Таблица 25.1

Основные реперные точки по МТШ-90

Состояние фазового равновесия	**Значения по МТШ-90**	
	T_{90}, К	**t_{90},°С**
Давление насыщенных паров гелия	0,65…5	–272,50…–268,15
Тройная точка водорода	13,803	–259,346
Точка кипения водорода	20,280	–252,870
Тройная точка аргона	83,805	–189,344
Тройная точка ртути	234,315	–38,834
Тройная точка воды	273,16	+0,01
Точка кипения воды	373,15	100
Точка плавления индия	429,748	156,598
Точка плавления скандия	505,078	231,928
Точка плавления цинка	692,677	419,527
Точка плавления алюминия	933,473	660,323
Точка плавления серебра	1234,93	961,78
Точка плавления золота	1337,33	1064,18
Точка плавления меди	1357,77	1084,62

МТШ-90 охватывает область от 0,65 К до наивысшей температуры, практически доступной измерению в соответствии с законом излучения Планка (для монохроматического излучения). Приписанные значения температуры МТШ-90 обозначаются символом T_{90} при выражении температуры в кельвинах и символом t_{90} при выражении температуры в градусах Цельсия.

В соответствии с реперными точками, приведенными в табл. 25.1, созданы соответствующие эталоны для температур, лежащих выше и ниже температур тройной точки воды.

Измерение температуры может проводиться контактными и бесконтактными методами. При контактном методе измерения температуры измерители

температуры непосредственно контактируют со средой, температура которой измеряется. Приборы для контактного измерения температуры называются *термометрами*.

При бесконтактном измерении температуры измерители непосредственно со средой, температура которой измеряется, не контактируют. Измерение в этом случае осуществляется дистанционно. Приборы для бесконтактного (дистанционного) измерения температуры принято называть *пирометрами*.

25.2. Термометры

Термометрами принято называть приборы, используемые для контактного измерения температуры. Наибольшее распространение получили средства измерения температуры следующих типов:

1) жидкостные;
2) манометрические;
3) дилатометрические;
4) биметаллические;
5) электрические.

Электрические измерители температуры строятся на основе термочувствительных преобразователей (например, термосопротивлений или термопар), работающих совместно с вторичной аппаратурой. Термочувствительные преобразователи (датчики) и вторичная аппаратура уже рассмотрены выше и повторно в данном параграфе учебного пособия не приводятся.

Жидкостные термометры

На рис. 25.2 приведена одна из возможных конструкций жидкостного термометра.

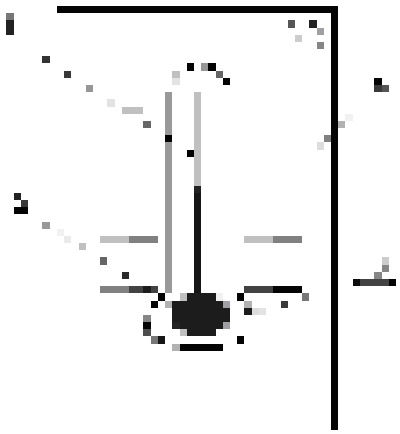


Рис. 25.2. Жидкостный термометр:
1 – капиллярная трубка; 2 – термометрическая
жидкость; 3 – баллон (резервуар); 4 – шкала

Термометрическая жидкость 2 заполняет баллон 3 и часть капиллярной трубки 1. Свободное пространство в капилляре заполняется инертным газом под давлением или из него выкачивается воздух. Об измеряемой температуре судят по высоте жидкости в капилляре. Отсчет показаний производится по шкале 4. Шкала может быть нанесена на капилляр или может быть приложена к капиллярной трубке (как показано на приводимом рисунке).

Термометры с нанесенной на капилляр шкалой называются термометрами типа А («палочными»), а при отдельной прикладной шкале – типа Б (с вложенной шкальной пластиной).

Термометрические жидкости, используемые в жидкостных термометрах, и их основные характеристики приведены в табл. 25.2. Максимальная измеряемая температура приведена для двух случаев: свободное пространство над термометрической жидкостью в капиллярной трубке заполнено инертным газом под давлением от 5 до 7 МПа (обозначено 5–7 МПа) и из свободного пространства над жидкостью откачен воздух (обозначено 0 МПа).

Таблица 25.2

Основные характеристики термометрических жидкостей

Термометрическая жидкость	Измеряемая температура, °С		
	Минимальная	Максимальная	
		0 МПа	5–7 МПа
Ртуть	–35	350	900
Подкрашенный спирт	–100	+45	+79
Толуол	–90	+90	+111
Пентан технический	–200	+25	+36
Подкрашенный эфир	–100	+20	+35

Жидкостные термометры выпускаются трех разновидностей: промышленные (основные обозначения «ТП»); лабораторные («ТЛ»); образцовые («ТО»).

Промышленные термометры имеют шкалы с ценой деления от 0,5 до 10 °С и позволяют проводить измерение температуры с погрешностью от 0,5 до 10 °С.

Лабораторные термометры имеют цену деления шкалы от 0,2 до 2 °С и погрешность от 0,2 до 2 °С.

Образцовые термометры имеют цену деления шкалы от 0,01 до 0,1 °С и погрешность от 0,015 до 0,1 °С.

В качестве примера в прил. 12 приведены технические характеристики нескольких типов промышленных, лабораторных и одного образцового термометров.

Показания жидкостного термометра зависят не только от температуры баллона (резервуара), но и от температуры столбика жидкости в капилляре. Образцовые термометры и некоторые лабораторные градуируются при полном погружении термометра в измеряемую среду до отсчитываемой температурной отметки. Если глубина погружения термометра не соответствует условиям градуировки, то появляется дополнительная погрешность, что необходимо учитывать.

Промышленные (называемые иногда «технические») и часть лабораторных термометров градуируются при частичном погружении на определенную глубину. Глубина погружения нормируется (см. прил. 12) и, как правило, приводится в паспортных данных конкретных типов термометров.

Для защиты от механических повреждений промышленные (технические) термометры часто помещают в защитную арматуру. Для удобства наблюдения сами термометры и защитная арматура к ним выпускаются прямыми и угловыми.

Выпускаются также ртутные электроконтактные термометры, предназначенные для сигнализации или поддержания заданной температуры. Термометры выпускаются с заданными постоянными контактами (ТЗК) или с подвижным контактом (ТПК). Кроме электроконтактных термометров, выпускаются бесшкальные термоконтакторы, которые настроены на определенные температуры замыкания электрических контактов. Дополнительные сведения по жидкостным термометрам и их паспортным данным можно найти в литературе [3; 32; 38].

Манометрические термометры

Схема манометрического термометра приведена на рис. 25.3.

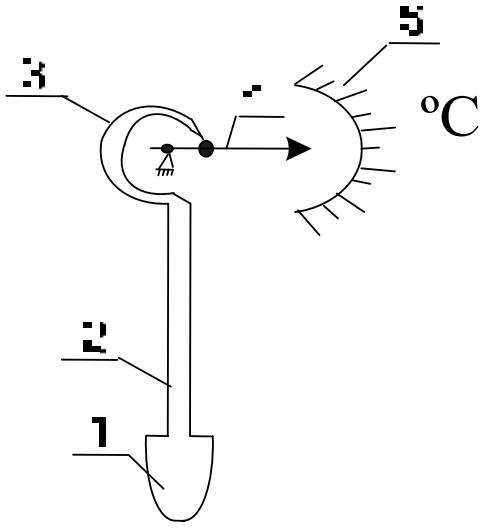


Рис. 25.3. Схема манометрического термометра:
1 – термометрический баллон; 2 – капиллярная трубка; 3 – трубчатая пружина (деформационный манометрический преобразователь); 4 – стрелка прибора; 5 – шкала, проградуированная в градусах Цельсия

Принцип действия манометрических термометров основан на изменении давления рабочего вещества в замкнутом объеме в зависимости от температуры чувствительного элемента (термометрического баллона).

Основными частями манометрических термометров являются термобаллон (чувствительный элемент), капиллярная трубка и трубчатая пружина (деформационный манометрический преобразователь), связанная со стрелкой прибора.

Различают три типа манометрических термометров: газовые, жидкостные и конденсационные.

В газовых приборах термобаллон и вся система заполняются газом (азотом, гелием или каким-либо другим инертным газом).

В жидкостных приборах термобаллон и вся система заполняются термометрической жидкостью с большим коэффициентом теплового расширения (ртуть, керосин, лигроин и др.). Могут также использоваться термометрические жидкости, приведенные в табл. 25.2.

В конденсационных приборах термобаллон на 2/3 заполняется жидкостью, кипящей при низких температурах (фреон, ацетон, CO_2 и др.). Оставшаяся часть термобаллона и вся система (капилляр и трубчатая пружина) заполняются при этом парами этой жидкости.

Газовые и жидкостные приборы имеют линейную шкалу. У конденсационных приборов шкала нелинейна.

При нагреве термобаллона газ или жидкость, находящиеся в нем, нагреваются и в системе создается повышенное давление. Трубчатая пружина 3 (см. рис. 25.3) под действием повышенного давления разворачивается и перемещает стрелку 4 вдоль оцифрованной шкалы 5. При понижении измеряемой температуры и соответственно температуры термобаллона давление жидкости или газа понижается, трубчатая пружина 3 под действием упругих сил сворачивается и стрелка 4 перемещается в сторону малых температур на шкале 5.

В конденсационных приборах при нагреве термобаллона усиливается испарение рабочей жидкости, за счет чего повышается давление паров и трубчатая пружина 3 разворачивается.

При понижении температуры термобаллона пары жидкости конденсируются и их давление понижается, что приводит к сворачиванию трубчатой пружины 3 и соответствующему перемещению стрелки 4.

При разворачивании и сворачивании трубчатой пружины развиваются значительные усилия, что позволяет нагружать подвижную часть манометрических термометров не только указательной стрелкой, но и электрическими контактами.

Газовые манометрические термометры выпускаются на температуры от -200 °С до +600 °С с классом точности (1,0–1,5).

Жидкостные приборы выпускаются на температуры от –50 °С до +600 °С класса точности (1,5–2,5).

Конденсационные приборы выпускаются на температуры от 0 °С до +400 °С класса точности (1,5–2,5).

Капиллярная трубка 2 (см. рис. 25.3) для всех типов манометрических термометров имеет длину от 1–2 м до 20–25 м и даже более, что позволяет использовать эти приборы для дистанционных измерений температуры.

В качестве примера в прил. 13 приведены технические характеристики нескольких типов газовых, жидкостных и конденсационных манометрических термометров. Дополнительные сведения по рассмотренным приборам можно найти в литературе [3; 32; 38].

Дилатометрические термометры

Схема дилатометрического термометра приведена на рис. 25.4.

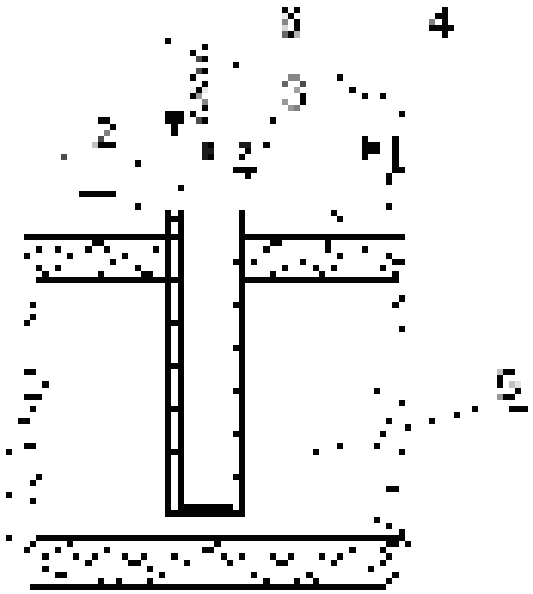


Рис. 25.4. Схема дилатометрического термометра:
1 – термочувствительный стакан; 2 – шток; 3 – стрелка; 4 – шкала;
5 – исследуемая среда; 6 – пружина (прижимает шток ко дну стакана)

Термометрический стакан 1 и шток 2 изготовляются из материалов, имеющих различные коэффициенты линейного температурного расширения α_1 и α_2. Обычно стакан изготовляют из алюминия ($\alpha_1 = 23 \cdot 10^{-6}$ К$^{-1}$), а шток – из инвара (железоникелевого сплава) ($\alpha_2 = 1 \cdot 10^{-6}$ К$^{-1}$). Таким образом, при изменении температуры исследуемой среды 5 длина стакана 1 изменяется значительно больше, чем длина штока 2. Шток прижимается пружиной 6 к дну стакана.

При увеличении температуры стакан удлиняется и шток (под действием пружины) вместе с концом стрелки, жестко скрепленной со штоком, перемещается вниз. При уменьшении температуры длина термометрического стакана уменьшается и шток (вместе с концом стрелки), преодолевая сопротивление пружины 6, перемещается вверх.

Стрелка 3 перемещается вдоль шкалы, проградуированной в градусах Цельсия, по которой и производится отсчет показаний.

При температурных деформациях стакана 1 развиваются значительные усилия, что позволяет нагружать подвижную часть прибора электрическими контактами и строить на его основе терморегуляторы.

Дилатометрические термометры работают в диапазоне температур от 0 °С до 1000 °С с погрешностью до ±5 %. Из-за большой погрешности дилатометрических устройств их редко используют в качестве термометров. Чаще их используют как терморегуляторы, термовыключатели и тепловые реле.

К достоинствам рассматриваемых устройств следует отнести их дешевизну, надежность и большие перестановочные усилия. Недостаток устройств – малая точность и большая инерционность.

Дополнительные сведения по дилатометрическим термометрам приведены в литературных источниках, представленных в библиографическом списке (см., например, [57]).

Биметаллические термометры

Схема биметаллического термометра приведена на рис. 25.5.

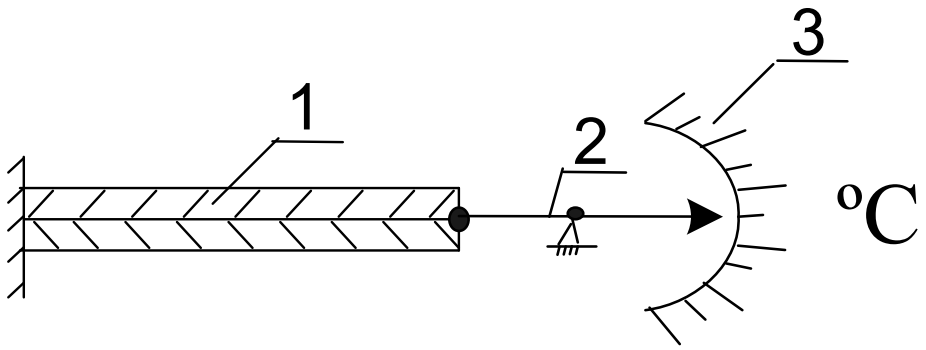


Рис. 25.5. Схема биметаллического термометра:
1 – двухслойная металлическая лента; 2 – стрелка (указатель); 3 – шкала

Биметаллические термометры состоят их двухслойных металлических лент (сваренных или спаянных между собой), образованных материалами с различными коэффициентами линейного температурного расширения. Наибольшее распространение получили латунь (сплав меди и цинка) и инвар (железоникелевый сплав).

При нагревании биметаллических элементов 1 происходит их деформация, которая используется для приведения в действие стрелки 2, перемещающейся вдоль оцифрованной шкалы 3.

Для плоской биметаллической пластины перемещение ее свободного конца при консольном закреплении:

$$x = S\Delta\theta \tag{25.2}$$

$$S = \frac{3(\alpha_1 - \alpha_2)l^2}{4h}, \tag{25.3}$$

где x – перемещение свободного конца биметаллической пластины;

S – чувствительность;

$\Delta\theta$ – приращение температуры;

α_1, α_2 – температурные коэффициенты линейного расширения сваренных (или спаянных) пластин;

l – общая длина пластин;

h – общая толщина пластин.

Биметаллические термометры используются в диапазоне температур от 0 до 500 °С. Погрешность измерения температуры такими термометрами велика и может достигать ±5 %. Из-за большой погрешности биметаллические устройства редко используют для измерения температуры. Чаще их применяют в качестве чувствительных элементов в терморегуляторах (например, в утюгах), а также в качестве элементов компенсации температурных погрешностей приборов. К достоинствам рассматриваемых устройств следует отнести их дешевизну, надежность и большие перестановочные усилия, что позволяет нагружать их сравнительно мощными электрическими контактами. К недостаткам следует отнести малую точность и большую инерционность.

В заключение отметим особенности измерения температуры контактным методом с использованием рассмотренных термометров.

Во всех термометрах чувствительный элемент (ЧЭ) соприкасается с контролируемой средой, температура которой измеряется. При этом температура ЧЭ (в идеале) должна совпадать с температурой среды. Совпадение этих температур зависит от многих факторов, в том числе от размеров, формы и материала ЧЭ и от условий передачи тепла от среды к ЧЭ.

Передача тепла может происходить путем конвекции, лучеиспускания и теплопроводности. Теплообмен путем конвекции имеет место при измерении температуры жидкостей и газов.

При измерении температуры твердых тел в основе передачи тепла лежит теплопроводность.

Очевидно, что для улучшения теплообмена между ЧЭ и средой необходимо увеличивать площадь их соприкосновения. При измерении температуры жидкости и газов к этому требованию добавляется необходимость увеличивать теплопередачу путем, например, увеличения скорости обтекания ЧЭ средой.

При изменении температуры исследуемой среды возникают динамические погрешности. Под динамической погрешностью понимают запаздывание в показаниях термометра, вызванное конечной скоростью передачи тепла от исследуемой среды к ЧЭ. Подробно этот вопрос рассмотрен в главе 10 учебного пособия, где рассматривается динамика термочувствительных датчиков, которые выступают в качестве ЧЭ соответствующего термометра.

Более детально с методами контактного измерения температуры и с используемыми при этом термометрами можно ознакомиться по литературным источникам [1; 2; 3; 8; 32; 33; 37; 38; 57–59].

25.3. Пирометры

Пирометрами называют приборы для бесконтактного измерения температуры. Работа пирометров основана на использовании энергии теплового излучения нагретых тел. Оно характеризуется распространением электромагнитных излучений, которые могут восприниматься другими телами. Электромагнитные излучения имеют широкий частотный спектр (от ультрафиолетового до инфракрасного). Пирометры используют все части спектра, но наибольшее распространение получили приборы, работающие в оптической (видимой) и инфракрасной частях спектра.

По принципу действия различают следующие типы пирометров:

1) оптические;
2) радиационные;
3) яркостные;
4) цветовые и некоторые другие.

Оптические пирометры работают в оптической (видимой) части спектра. В этих приборах интенсивность свечения исследуемого тела (температура которого измеряется) сравнивается с интенсивностью свечения нити лампы накаливания.

Радиационные пирометры основаны на измерении интенсивности интегрального (суммарного) излучения во всем спектре (от ультрафиолетового излучения до инфракрасного).

Яркостные пирометры основаны на измерении спектральной интенсивности излучения в определенной части спектра.

Цветовые пирометры основаны на измерении отношения спектральной интенсивности в двух частях спектра.

Ниже приводятся описания оптических и радиационных пирометров.

Оптические пирометры

Схема оптического пирометра приведена на рис. 25.6.

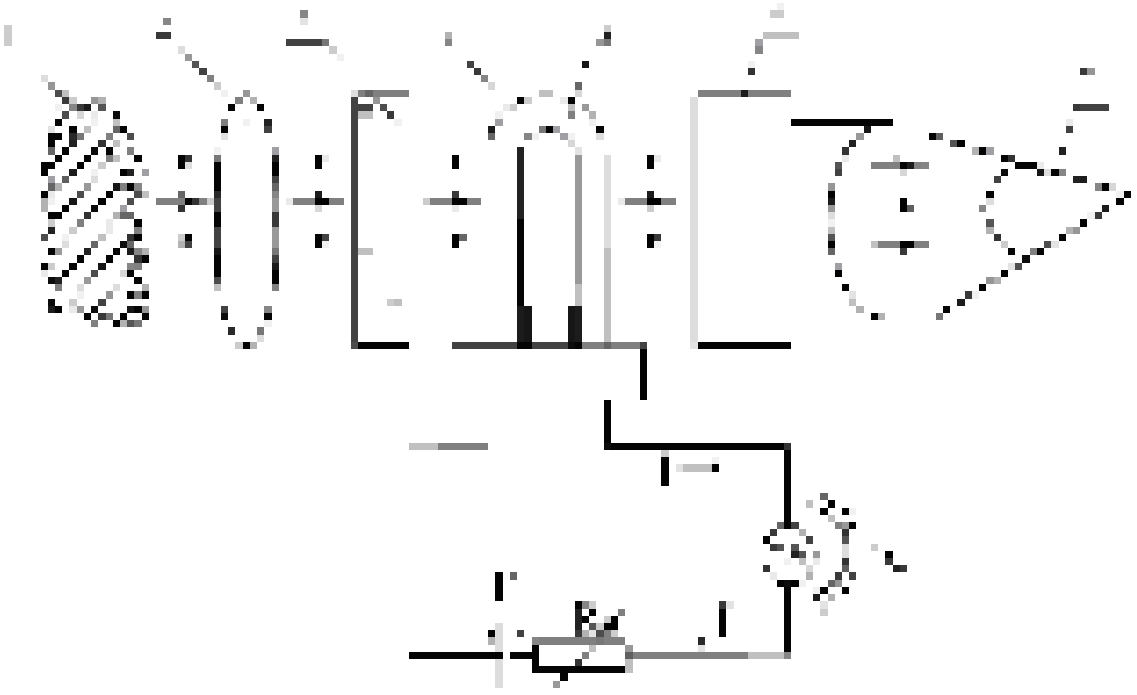


Рис. 25.6. Схема оптического пирометра:
1 – исследуемый объект, температура которого измеряется;
2 – оптическая система; 3 – светофильтр; 4 – термометрическая лампа;
5 – нить накаливания; 6 – окуляр; 7 – глаз оператора;
E – ЭДС источника питания; *R* – переменное сопротивление;
I – ток в цепи; mA – миллиамперметр, проградуированный в градусах Цельсия

Для проведения измерения оператор должен направить пирометр на исследуемый объект, температура которого измеряется. При этом оператор видит одну их трех картинок (рис. 25.7, *a*, рис. 25.7, *b*, рис. 25.7, *c*).

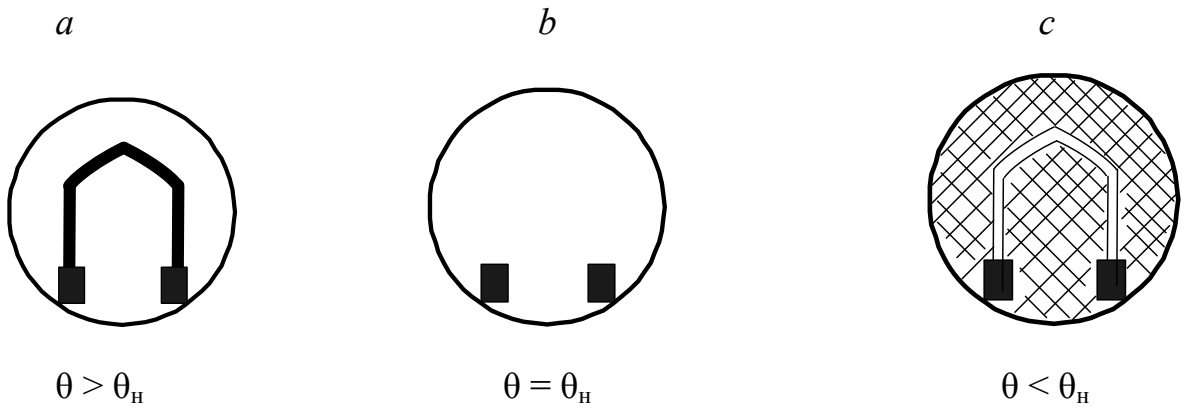


Рис. 25.7. Характерный вид «картинок» при проведении измерений:
$\theta_н$ – температура исследуемого тела; $\theta_н$ – температура нити накаливания;
a – измеряемая температура больше температуры нити накаливания термометрической лампы; *b* – измеряемая температура равна температуре нити накаливания термометрической лампы; *c* – измеряемая температура меньше температуры нити накаливания термометрической лампы

Если температура исследуемого тела 1 больше температуры нити накаливания 5 термометрической лампы 4, то оператор видит в окуляре 6 темную нить на светлом фоне (рис. 25.7, *a*). Яркость свечения нити регулируется переменным сопротивлением *R* (см. рис. 25.6). Оператор изменяет сопротивление *R* до тех пор, пока нить не сольется с фоном, который дает исследуемый объект (рис. 25.7, *b*). В этом случае температура нити накаливания равна температуре исследуемого объекта, что достигается при вполне определенном токе *I*, протекающем по нити накаливания и по миллиамперметру под воздействием ЭДС источника питания.

При измеряемой температуре меньшей температуры нити накаливания оператор видит в окуляре светлую нить на темном фоне (рис. 25.7, *c*). В этом случае с помощью переменного сопротивления *R* уменьшается ток *I* до тех пор, пока нить накаливания не сольется с фоном от объекта исследования.

Отсчет показаний проводится по миллиамперметру (mA), проградуированному в градусах Цельсия. Градуировка проводится по абсолютному черному телу, что приводит к дополнительным погрешностям из-за неполноты излуче-

ния реальных физических тел (излучения реальных физических тел меньше излучения абсолютно черного тела).

Нижний предел измерения оптических пирометров органичен порогом светимости тел при нагревании. Тела начинают светиться при температуре около 600 °С. При этой температуре появляется слабое малиновое свечение, которое трудно уловить и трудно сравнить со свечением нити накаливания. Во избежание значительных погрешностей нижний предел измерения выбирается больше порога светимости. Как правило, нижний предел измерения оптических пирометров равен 800 °С.

Нить термометрической лампы допустимо накаливать до определенной температуры (обычно не более 1400 °С). Для увеличения верхнего предела измеряемых температур в пирометр вводится светофильтр 3 (иногда – несколько светофильтров с разной оптической плотностью для уменьшения светимости исследуемого тела в определенное число раз).

Промышленность выпускает различные типы оптических пирометров, с разными пределами измерения. Например, известен оптический пирометр типа ОППИР-017 с диапазоном от 800 до 6000 °С. Диапазон измерения разбит на пять следующих поддиапазонов:

(800–1400) °С – 1-й поддиапазон измерений;

(1400–3000) °С – 2-й поддиапазон измерений;

(3000–4000) °С – 3-й поддиапазон измерений;

(4000–5000) °С – 4-й поддиапазон измерений;

(5000–6000) °С – 5-й поддиапазон измерений.

Измерения на 1-м поддиапазоне проводятся без светофильтра; измерения на 2-м поддиапазоне проводятся с использованием светофильтра Ф1; на 3-м поддиапазоне – со светофильтром Ф2; на 4-м поддиапазоне – со светофильтром Ф3 и на 5-м – со светофильтром Ф4. Погрешность измерения зависит от поддиапазона измерений и составляет от 1,0 до 2,0 %.

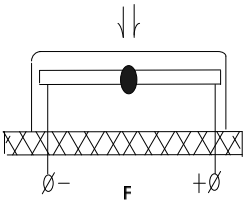
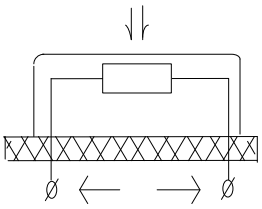
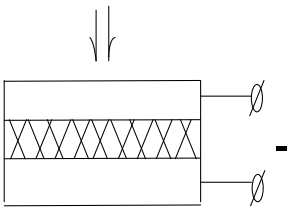
Описание и технические характеристики оптического пирометра «Проминь» приведены в прил. 14.

Радиационные пирометры суммарного излучения

Радиационные пирометры этого типа называют также пирометрами интегрального или полного излучения. Приемниками излучения в радиационных пирометрах суммарного излучения могут быть термобатареи (набор термопар); термосопротивления, в том числе полупроводниковые термисторы; пироэлектрические кристаллы (табл. 25.3). Приемники суммарного или полного излучения отличаются тем, что их спектральная чувствительность постоянна в широком диапазоне длин волн от дальней инфракрасной области до ближней ультрафиолетовой.

Таблица 25.3

Основные характеристики приемников суммарного (полного) излучения

Тип	**Термобатареи**	**Термосопротивления**	**Пироэлектрические приемники**
Принципиальная схема			
Инерционность, с	10^{-2}	10^{-3}	10^{-7}
Достоинства	Высокая временная стабильность	Большая чувствительность	Малая инерционность
Недостатки	Большая инерционность	Необходимость источника питания	Потеря работоспособности выше точки Кюри

Термобатареи выполняются на основе термопар, соединенных последовательно (до 20 термопар). Их горячие спаи располагаются на малом участке поверхности, на которой фокусируется излучение. Выходным параметром термобатареи является термоЭДС «±E».

Термосопротивления (полное наименование – «термопреобразователи сопротивления») изготавливаются из металлической фольги (обычно из материала пластины) либо из полупроводниковых материалов (термистов). В иностранной литературе термопреобразователи сопротивления (ТС) обычно назы-

вают *болометрами*. В отечественной технической литературе термин «болометр» иногда используется для обозначения полупроводниковых ТС. Выходным параметром ТС является активное сопротивление *R*.

Пироэлектрические приемники излучения – это кристаллы, в которых при изменении температуры появляется эффект спонтанной поляризации. Поэтому эти приемники излучения не требуют дополнительных источников питания. Пироэлектрические свойства проявляются в таких материалах, как монокристаллы триглицинсульфата и ниобата бария-стронция, монокристаллы и керамика титаната бария и некоторых других. При температуре выше точки Кюри поляризация исчезает. Для монокристаллов триглицинсульфата точка Кюри соответствует температуре +49 °С.

Фотоэлектрические приемники излучения (широко используемые в пирометрии) для пирометров суммарного излучения не применяются, т. к. их спектральная чувствительность неодинакова для различных длин волн и наиболее велика в видимой и ближней инфракрасной области спектра.

Схема радиационного пирометра суммарного излучения приведена на рис. 25.8.

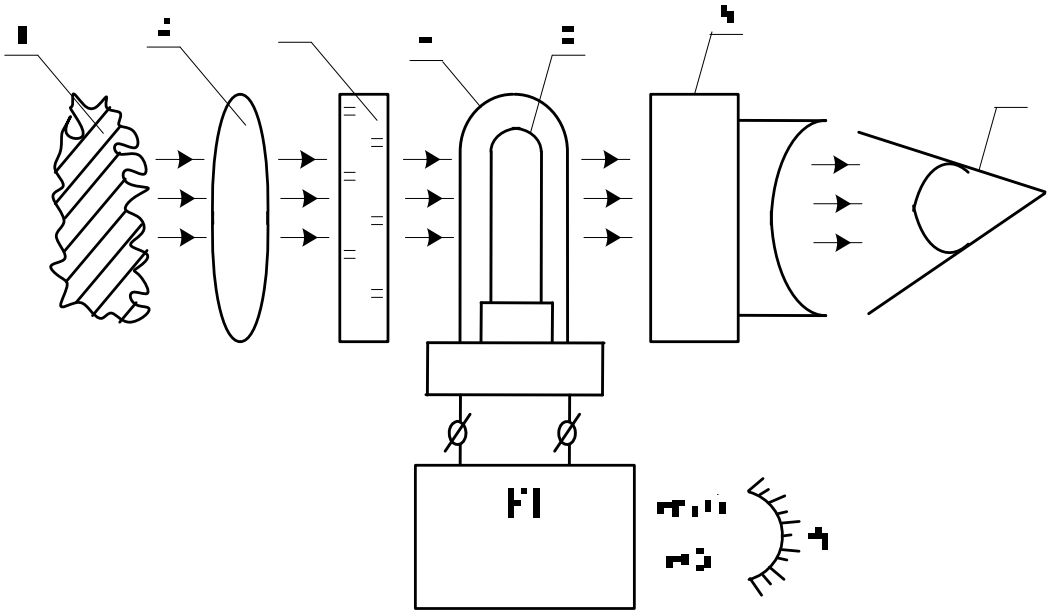


Рис. 25.8. Схема радиационного пирометра суммарного излучения:
1 – исследуемый объект, температура которого измеряется; 2 – оптическая система;
3 – светофильтр; 4 – термометрическое устройство; 5 – термочувствительный элемент;
6 – окуляр; 7 – глаз оператора; ИП – измерительный прибор (милливольтметр «mV»
или омметр «Ω» в зависимости от типа термочувствительного элемента)

Работа описываемого пирометра протекает в следующей последовательности. Оператор через окуляр 6 направляет прибор на исследуемый объект. При этом суммарное излучение от исследуемого объекта 1 поступает на оптическую систему 2, которая направляет его через светофильтр 3 (вместо светофильтра может использоваться диафрагма) на приемник излучения 5. Приемник излучения может представлять собой, как уже отмечалось, батарею термопар, термосопротивление или пироэлектрический элемент.

Приемник излучения преобразует излучение в электрический сигнал (в темроЭДС, или в пироЭДС, или в электрический параметр (сопротивление)). Полученный электрический сигнал подается на электроизмерительный прибор ИП, проградуированный в единицах температуры (в градусах Цельсия). При использовании параметрических датчиков излучение преобразуется в сопротивление, для измерения которого может быть использован один из методов измерений сопротивления, описанных в главе 24 учебного пособия. Чаще используются мостовые методы измерения (в том числе автоматические мосты), но могут использоваться и обычные омметры, проградуированные в градусах Цельсия. При измерении термоЭДС и пироЭДС используются автоматические потенциометры, но могут быть применены стандартные аналоговые и цифровые милливольтметры, проградуированные в градусах Цельсия.

Конструктивно оптическая система, светофильтр, диафрагма, термочувствительный элемент и окуляр, как правило, составляют самостоятельный блок пирометра, который принято называть «телескоп». Измерительные приборы (ИП) образуют отдельный, самостоятельный блок пирометра.

Принципиально показания радиационного пирометра не должны зависеть от расстояния до исследуемого объекта при условии, что изображение излучающей поверхности полностью перекрывает термочувствительный элемент. Однако при близком расположении телескопа от излучающей поверхности происходит нагрев его корпуса, что вызывает дополнительные температурные погрешности или даже может вывести телескоп из строя. При большом удалении начинает сказываться столб атмосферного воздуха между объектом и теле-

скопом, который поглощает часть излучения. Особенно значительно возрастает поглощение излучения, если в воздухе присутствует пыль, дым, пар, углекислый газ или окись углерода. Наличие стекла между телескопом пирометра и излучателем также увеличивает погрешность измерения.

Нижний предел измеряемых температур для радиационных пирометров суммарного излучения составляет от 20–30 °С до 100–400 °С. Верхний предел измерения может быть от сотен до нескольких тысяч градусов Цельсия.

Для измерения температур в широком диапазоне выпускаются радиационные пирометры нескольких типов. Среди них, например, радиационные пирометры типа РАПИР с телескопом типа Тера-50, позволяющие бесконтактно измерять температуру от +100 до 400 °С с погрешностью от 4 до 8 %.

В прил. 15 приводится описание телескопа пирометра суммарного излучения типа ПИРС-019 с усилителем для бесконтактного измерения радиационной температуры поверхностей нагретых тел в диапазоне от +20–300 °С с погрешностью от ± 2,0 до ± 4,5 °С.

Более подробно с методами бесконтактного измерения температуры и с используемыми при этом средствами измерений можно ознакомиться по литературным источникам [1–3; 32–38; 57–59].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Сравнительно ограниченный объем учебного пособия не позволил рассмотреть все вопросы, возникающие при изучении метрологии и технических измерений. Степень важности опущенных или кратко рассмотренных вопросов различна. Одни из них носят чисто познавательный характер (например, история развития метрологии), другие – производственный (например, технология изготовления средств измерений), третьи имеют сугубо теоретический аспект (например, теоретические основы случайных погрешностей). При необходимости углубленные сведения по затронутым вопросам можно найти в литературных источниках, приведенных в обширном библиографическом списке [1–61].

Вопросы истории развития метрологии более подробно, чем в учебном пособии, изложены в литературе [10; 11].

Теоретическая метрология и вопросы обработки результатов измерений рассмотрены сравнительно кратко. При необходимости информацию в данных областях можно найти в [10; 11; 13; 27–30].

Поверка средств измерений, их калибровка, метрологическая аттестация и градуировка изучаются, обычно, в прикладной метрологии, и в настоящем пособии этим вопросам уделено мало внимания. Дополнительные сведения об этом приведены в [22].

Вопросы погрешностей средств измерений и погрешностей результатов измерений рассмотрены в пособии более или менее детально. Углубленные сведения по погрешностям можно почерпнуть в [7–11; 13; 19–21].

В учебном пособии рассмотрены лишь основные типы датчиков, что естественно при современном их многообразии. Дополнительные сведения о датчиках, о принципах их построения, применения и сопряжения с ЭВМ приведены в [3; 8; 32–34; 37; 38; 50].

Мостовые измерительные схемы рассмотрены в данном учебном пособии лишь с одной точки зрения – с точки зрения включения в них параметрических

датчиков. Более общий подход к мостовым измерительным схемам изложен в [35; 60].

Дополнительные сведения по электроизмерительным приборам можно почерпнуть в [6–9; 35; 36; 61].

Метрология и технические измерения относятся к областям, которые стремительно развиваются. Это приводит к тому, что учебники и учебные пособия быстро устаревают. Отсюда большое значение приобретает знакомство студентов с периодической литературой. Для облегчения поиска необходимой информации в библиографическом списке приведены ссылки на журнальные статьи [39; 40; 43].

Точностными характеристиками средств измерений и результатов измерений в настоящее время является погрешности. Существует предложение перейти на новую точностную характеристику – «неопределенность». В учебном пособии показано, что такой переход (от «погрешностей результатов измерений» к «неопределенностям результатов измерений) возможен при рассмотрении результатов измерений. Что же касается средств измерений, то переход от их погрешностей к неопределенностям затруднен (если вообще возможен). Нормативные документы по неопределенности, а также периодические издания по этой теме приведены в библиографическом списке [39–43].

Методы измерения электрических и неэлектрических величин и используемые при этом средства измерений рассмотрены сравнительно кратко. Дополнительные сведения по методам и средствам измерений можно найти в литературе [1–9; 18; 19; 33–37; 57; 58; 61–65].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Основы метрологии и электрические измерения**: учебник для вузов / под ред. Е.М. Душина. – Л. : Энергоатомиздат, 1987. – 480 с.

2. **Измерения электрических и неэлектрических величин**: учеб. пособие / под ред. Н.Н. Евтихаева. – М. : Энергоатомиздат, 1990. – 352 с.

3. **Туричин, А.М.** Электрические измерения неэлектрических величин: учеб. пособие для вузов / А.М. Туричин. – М.; Л. : Энергия, 1966. – 690 с.

4. **Методы электрических измерений**: учеб. пособие для вузов / под ред. Э.И. Цветкова. – Л. : Энергоатомиздат, 1990. – 288 с.

5. **Куликовский, К.Л.** Методы и средства измерений: учеб. пособие для вузов / К.Л. Куликовский, В.Я. Купер. – М. : Энергоатомиздат, 1986. – 448 с.

6. **Метрология и радиоизмерения**: учебник для вузов / под ред. В.И. Нефедова. – М. : Высшая школа, 2003. – 526 с.

7. **Раннев, Г.Г.** Методы и средства измерений: учебник для вузов / Г.Г. Раннев, А.П. Тарасенко. – 5-е изд., стер. – М. : Издат. центр «Академия», 2008. – 336 с.

8. **Миронов, Э.Г.** Метрология и технические измерения: учеб. пособие / Э.Г. Миронов, Н.П. Бессонов. – Екатеринбург : УГТУ–УПИ, 2005. – 299 с.

9. **Дворяшин, Б.В.** Метрология и радиоизмерения: учеб. пособие / Б.В. Дворяшин. – М. : Издат. центр «Академия», 2005. – 304 с.

10. **Кузнецов, В.А.** Основы метрологии: учеб. пособие / В.А. Кузнецов, Г.А. Ялунина. – М. : Изд-во стандартов, 1998. – 336 с.

11. **Кузнецов, В.А.** Метрология / В.А. Кузнецов, Л.К. Исаев, И.А. Шайко. – М. : Стандартинформ, 2005. – 300 с.

12. **Шишкин, И.Ф.** Теоретическая метрология: учебник для вузов / И.Ф. Шишкин. – М. : Изд-во стандартов, 1991. – 492 с.

13. **Маликов, М.Ф.** Основы метрологии / М.Ф. Маликов. – М. : Комитет по делам мер и измерительных приборов, 1949. – 290 с.

14. **Марков, Н.С.** Основы теории обработки результатов измерений / Н.С. Марков. – М. : Изд-во стандартов, 1991. – 176 с.

15. **Миронов ,Э.Г.** Основы метрологии: учеб. пособие для вузов / Э.Г. Миронов. – Екатеринбург : УГТУ–УПИ, 2000. – 113 с.

16. **Сергеев, А.Г.** Метрология: учеб. пособие для вузов / А.Г. Сергеев, В.В. Крохин. – М. : Логос, 2000. – 408 с.

17. **Лифиц, И.М.** Основы стандартизации, метрологии и сертификации: учебник для вузов / И.М. Лифиц. – М. : Юрайт, 2001. – 286 с.

18. **Тартаковский, Д.Ф.** Метрология, стандартизация и технические средства измерений: учебник для вузов / Д.Ф. Тартаковский, А.С. Ястребов. – М. : Высшая школа, 2001. – 205 с.

19. **Радкевич, Я.М.** Метрология, стандартизация и сертификация: учеб. пособие / Я.М. Радкевич, А.Г. Схиртладзе, Б.И. Лактионов. – М. : Высшая школа, 2004. – 767 с.

20. **Земельман, М.А.** Метрологические основы технических измерений / М.А. Земельман. – М. : Изд-во стандартов, 1991. – 288 с.

21. **Рабинович, С.Г.** Погрешности измерений / С.Г. Рабинович. – Л. : Энергия, 1978. – 262 с.

22. **Метрологическое обеспечение и эксплуатация измерительной техники** / под ред. В.А. Кузнецова. – М. : Радио и связь, 1990. – 240 с.

23. **Багаев, Е.** Всякое дело мера красит / Е. Багаев // Наука и жизнь. 1998. № 2. С. 102–107.

24. **Власов, А.Д.** Единицы физических величин в науке и технике: справочник / А.Д. Власов, Б.П. Мурин. – М. : Энергоатомиздат, 1990. – 176 с.

25. **Деньгуб, В.М.** Единицы величин: словарь-справочник / В.М. Деньгуб, В.Г. Смирнов. – М. : Изд-во стандартов, 1990. – 240 с.

26. **Основные термины в области метрологии**: словарь-справочник / под ред. Ю.В. Тарбеева. – М. : Изд-во стандартов, 1989. – 113 с.

27. **Балакирев, В.С.** Экспериментальное определение динамических характеристик промышленных объектов управления / В.С. Балакирев, Е.Г. Дудников, А.М. Цирлин. – М. : Энергия, 1967. – 206 с.

28. **Вентцель, Е.С.** Теория вероятностей: учебник для вузов / Е.С. Венцель. – М. : Наука, 1969. – 576 с.

29. **Диткин, В.А.** Справочник по операционному исчислению / В.А. Диткин, А.П. Прудников. – М. : Высшая школа, 1995. – 260 с.

30. **Корн, Г.** Справочник по математике для научных работников и инженеров: пер. с англ. / Г. Корн, Т. Корн. – М. : Наука, 1970. – 720 с.

31. **Бронштейн, И.Н.** Справочник по математике для инженеров и учащихся вузов / И.Н. Бронштейн, К.А. Семендяев. – М. : Наука, 1964. – 608 с.

32. **Левшина, Е.С.** Электрические измерения физических величин. Измерительные преобразователи / Е.С. Левшина, П.В. Новицкий. – Л. : Энергоатомиздат, 1983. – 320 с.

33. **Сопряжение датчиков и устройств ввода данных с компьютерами IBM PC**: пер. с англ. / под ред. У. Топкинса. – М. : Мир, 1992. – 592 с.

34. **Васин, Н.Н.** Устройства связи с объектом автоматизации на базе IBM PC / Н.Н. Васин. – Самара : СГАУ, 1994. – 56 с.

35. **Харт, Х.** Введение в измерительную технику: пер. с нем. / Х. Харт. – М. : Мир, 1999. – 391 с.

36. **Классен, К.Б.** Основы измерений. Электронные методы и приборы в измерительной технике: пер. с англ. / К.Б. Классен. – М. : Постмаркет, 2000. – 352 с.

37. **Агейкин, Д.И.** Датчики контроля и регулирования / Д.И. Агейкин, Е.Н. Костина, Н.Н. Кузнецова. – М. : Машиностроение, 1965. – 928 с.

38. **Васин Н.Н.** Датчики автоматизированных величин: учеб. пособие / Н.Н. Васин. – Самара : РИП «Кредо», 1987. – 34 с.

39. **Миронов, Э.Г.** Погрешности и неопределенности измерений / Э.Г. Миронов, В.А. Фирсанов // Практика приборостроения, 2004. № 2. С. 79–84.

40. **Кузнецов, В.П.** Сопоставительный анализ погрешности и неопределенности измерений / В.П. Кузнецов // Измерительная техника. 2003. № 8. С. 21–27.

41. **Руководство по выражению неопределенности измерения**: пер. с англ / под ред. В.А. Слаева. – СПб. : ВНИИМ, 1999. – 20 с.

42. **РМГ 43–2001. ГСОЕИ.** Применение «Руководства по выражению неопределенности измерений». Рекомендации межгосударственные. Введ. с 01.01.2003 впервые. – М. : Изд-во стандартов, 2003. – 38 с.

43. **Тарбеев, Ю.В.** Проблемы применения в России межгосударственного руководства по выражению неопределенности измерений / Ю.В. Тарбеев, А.В. Слаев, А.Г. Чуновкина // Измерительная техника. – 1997. №2. С. 69–72.

44. **ГОСТ 8.009–84.** ГСИ. Нормирование и использование метрологических характеристик средств измерений. Общие требования. – М. : Изд-во стандартов, 1985. – 34 с.

45. **ГОСТ 8.401–80.** ГСИ. Классы точности средств измерений. Общие требования. – М. : Изд-во стандартов, 1986. – 10 с.

46. **ГОСТ 8.207–76. ГСИ.** Прямые измерения с многократными наблюдениями. Методы обработки результатов. Основные положения. – М. : Изд-во стандартов, 1986. – 9 с.

47. **ГОСТ 8.508–84. ГСИ.** Метрологические характеристики средств измерений и точностные характеристики средств автоматизации ГСП. Общие методы оценки и контроля. – М. : Изд-во стандартов, 1986. – 52 с.

48. **МИ 2083–90.** ГСИ. Измерения косвенные. Определения результатов из-мерений и оценивание их погрешностей. – М. : Изд-во стандартов, 1991. – 10 с.

49. **ГОСТ 8.417–2002.** ГСОЕИ. Единицы величин. – М. : Изд-во стандартов, 2003. – 28 с.

50. **ГОСТ Р 8.585–2001.** ГСОЕИ. Термопары. Номинальные статические характеристики преобразования. – М. : Изд-во стандартов, 2002. – 36 с.

51. **ГОСТ 6651–84.** Термообразователи сопротивления ГСП. Общие технические условия. – М. : Изд-во стандартов, 1987. – 34 с.

52. **РД 50–453–84.** Характеристики погрешности средств измерений в реальных условиях эксплуатации. Методы расчета: методические указания. – М. : Изд-во стандартов, 1985. – 17 с.

53. **РМГ 29–99 ГСИ.** Метрология. Термины и определения. – М. : Изд-во стандартов, 2003. – 28 с.

54. **Р 50.2.038–2004.** Рекомендации по метрологии. ГСОЕИ. Измерения прямые однократные. Оценивание погрешностей и неопределенности результата измерений. – М. : Стандартинформ, 2005. – 7 с.

55. **Метрология и электроизмерения в телекоммуникационных системах:** учебник для вузов / под ред. В.И. Нефедова. – М. : Высшая школа, 2001. – 383 с.

56. **ГОСТ 1494–77.** Электротехника. Буквенные обозначения основных величин. Введен с 01.07.1978 взамен ГОСТ 1494–61. Переиздан с изменениями в марте 1983 г. – М. : Изд-во стандартов, 1983. – 36 с.

57. **Хоффман, Д.** Техника измерений и обеспечение качества: справочная книга / пер. с нем.; под ред. Л.М. Закса, С.С. Кивилиса. – М. : Энергоатомиздат, 1983. – 472 с.

58. **Мейдза, Ф.** Электронные измерительные приборы и методы измерения: пер. с англ. / Ф. Мейдза. – М. : Мир, 1990. – 535 с.

59. **Чистяков, В.С.** Краткий справочник по теплотехническим измерениям / В.С. Чистяков. – М. : Энергоатомиздат, 1990. – 320 с.

60. **Воробьев, С.А.** Электрические измерения неэлектрических величин. Вып. 2. Основы теории и расчета неуравновешенных мостовых схем с датчиками сопротивления / С.А. Воробьев. – Свердловск : УПИ им. С.М. Кирова, 1975. – 232 с.

61. **Метрология, стандартизация, сертификация и электроизмерительная техника**: учеб. пособие / под ред. К.К. Кима. – СПб. : Питер, 2006. – 386 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Статистические таблицы

Таблица П. 1.1

Интеграл вероятности $\Phi(T) = \frac{2}{\sqrt{2\pi}} \int_0^T e^{-\frac{t^2}{2}} dt$

T	$\Phi(T)$	T	$\Phi(T)$	T	$\Phi(T)$	T	$\Phi(T)$
0,00	0,0000	0,75	0,5467	1,50	0,8664	2,25	0,9756
0,05	0,0399	0,80	0,5763	1,55	0,8789	2,30	0,9786
0,10	0,0797	0,85	0,6047	1,60	0,8904	2,35	0,9812
0,15	0,1192	0,90	0,6319	1,65	0,9011	2,40	0,9836
0,20	0,1585	0,95	0,6579	1,70	0,9109	2,45	0,9857
0,25	0,1974	1,00	0,6827	1,75	0,9199	2,50	0,9876
0,30	0,2358	1,05	0,7063	1,80	0,9281	2,60	0,9907
0,35	0,2737	1,10	0,7287	1,85	0,9357	2,70	0,9931
0,40	0,3108	1,15	0,7499	1,90	0,9426	2,80	0,9949
0,45	0,3473	1,20	0,7699	1,95	0,9488	2,90	0,9963
0,50	0,3829	1,25	0,7887	2,00	0,9545	3,00	0,99730
0,55	0,4177	1,30	0,8064	2,05	0,9596	3,81	0,99806
0,60	0,4515	1,35	0,8230	2,10	0,9643	3,20	0,99863
0,65	0,4843	1,40	0,8385	2,15	0,9684	3,50	0,99953
0,70	0,5161	1,45	0,8529	2,20	0,9722	4,00	0,99994

Таблица П. 1.2

Значение коэффициентов Стьюдента *t* в зависимости от доверительной вероятности *P* и числа измерений *n*

n	Доверительная вероятность *P*					
	0,8	**0,9**	**0,95**	**0,98**	**0,99**	**0,999**
4	1,64	2,35	3,18	4,54	5,84	12,94
5	1,53	2,13	2,78	3,75	4,60	8,61
6	1,48	2,02	2,57	3,37	4,03	6,86
7	1,44	1,94	2,45	3,14	3,71	5,96
8	1,42	1,90	2,37	3,00	3,50	5,41
9	1,40	1,86	2,31	2,90	3,36	5,04
10	1,38	1,83	2,26	2,82	3,25	4,78
11	1,37	1,81	2,23	2,76	3,17	4,59
12	1,36	1,80	2,20	2,72	3,11	4,44
13	1,36	1,78	2,18	2,68	3,06	4,32
14	1,35	1,77	2,16	2,65	3,01	4,22
15	1,35	1,76	2,15	2,62	2,98	4,14
16	1,34	1,75	2,13	2,60	2,95	4,07
17	1,34	1,75	2,12	2,58	2,92	4,02
18	1,33	1,74	2,11	2,57	2,90	3,97
19	1,33	1,73	2,10	2,55	2,88	3,92
20	1,33	1,73	2,09	2,54	2,86	3,88
21	1,33	1,73	2,09	2,53	2,85	3,85
22	1,32	1,72	2,08	2,52	2,83	3,82
23	1,32	1,72	2,07	2,51	2,82	3,79
24	1,32	1,71	2,07	2,50	2,81	3,77
25	1,32	1,71	2,06	2,49	2,80	3,75
26	1,32	1,71	2,06	2,49	2,79	3,73
27	1,32	1,71	2,06	2,48	2,78	3,71
28	1,31	1,70	2,05	2,47	2,77	3,69
29	1,31	1,70	2,05	2.47	2,76	3,67
30	1,31	1,70	2,05	2,46	2,76	3,66
31	1,31	1,70	2,04	2,46	2,75	3,65
40	1,30	1,68	2,02	2,42	2,70	3,55
60	1,30	1,67	2,00	2,39	2,66	3,46
120	1,29	1,66	1,98	2,36	2,62	3,37
∞	1,28	1,65	1,96	2,33	2,58	3,29

Таблица П. 1.3

Значение коэффициентов γ_1 и γ_2в зависимости от доверительной вероятности *P* и числа измерений *n*

n	Доверительная вероятность *P*							
	0,99		0,98		0,95		0,90	
	γ_1	γ_2	γ_1	γ_2	γ_1	γ_2	γ_1	γ_2
4	0,48	6,47	0,51	5,11	0,57	3,73	0,62	2,92
5	0,52	4,39	0,55	3,67	0,60	2,87	0,65	2,37
6	0,55	3,48	0,58	3,00	0,62	2,45	0,67	2,09
7	0,57	2,98	0,60	2,62	0,64	2,20	0,69	1,92
8	0,59	2,66	0,62	2,38	0,66	2,04	0,71	1,80
9	0,60	2,44	0,63	2,21	0,68	1,92	0,72	1,71
10	0,62	2,28	0,64	2,08	0,69	1,83	0,73	1,65
11	0,63	2,15	0,66	1,98	0,70	1,76	0,74	1,59
12	0,64	2,06	0,67	1,90	0,71	1,70	0,75	1,55
13	0,65	1,98	0,68	1,83	0,72	1,65	0,76	1,52
14	0,66	1,91	0,69	1,78	0,73	1,61	0,76	1,49
15	0,67	1,85	0,69	1,73	0,73	1,58	0,77	1,46
16	0,68	1,81	0,70	1,69	0,74	1,55	0,78	1,44
17	0,68	1,76	0,71	1,66	0,75	1,52	0,78	1,42
18	0.69	1,73	0,71	1,63	0,75	1,50	0,79	1,40
19	0,70	1,69	0,72	1,60	0,76	1,48	0,79	1,39
20	0,70	1,67	0,72	1,58	0,76	1,46	0,79	1,37
21	0,71	1,64	0,73	1,56	0,77	1,44	0,80	1,36
22	0,71	1,62	0,73	1,54	0,77	1,43	0,80	1,35
23	0,72	1,59	0,74	1,52	0,77	1,42	0,81	1,34
24	0,72	1,58	0,74	1,50	0,78	1,40	0,81	1,33
25	0,73	1.56	0,75	1,49	0,78	1,39	0,81	1,32
26	0,73	1,54	0,75	1,47	0,78	1,38	0,82	1,31
27	0,73	1,53	0,76	1,46	0,79	1,37	0,82	1,30
28	0,74	1,51	0,76	1,45	0,79	1,36	0,82	1,29
29	0,74	1,50	0,76	1,44	0,79	1,35	0,82	1,29
30	0,74	1,49	0,77	1,43	0,80	1,34	0,83	1,28
31	0,75	1,48	0,77	1,42	0,80	1,34	0,83	1,27
40	0,77	1,39	0,79	1,34	0,82	1,28	0,85	1,23
50	0,79	1,34	0,81	1,30	0,84	1,24	0,86	1,19
60	0,81	1,30	0,82	1,27	0,85	1,22	0,87	1,18
70	0,82	1,27	0,84	1,24	0,86	1,20	0,88	1,16
80	0,83	1,25	0,84	1,22	0,87	1,18	0,89	1,15
90	0,84	1,23	0,85	1,21	0,87	1,17	0,89	1,14
100	0,85	1,22	0,86	1,20	0,88	1,16	0,90	1,13
200	0,89	1,15	0,90	1,13	0,91	1,11	0,93	1,09

Таблица П. 1.4

Значения коэффициентов W_T в зависимости от числа измерений *n* и доверительной вероятности *P* (табличный метод выявления промахов)

n	Доверительная вероятность *P*			
	0,90	**0,95**	**0,975**	**0,99**
4	1,65	1,69	1,71	1,72
5	1,79	1,87	1,92	1,96
6	1,89	2,00	2,07	2,13
7	1,97	2,09	2,18	2,27
8	2,04	2,17	2,27	2,37
9	2,10	2,24	2,35	2,46
10	2,15	2,29	2,41	2,54
12	2,23	2,39	2,52	2,66
14	2,30	2,46	2,60	2,76
16	2,35	2,52	2,67	2,84
18	2,40	2,58	2,73	2,90
20	2,45	2,62	2,78	2,96
22	2,49	2,66	2,82	3,01
24	2,52	2,70	2,86	3,05
50	–	–	–	3,35
75	–	–	–	3,52
100	–	–	–	3,60

Таблица П. 1.5

Значение квантилей нормального распределения *K* в зависимости от доверительной вероятности *P*

P	**K**	**P**	**K**	**P**	**K**	**P**	**K**
0,68	1,00	0,85	1,44	0,91	1,69	0,97	2,16
0,80	1,28	0,86	1,47	0,92	1,75	0,98	2,32
0,81	1,31	0,87	1,51	0,93	1,81	0,99	2,58
0,82	1,34	0,88	1,55	0,94	1,88	0,997	3,00
0,83	1,37	0,891	1,60	0,95	1,96	0,999	3,29
0,84	1,40	0,90	1,64	0,96	2,05	–	–

Таблица П. 1.6

Необходимое число измерений для получения отношения $\frac{\Delta\bar{x}}{\sigma}$

с доверительной вероятностью *P*

$\frac{\Delta\bar{x}}{\sigma}$	**Доверительная вероятность *P***					
	0,5	**0,7**	**0,9**	**0,95**	**0,99**	**0,999**
1,0	2	3	5	7	11	17
0,50	3	6	13	18	31	50
0,40	4	8	19	27	46	74
0,30	6	13	32	46	78	127
0,20	13	29	70	99	171	277
0,10	47	169	273	387	668	1089
0,05	183	431	1084	1540	2659	4338
0,01	4543	10732	27161	38416	66358	108307

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Критерий согласия по ГОСТ 8.508 – 84

П. 2.1. Общие положения

При обработке результатов измерений существенное значение имеет вопрос о том, подчиняется или нет результат нормальному закону распределения. Эта задача решается с помощью критериев согласия. Известно несколько критериев согласия: χ^2 (критерий Пирсона) [12; 14; 21], критерий Романовского, критерий А.Н. Колмогорова, составной критерий [21; 46], критерий на основе коэффициентов асимметрии и эксцесса [47] и др.

Критерий Пирсона применяется при большом числе измерений (n>50); при числе измерений от 16 до 50 может быть использован составной критерий, а при числе измерений от 10 до 200 используется критерий на основе коэффициентов асимметрии и эксцесса. Именно последний из указанных критериев, как пригодный при малом числе измерений и практически удобный, описывается в данном параграфе учебного пособия [47].

П. 2.2. Проверка нормальности распределения результатов измерений по значению коэффициентов асимметрии и эксцесса

П. 2.2.1. Коэффициент асимметрии оценивается по формуле

$$\gamma_1 = \frac{\mu_3}{\sigma^3(x)}, \qquad (П.2.1)$$

где

$$\mu_3 = \frac{1}{n}\sum_{i-1}^{n}(x_i - \overline{x})^3, \qquad (П.2.2)$$

$$\sigma^3(x) = \left[\frac{1}{n-1}\sum_{i=1}^{n}(x_i - \overline{x})^2\right]^{\frac{3}{2}}, \qquad (П.2.3)$$

x_i – результат i-го измерения;

$\overline{x}$ – среднее арифметическое значение результатов измерений;

n – число измерений.

П.2.2.2. Точность оценки коэффициента асимметрии определяют из выражения

$$\sigma_{\gamma 1} = \sqrt{\frac{6(n-1)}{(n+1)(n+3)}} \qquad (П.2.4)$$

или находят из табл. П.2.1.

Таблица П.2.1

n	10	20	30	40	50	60	100	200
$\sigma_{\gamma 1}$	0,62	0,49	0,42	0,37	0,33	0,30	0,24	0,17

П.2.2.3. Распределение результатов измерений в первом приближении подчиняется нормальному распределению, если выполняется первое условие:

$$\gamma_1 < 3\sigma_{\gamma 1}\,. \qquad (П.2.5)$$

П.2.2.4. Распределение результатов измерений не подчиняется нормальному распределению, если условие (П2.5) не выполняется, т. е.

$$\gamma_1 \geq 3\sigma_{\gamma 1}\ . \qquad (П.2.6)$$

П.2.2.5. Коэффициент эксцесса оценивается по формуле

$$\gamma_2 = \frac{\mu_4}{\sigma^4(x)} - 3\,, \qquad (П.2.7)$$

где μ_4 – четвертый центральный момент, определяемый по формулам

$$\mu_4 = \frac{n(n^4 - 2n + 3)}{(n-1)(n-2)(n-3)} \cdot m_4 - \frac{3n(2n-3)}{(n-1)(n-2)(n-3)} \cdot m_2^2\,, \qquad (П.2.8)$$

$$m_4 = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}(x_i - \bar{x})^4\ , \qquad (П.2.9)$$

$$m_2 = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}(x_i - \bar{x})^2\ , \qquad (П.2.10)$$

$$\sigma^4(x) = \left[\frac{1}{n-1}\sum_{i=1}^{n}(x_i - \bar{x})^2\right]^2. \qquad (П.2.11)$$

П.2.2.6. Точность оценки коэффициента эксцесса определяют из выражения

$$\sigma_{\gamma 2} = \sqrt{\frac{24n(n-2)(n-3)}{(n-1)^2 \cdot (n+3)(n+5)}} \qquad \text{(П.2.12)}$$

или находят из табл. П.2.2.

Таблица П.2.2

n	10	30	60	100	200
$\sigma_{\gamma 2}$	0,92	0,75	0,63	0,48	0,34

П.2.2.7. Распределение предварительно считается нормальным, если выполняется второе условие:

$$\gamma_2 < 3\sigma_{\gamma 2} . \qquad \text{(П.2.13)}$$

П.2.2.8. Распределение считается отличным от нормального, если условие (П.2.12) не выполняется, т. е.

$$\gamma_2 \geq 3\sigma_{\gamma 2} . \qquad \text{(П.2.14)}$$

П.2.2.9. Распределение считается нормальным, если выполняются одновременно оба условия: ((П.2.5) и (П.2.13)), и распределение считается отличным от нормального, если не выполняется хотя бы одно из условий (или (П.2.5), или (П.2.13)).

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Характеристики датчиков

Таблица П.3.1

Реостатные датчики угла поворота [37]

Технические данные	Тип датчика			
	МУ-62	**МУ-63**	**МУ-65**	**МУ-66**
Диапазон изменения рабочего угла поворота, град	±10; ±15	±12	±12	±12
Полный угол поворота ползунка, град	60	±35	±64	±32
Сопротивление реостата, Ом	250	—	1200	1200
Габаритные размеры, мм	33×77×53	33×77×53	45×35×31	45×35×31
Вес, г	450	450	50	50
Основная погрешность, град	±0,3; ±0,9	±0,15	±0,7	±0,7
Статическая характеристика преобразования	Линейная	Линейная	Линейная	Линейная

Таблица П.3.2

Датчики контактного сопротивления с угольными дисками [37]

Технические данные	**Тип датчика**	
	УММ-1	**УММ-3**
Верхний предел диапазона измерения сил, т	0,2; 0,3; 0,6; 1,0	2; 3; 5; 10; 20; 50
Нижний предел диапазона измерения сил, % от верхнего	15	15
Собственная частота датчика, Гц	10 000	10 000
Рабочий диапазон изменения сопротивления столбика, %	30	30
Величина предварительного сжатия столбика, кГс	15–20	15–20
Число дисков n, диаметр d и толщина S дисков, мм	$n = 7$; $d = 8$; $S = 1$	$n = 7$; $d = 8$; $S = 1$
Допустимая нагрузка, % от номинальной	200	100
Допустимая температура датчика, ^{0}C	+120	+120
Основная погрешность, %	±7	±10

Таблица П.3.3

Тензометрические датчики деформаций [38]

Тип тензорезистора	**Вид измерений**	**Предел измерения деформации, %**	**Диапазон рабочих температур, ^{0}C**	**Коэффициент тензочувствительности**	**Срок службы, лет**
ЛХ-364	Статодинамический	±0,3	–253…+50	3,9–4,5	12
ЛХ-352		±1,0	–196…+50	1,8–2,2	8
ВТ-356		±3,5	±50	1,8–2,2	7
ВТ-358		±1,0	–253…+50	1,8–2,2	12
ЕТ-286		±0,3	+3…+290	1,8–2,2	12

Таблица П.3.4

Терморезисторные датчики (термопреобразователи сопротивления, ТС) [59]

Тип датчика	Пределы измерения, ^{0}C	Номинальная статическая характерис-тика преобразо-вания	Условное давление среды, МПа	Показатель тепловой инерции, с, не более	Материал защитной арматуры	Примечание
ТСП-0281	–50…+120	50П	0,4	10	Медь М1	Для измерения температуры твердых тел. Герметичный
ТСП-365-01	–2…+32	Индивидуальная	60	0,5	12Х18Н10Т	Для измерения температуры морской воды
ТСП-5081-01	–50…+200	100П	32	9	08Х13	Для измерения температуры агрессивных сред
ТСМ-275-01	–50…+150	100М	6,4	60	08Х13	Для измерения температуры природного газа
ТСМ-0979	–40…+120	50М	–	9	Латунь Л63 или Л96	Для измерения температуры малогабаритных подшипников

Продолжение таблицы П.3.4

ТСМ-0879	+50…+200	50М	–	40	Х23Ю5	Для измерения температуры жидких и газообразных сред
ТСМ-8052	+200…+600	100П	0,16	10	08Х18Н10Т	Для измерения температуры в испытательных камерах

Таблица П.3.5

Индуктивные датчики давления [38]

Тип датчика	**Предел измерения, 10^5 Па**	**Допустимое рабочее давление, 10^5 Па**	**Основная погрешность, %**	**Температурный диапазон, ^{0}С**	**Выходной сигнал, В**
ДРИ-088	1,25 2,5 5,0 10,0	60	0,5 … 1,0	± 50	0 … 6,0
С-041	0,3 0,6 1,25 2,5 5,0	10	0,5 … 1,5	± 100	0 … 6,0
ДРИ-086	1,25	10	2,0	–	0 … 6,0
С-050	1,25	30	3,0	0 … +35	0 … 6,0

Таблица П.3.6

Емкостные датчики индикаторов уровня типа ЭИУ-2 [59]

Конструкция емкостного датчика	**Верхние пределы измерения, м**	**Покрытие электродов датчика**	**Характеристики измеряемой среды**			
			Давление, МПа	**Температура, ^{0}С**	**Физическое состояние**	**Электрическая проводимость**
Стержневая	1; 1,6; 2; 2,5	Резина	2,5	0 … +50	Жидкость	Электропроводная
Пластинчатая	1; 1,6; 2,5	Фторопласт	2,5	–40…+200	Жидкость	Электропроводная
Кабельная	3; 4; 6; 10	Полиэтилен	1,0	–40…+80	Жидкость	Электропроводная
Тросовая	4; 6; 10; 16; 20	Без покрытия	2,5	–40…+200	Жидкость или сыпучий материал	Неэлектропроводная ($\varepsilon \le 5$)

Таблица П.3.7

Термоэлектрические датчики (термопары (ТП)) [59]

Тип термопреобразователя	**Номинальная статическая характеристика преобразования**	**Диапазон измеряемых температур, ^{0}C**	**Показатель тепловой инерции, с**	**Длина погружаемой части, м**	**Материал защитной арматуры**	**Примечание**
ТВР-0877	ВР (А) – 1	300–1800	10	от 0,16 до 0,5	Молибден	Для измерения температуры в водородных электропечах
ТПР-0573	ПР (В)	300–1500	60	от 1,25 до 2,5	Карбид кремния	Для измерения температуры горячего дутья доменных печей
ТПП-0679	ПП (S)	0–1300	90	от 0,32 до 2	Корунд или Al_2O_3 +1 % TiO_2	Для измерения температуры в окислительных и нейтральных средах
ТХК-0279	ХК (L)	–50…+600	180	от 0,16 до 3,15	08Х13 12Х18Н10Т	Для измерения температуры газообразных и жидких сред, не разрушающих защитную арматуру

Продолжение таблицы П.3.7

ТХА-410	ХА (К)	0–800	60	от 0,08 до 0,16	10Х17Н13М	Для измерения температуры выхлопных газов двигателей внутреннего сгорания
ТХКП-18	ХК (L)	0–400	40	2,0	08Х13	Для измерения температуры поверхностей твердых тел в промышленных условиях

Таблица П.3.8

Трансформаторные датчики линейных перемещений [38]

Параметр	**Типы датчиков**			
	ПДИ-045	**ПДИ-052**	**ПЛИ-057**	**ПЛИ-079**
Диапазон измерений, мм	0,1–2,8	0–2,8 0–4,0	0–60 0–90 0–300	0–1,4 0–2,8 0–5,6 0–8,0
Частотный диапазон измерений, Гц	0–500	0–750	0–20	0–30
Основная погрешность, %	2,0	1,5	2,0	1,0
Габаритные размеры, мм	∅ 20×20	∅ 12×77 ∅ 20×80	∅ 25×170 ∅ 25×200 ∅ 25×465	∅ 10×38 ∅ 10×55
Диапазон рабочих температур, ^{0}C	от –100 до +50	от –196 до +50	от –60 до +345	от –50 до +50
Срок службы, лет	12	12	12	11

Таблица П.3.9

Индукционные датчики частоты вращения [38]

Параметр	**Типы датчиков**			
	ВТ-1850	**ВТ-1855**	**ОГ-018**	**ОЭ-019**
Диапазон измерения, об./мин	3000–65000	60–40000	860–49000	60–120000
Частотный диапазон измерений, Гц	100–13000	8–8000	113–6530	1–2000
Минимальный выходной сигнал, мВ	100	100	150	1000
Рабочий зазор, мм	3	3	1,5	1–15
Напряжение питания, В	–	27	–	27
Ток потребления, мА	–	3	–	50
Диапазон рабочих температур, ^{0}C	–60…+100	–212…+50	–253…+100	–5…+35

Фотоэлектрический датчик частоты вращения [37]

Действие датчика основано на преобразовании момента вращения в изменение освещенности фотоэлементов. Момент вращения воспринимается упругим валом, по концам которого расположены растровые диски с радиальными прорезями. При закручивании вала изменяется площадь взаимного перекрытия прорезей дисков и освещенность фотоэлементов.

Таблица П.3.10

Технические данные

Диапазон изменения момента вращения, кГс.м	6–280
Диапазон изменения фототока, мА	0–2,0
Максимальный угол закручивания измерительного вала, мин	45
База измерения, мм	180–400
Допустимая частота, Гц	
для селеновых фотоэлементов	5
для сернистосвинцовых фотоэлементов	250
Количество фотоэлементов, шт.	8
Основная погрешность, %	3–4

Магнитоупругий датчик момента вращения [37]

Действие датчика основано на изменении магнитных свойств материала вала в зависимости от приложенного вращающего момента. Изменения магнитных свойств закрученного вала приводят к нарушению симметрии распределения магнитного поля, что наводит в измерительной обмотке напряжение, пропорциональное измеряемому моменту.

Таблица П.3.11

Технические данные

Диапазон изменения момента вращения, кГс · м	0–30
Намагничивающий 1 ток, мА	750
Скорость вращения вала, об./мин	300
Воздушный зазор между измерительным сердечником и валом, мм	2,5
Число витков обмотки возбуждения	2×110
Число витков измерительной обмотки	2×5100

Датчик работает в комплекте с измерительной схемой и предназначен для измерения вращающего момента электродвигателей.

ПРИЛОЖЕНИЕ 4

Условные обозначения на шкалах и корпусах приборов

Условные обозначения на шкалах приборов

Тип системы	Условные обозначения
Прибор магнитоэлектрический с подвижной рамкой	
Логометр магнитоэлектрический	
Прибор электромагнитный	
Логометр электромагнитный	
Прибор электродинамический	
Прибор ферродинамический	
Логометр ферродинамический	
Прибор индукционный	
Прибор электростатический	
Прибор магнитоэлектрический с выпрямителем (выпрямительный прибор)	
Прибор магнитоэлектрический с электронным преобразователем в измерительной цепи (электронный прибор)	

Продолжение таблицы

Прибор магнитоэлектрический с неизолированным термопреобразователем (термоэлектрический прибор)		
Ток постоянный		
Ток переменный (однофазный)		
Ток постоянный и переменный		
Ток трехфазный переменный (общее обозначение)		
Прибор применять при вертикальном положении шкалы		
Прибор применять при горизонтальном положении шкалы		
Класс точности прибора		
Напряжение испытательное, например 2 кВ		
Условия эксплуатации	Лабораторные условия (от +10 до +35 ^{0}C)	**А**
	Неотапливаемое помещение (от –30 до +50 ^{0}C)	**Б**
	Полевые и морские условия (от –40 до +50 ^{0}C)	$\mathbf{В_1}$
	Полевые и морские условия (от –50 до +60 ^{0}C)	$\mathbf{В_2}$
Внимание! Смотри дополнительные указания в паспорте и инструкции по эксплуатации		

Обозначения на корпусах электроизмерительных приборов

Наименование	**Условное обозначение**
Отрицательный зажим	
Положительный зажим	
Общий зажим (для многопредельных приборов переменного тока и комбинированных приборов)	
Зажим переменного тока (в комбинированных приборах)	
Зажим, соединенный с корпусом	
Зажим (винт, шпилька) для заземления	
Корректор	

ПРИЛОЖЕНИЕ 5

Характеристики электроизмерительных приборов

Таблица П.5.1

Основные технические характеристики универсальных вольтметров

№ п/п	Тип, наимено-	Измеряемая величина	Диапазон измерений	Основная погрешность	Автоматизация
1	2	3	4	5	6
1	В7-34, В7-34/1, В7-34/А Вольтметр универсальный цифровой системный	$U_{=}$ $U_{\sim}$ $R_{=}$ Отношение $U_{1=}/U_{2=}$ Отношение $U_{\sim}/U_{=}$ Измерение в режиме выборка / запоминание	$(10^{-6}$–1000) В $(10^{-5}$–500) В (20 Гц–500 кГц) $(10^{-3}$–$10^{7})$ Ом $(10^{-6}$–10) В $(10^{-6}$–10) В $(10^{-6}$–500) В $(10^{-6}$–10) В $(10^{-4}$–1000) В	$\pm\left[0{,}015+0{,}002\left(\frac{U_K}{U}-1\right)\right]\%$ $\pm\left[0{,}15+0{,}05\left(\frac{U_K}{U}-1\right)\right]\%$ $\pm\left[0{,}02+0{,}002\left(\frac{U_K}{U}-1\right)\right]\%$ $\pm\left(A+B\frac{U_{K1}}{U_1}+C\frac{S_X U_{K2}}{U_2}\right)\%$ $\pm$Д$_{\sim}$ $\pm\left[0{,}04\pm0{,}02\left(\frac{U_K}{U}-1\right)\right]\%$	В7-34 и В7-34/1 имеют выход на КОП. Самопроверка работы основных узлов (семь тестов с индикацией результатов). Автоматическая установка нуля. АВП измерения $U_{=}$, $U_{\sim}$, $R_{=}$; автоматически определяется индикация полярности
2	В7-40, В7-40/1 Вольтметр универсальный цифровой	$U_{=}$ $I_{=}$ $U_{\sim}$ $I_{\sim}$	$(10^{-5}$–1000) В; 30 кВ с делителем $(10^{-8}$–2) А; 10 А с шунтом $(2\times10^{-3}$–1000) В 20 Гц–100 кГц $(2\times10^{6}$–$2\times10^{1})$ А с шунтом до 2 А	$\pm\left[0{,}05+0{,}02\left(\frac{U_K}{U}-1\right)\right]\%$ $\pm\left[0{,}02+0{,}2\left(\frac{I_K}{I}-1\right)\right]\%$ $\pm\left[0{,}6+0{,}1\left(\frac{U_K}{U}-1\right)\right]\%$ $\pm\left[1{,}0+0{,}1\left(\frac{I_K}{I}-1\right)\right]\%$ $\pm\left[0{,}15+0{,}05\left(\frac{R_K}{R}-1\right)\right]\%$ $\pm\left[0{,}5+0{,}1\left(\frac{R_K}{R}-1\right)\right]\%$	Выход на КОП. Ручной и автоматический выбор пределов измерений. Автоматическая установка нуля. Автоматическое определение и индексация полярности

Продолжение таблицы П.5.1

	В7-41 Вольтметр универ-сальный цифровой малогаба-ритный	$U_{=}$	$(10^{-4}–1000)$ В	$\pm\left[0{,}2+0{,}1\left(\frac{U_K}{U}-1\right)\right]\%$	
		$I_{=}$	$(10^{-7}–10)$ А	$\pm\left[0{,}4+0{,}1\left(\frac{I_K}{I}-1\right)\right]\%$	
		$U_{\sim}$	$(10^{-4}–750)$ В 20 Гц–100 кГц	$\pm\left[0{,}8+0{,}2\left(\frac{U_K}{U}-1\right)\right]\%$ 40 Гц–5 кГц	
		$I_{\sim}$	$(10^{-7}–10)$ А 20 Гц–10 кГЦ	$\pm\left[1{,}2+0{,}2\left(\frac{I_K}{I}-1\right)\right]\%$ в диапазоне частот 40Гц-5кГЦ	
		$R_{=}$	$(0{,}1–2\times10^{7})$ Ом	$\pm\left[0{,}2+0{,}1\left(\frac{R_K}{R}-1\right)\right]\%$	

Примечание. В таблице приведен наилучший для данного типа прибора предел основной погрешности измерений.

U_K, I_K, R_K – наибольшее значение поддиапазона измерения;

U, I, R – показания прибора;

U_1 – напряжение на входе прибора 1;

U_{K1}, U_{K2} – значение поддиапазонов измерений по входам 1 и 2;

A, B, C – постоянные коэффициенты (для В7-34 A = 0,01; B = 0,005 или 0,002; C = 0,002);

д – предел допускаемой основной погрешности при измерении переменного напряжения.

Для прибора В7-41 предусмотрено питание от батареи типа «Крона ВЦ» или «Корунд» либо от сети 220 В, 50 Гц; масса прибора В7-41 составляет 0,5 кг.

Таблица П.5.2

Основные технические характеристики вольтметров переменного напряжения

№ п/п	Тип прибора, наименование	Диапазон измерений	Основная погрешность	Диапазон частот	Примечание
1	В3-59 Милливольт-метр цифровой широкополос-ный	(265×10^{-4}–300) В Поддиапазоны: 1, 3, 10, 30, 100, 300 мВ; 1, 3, 10, 30, 100, 300 В; с делителем до 1 кВ	±(0,4–10)%U_K	10 Гц – 100 МГц	Измеряет среднеквадратическое значение напряжения произвольной формы
2	В7К3-61 Вольтметр цифровой широкополосный	$U_=$ (10^{-2}–1000) В Поддиапазоны: 100 мВ, 1, 10, 100, 1000 В	+[0,4+0,2(U_K/U–1)]%	–	Выход на КОП. Ручной и автоматический выбор пределов измерения
		$U_\sim$ (1,7×10^{-3}–1000) В Поддиапазоны: 100 мВ, 1, 10, 100, 1000 В	±[0,6+0,4(U_K/U–1)]% на поддиапазоне 100 мВ при f = 60 Гц–100 кГц	10 Гц – 100 МГц	Измеряет напряжение произвольной формы с $K_A \leq 7U_K/U$. Индикация результатов измерения на цифровом табло 3; 3,5; 4 или 4,5
		Суммы $U_=+U_\sim$ (17×10^{-3}–1000) В Поддиапазоны 10 мВ, 1, 10, 100, 1000 В	–	2 Гц – 100 МГц	

Таблица П.5.3

Основные технические характеристики приборов для измерения параметров электрических цепей

№ п/п	Тип прибора	Рабочая частота, Гц	Измеряемая величина	Диапазон измерений	Погрешность измерений	Габариты, мм Масса, кг
1	Е6-18	78	R	$(10^{-4}–10^{2})$ Ом	±1,5% от $R_к$	243×206×208; 5
2	Е6-16	Постоянный ток	R	$(2–2\times10^{8})$ Ом	±1,5 % длины рабочей части шкалы	120×205×90; 1,9
3	Е7-9	$7\times10^{5}–3\times10^{5}$	C	$(1–5\times10^{3})$ пФ	± (0,05×C+0,1) пФ от 1 до 2,5 пФ; ±(0,05×C+0,05) пФ от 2,5 до 10 пФ	385х185х335; 9
		$11\times10^{3}–1,55\times10^{6}$	H	$(10^{-7}–10^{1})$ Гн	±(0,015 h+2 к) мкГн от 1 до 10 мкГн; ±(0,012h+1,2$к$) мкГн от 10 мкГн и более, где K = 0,01; 0,1; 1; 10; 100 для соответствующего диапазона	
4	Е8-4	10^{3}	C	$(3\times10^{-2}–15,99\times10^{6})$ пФ	±(0,001 C+0,02) пФ	490×210×475; 26
			tg δ	$5\times10^{-4}–999\times10^{-4}$	±(0,02tgд+5×10^{-4})	

Продолжение таблицы П.5.3.

5	Е7-11	Постоянный ток	R	$(10^1–10)$ Ом	$\pm(0{,}02R+0{,}05)$ Ом	342×173×332; 9
		10^2; 10^3	R	$(10–10^6)$ Ом	$\pm(0{,}01R+0{,}05)$ Ом	
				$(10^6–10^7)$ Ом	$\pm(0{,}02R)$ Ом	
		10^2; 10^3	С при $\operatorname{tg}\delta \le 1$	$(0{,}5–10^7)$ пФ	$\pm(0{,}01C+0{,}2)$ пФ	
				$(10^7–10^{10})$ пФ	$\pm 0{,}02C$ пФ	
			при $\operatorname{tg}\delta > 1$	$(0{,}5–10^7)$ пФ	±[0,01С(1+tgд)+0,2]пФ	
				$(10^7–10^{10})$ пФ	±0,01С(2+tgд)пФ	
		10^2; 10^3	L при $Q \ge 1$	$(3\text{x}10^{-7}\text{-}10^{-4})$Гн	±(0,02L+0,1) мкГн	
				$(10^{-4}\text{-}10)$Гн	$\pm 0{,}01L$	
				$(10\text{-}10^3)$Гн	$\pm 0{,}02L$	
			L при $Q<1H$			
				$(3\times10^{-7}–10^{-4})$Гн	±[0,01(2+1/Q)L+0,1] мкГн	
				$(10^{-4}–10)$ Гн	$\pm 0{,}01(1+1/Q)L$ мкГн	
		10^2; 10^3		$(10–10^3)$ Гн	$\pm 0{,}01(2+1/Q)L$ мкГн	
				$10^{-1}–30$	$\pm(10+0{,}5Q)\%$	
				$5\times10^{-3}–10^{-1}$	$\pm(0{,}1\times1/Q+5\times10^{-3})\%$	

Таблица П.5.4

Основные технические характеристики измерителей разности фаз

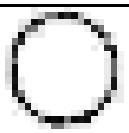
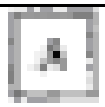
Параметр	**Значение параметра приборов**		
	Ф2-16	**ФК2-12**	**ФК2-29**
Диапазон частот	20 Гц – 20 Мгц	(1–1000) МГц	(1–1000) МГц
Предел измерения, град	0–360	0±180	0±180
Погрешность измерения, град	±(0,2–0,004)	±2,5	±0,5
Входное напряжение	(0,001–100) В	15 мВ – 1 В	$(3\times10^{-5}–1)$ В
Входное сопротивление	1 МОм	80 кОм	–
Входная емкость	30 пФ	3,5 пФ	–
Габаритные размеры, мм	490×175×475	490×175×475	488×475×173
Масса, кг	15	17,5	20

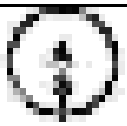
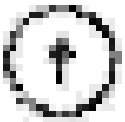
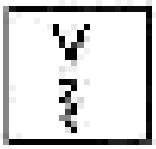
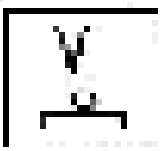
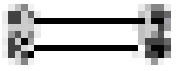
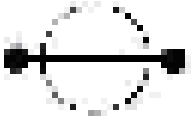
Прибор типа Ф2-16 предназначен для измерения разности фаз между двумя непрерывными синусоидальными сигналами одной частоты.

Приборы типа ФК-12 и ФК2-29 являются комбинированными приборами и предназначены для измерения не только разности фаз, но и отношения уровней входных синусоидальных сигналов, а также комплексных коэффициентов передачи четырехполюсников, параметров транзисторов и кварцевых фильтров.

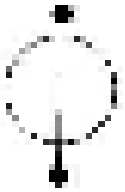
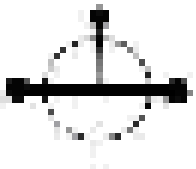
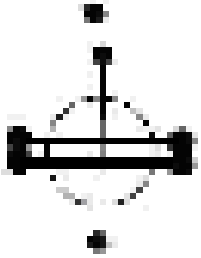
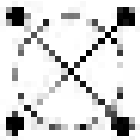
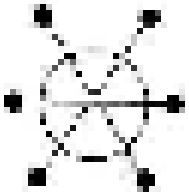
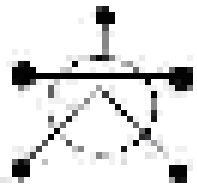
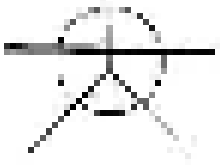
ПРИЛОЖЕНИЕ 6

Условные графические обозначения в схемах

Наименование	Обозначение
1. Прибор показывающий	
Например:	
а) амперметр показывающий	
б) вольтметр показывающий	
2. Прибор регистрирующий	
Например:	
а) амперметр регистрирующий	
б) вольтметр регистрирующий	
3. Если необходимо указать характеристику отсчетного устройства прибора, то в его обозначения вписывают следующие квалификационные символы:	
3.1. Прибор, подвижная часть которого может отклоняться в одну сторону от нулевой отметки:	
•вправо	
•влево	
3.2. Прибор, подвижная часть которого может отклоняться в обе стороны от нулевой отметки	
3.3. Допускается применять обозначение	
3.4. Прибор с цифровым отсчетом	

3.5. Прибор с непрерывной регистрацией (записывающий)	
3.6. Прибор с точечной регистрацией (записывающий)	
3.7. Прибор печатающий с цифровой регистрацией	
3.8. Амперметр, подвижная часть которого отклоняется в обе стороны от нулевой отметки	
3.9. Гальванометр	
3.10. Вольтметр с цифровым отсчетом	
3.11. Вольтметр с непрерывной регистрацией	
3.12. Вольтметр с цифровой регистрацией	
4. Обмотки в схемах измерительных приборов, отражающих их взаимное расположение в измерительном механизме, изображают следующим образом:	
4.1. Обмотка токовая	
4.2. Обмотка напряжения	
4.3. Обмотки токовые для сложения или вычитания	
4.4. Обмотки напряжения для сложения или вычитания	
Например, механизм измерительный:	
а) амперметра однообмоточного	

Продолжение Приложения 6

б) вольтметра однообмоточного	
в) ваттметра однофазного	
г) ваттметра трехфазного одноэлементного с двумя токовыми обмотками	
д) логометра магнитоэлектрического (например, омметра-логометра)	
е) логометра электродинамического (например, фазометра однофазного)	
ж) логометра четырехобмоточного (например, фазометра трехфазного с одной токовой обмоткой)	
5. Выводные контакты обмоток допускается не изображать, если это не приведет к недоразумению и не затруднит чтение схемы (например, допускается обозначение фазометра трехфазного с одной токовой обмоткой)	

ПРИЛОЖЕНИЕ 7

Обозначение единиц измерения, их кратных и дольных значений

Наименование	Обозначение	Наименование	Обозначение
Килоампер	kA	Киловольт	kV
Ампер	A	Вольт	V
Миллиампер	mA	Милливольт	mV
Микроампер	μA	Микровольт	μV
Наноампер	nA	Нановольт	nV
Мегаватт	MW	Мегаом	MΩ
Киловатт	kW	Килоом	kΩ
Ватт	W	Ом	Ω
Мегавар	Mvar	Миллиом	mΩ
Киловар	kvar	Микроом	μΩ
Мегагерц	MHz	Милливебер	mWb
Килогерц	kHz	Микрофарада	μF
Герц	Hz	Пикофарада	pF
Градусы угла сдвига фаз	φ	Генри	H
Коэффициент мощности	cosφ	Миллигенри	mH
Коэффициент реактивной мощности	sinφ	Микрогенри	μH
Тераом	TΩ	Наногенри	nH
Гигаом	GΩ	Градус стоградусной температурной шкалы	^{0}C

ПРИЛОЖЕНИЕ 8

Классификация электронных электроизмерительных приборов и система их обозначения

Электронные средства измерений подразделяют по характеру измерений и виду измеряемых величин на подгруппы, обозначаемые прописными буквами русского алфавита. Например, «В» – приборы для измерения напряжения.

Приборы, входящие в подгруппу, делятся на виды соответственно основной выполняемой функции. Видам присваивается буквенно-цифровое обозначение, состоящее из буквы подгруппы и номера вида. Например, «В2» – приборы для измерения постоянного напряжения.

По совокупности технических характеристик и очередности разработок приборы каждого вида разделяют на типы, которым соответствует порядковый номер модели (например, «В2-38»).

Наименование прибора определяется видом, к которому он относится.

Прописная буква русского алфавита, стоящая после модели, указывает на то, что прибор модернизирован (например, «В2-38А»). При этом буква «А» означает первую модернизацию, буква «Б» – вторую и т. д.

При конструктивной модификации приборов этот факт отмечается цифрой, которая ставится через дробь после номера модели. При этом цифра «1» означает первую конструктивную модификацию, цифра «2» – вторую, цифра «3» – третью и т. д. Например, «В2-38А/1».

Добавление к буквенному обозначению вида буквы «К» обозначает, что данный прибор многофункциональный (комбинированный). Например, «ВК 3-61Б/1» – вольтметр («В») комбинированный («К») для измерения переменного напряжения («3»), модель «61», вторая модернизация («Б»), первая конструктивная модификация («1»).

Следует отметить, что некоторые приборостроительные заводы используют другую (ведомственную) систему обозначений. Для электронных приборов используются буквы «Щ», Ф», «Р», которые не связаны с видом измеряе-

мых величин. Например, Щ68003; Ф-3О и Р386 – универсальные вольтметры; Ф5126 – цифровой фазометр; Щ400 – омметр; Р-33 – магазин сопротивлений.

Ниже приведены наиболее распространенные подгруппы и виды приборов.

Подгруппа	**Вид**	**Наименование**	**Пример обозначения**
В – приборы для измерения напряжения	В1	Поверочные приборы или установки	В1-18
	В2	Вольтметры постоянного напряжения	В2-32А/3
	В3	Вольтметры переменного напряжения	В3-55Б
	В4	Импульсные вольтметры	В4-8А/1
	В6	Селективные вольтметры	В6-9
	В7	Универсальные вольтметры	В7-34/1
	В8	Измерители отношений	В8-6
	В9	Преобразователи напряжений	В9-13/2
Ч – приборы для измерения частоты и времени	Ч1	Стандарты частоты и времени	Ч1-1
	Ч3	Частотомеры электронно-счетные	Ч3-32А
	Ч4	Частотомеры гетеродинные, емкостные, мостовые	Ч4-12Б
	Ч9	Преобразователи частоты	Ч9-5/1
Ф – приборы для измерения разности фаз и группового времени запаздывания	Ф1	Установка для поверки измерителей разности фаз и группового времени запаздывания	Ф1-4
	Ф2	Измерители разности фаз (фазометры)	Ф2-13
	Ф3	Фазовращатели измерительные	Ф3-6А
	Ф4	Измерители группового времени запаздывания	Ф4-18
С – приборы для наблюдения, измерения и исследования формы сигнала и спектра	С1	Осциллографы универсальные	С1-144/1
	С2	Измерители коэффициента амплитудной модуляции	С2-15
	С3	Измерители девиации частоты	С3-12
	С4	Анализаторы спектра	С4-77
	С6	Измерители нелинейных искажений	С6-11
	С7	Осциллографы скоростные, стробоскопические	С7-19
	С8	Осциллографы запоминающие	С8-20
	С9	Осциллографы специальные	С9-23

Продолжение таблицы

Г – генераторы измерительные	Г2	Генераторы шумовые	Г2-59
	Г3	Генераторы низкочастотные	Г3-33
	Г4	Генераторы высокочастотные	Г4-158
	Г6	Генераторы универсальные	Г6-36
Е – измерители компонентов цепей	Е3	Измерители индуктивностей	Е3-7
	Е6	Измерители сопротивлений	Е6-18
	Е7	Измерители универсальные	Е7-11
	Е8	Измерители емкости	Е8-4
У – усилители измерительные	У2	Усилители селективные	У2-8
	У3	Усилители высокочастотные	У3-28
	У4	Усилители низкочастотные	У4-6
	У5	Усилители постоянного тока	У5-9
	У7	Усилители универсальные	У7-2
Б – источники питания	Б2	Источники переменного тока	Б2-3
	Б4	Источники калиброванные	Б4-16
	Б5	Источники постоянного тока	Б5-71/4
	Б6	Источники регулируемые	Б6-24
	Б7	Источники универсальные	Б7-12

ПРИЛОЖЕНИЕ 9

Технические характеристики стандартных измерительных шунтов

Тип	$I_{ном}$, А	$U_{ном}$, мВ	$R_ш$, мкОм	Размеры, см	Масса, кг	Класс точности
75 Ш	75	75	1000	12×6×6	0,240	0,2
	150	75	500	12×6×6	0,265	0,2
100 ШС	2000	100	50,00	30×10×10	8,0	0,5
	4000	100	25,00	30×21×10	18,0	0,5
	6000	100	16,67	30×30×10	24,3	0,5
75 ШСМ	7500	75	10,0	25×22×7	14,0	0,5

Примечания:

75 ШП – взаимозаменяемый переносный измерительный шунт с номинальным напряжением 75 мВ;

100 ШС – взаимозаменяемый стационарный измерительный шунт с номинальным напряжением 100 мВ;

75 ШСМ – взаимозаменяемый стационарный модернизированный измерительный шунт с номинальным напряжением 75 мВ;

$I_{ном}$ – номинальный (измеряемый) ток;

$U_{ном}$ – номинальное напряжение на шунте при протекании по нему номинального тока;

$R_ш$ – номинальное сопротивление шунта.

ПРИЛОЖЕНИЕ 10

Технические характеристики устройства типа И58М

Устройство предназначено для измерений постоянного тока в диапазоне от 4 до 70 кА в цепях с номинальным напряжением до 1 кВ и частоте вспомогательного напряжения (50 ± 0,5) Гц.

Устройство состоит из трансформатора постоянного тока (ТПТ) и вспомогательного устройства (ВУИ).

Устройство изготавливается в восьми модификациях. В качестве примера ниже (в таблице) приведены основные технические характеристики пяти модификаций устройства.

Модификация устройства	**Номинальный первичный измеряемый ток, кА**	**Пределы измерения, кА**	**Обозначение ТПТ, входящего в комплект**	**Размеры окна ТПТ, мм**
И-58М-1	15	от 7,5 до 15	И-58М/1	152×152
И-58М-2	25	от 12,5 до 25	И-58М/2	252×236
И-58М-3	35	от 24,5 до 35	И-58М/3	252×300
И-58М-4	50	от 25 до 50	И-58М/2×2	252×263
И-58М-5	70	от 49 до 70	И-58М/3×2	252×300

Во всех модификациях устройства в комплект входит один ТПТ, кроме модификаций 4 и 5, имеющих по два трансформатора типа И58М/2 и И58М/3 соответственно.

Номинальная нагрузка для модификаций 1–5 составляет 1,2 Ом.

Погрешность коэффициента трансформации в пределах измерений, указанных в приведенной таблице, не превышает ± 0,5 %.

Питание осуществляется от сети переменного тока напряжением 22 В и частотой 50 Гц. Потребляемая мощность не превышает 45 кг для модификации 1 и 200 кг для модификаций 2 и 3.

Масса вспомогательного измерительного устройства (ВУИ) не превышает 25 кг.

С устройствами типа И58М/2 – И 58М/5 поставляются токовое и промежуточное реле для защиты устройств при внезапном отключении измеряемого тока.

Наработка на отказ не менее 2500 ч. Срок службы не менее 6 лет.

ПРИЛОЖЕНИЕ 11

Технические характеристики добавочного сопротивления типа Р-109

Номинальное значение сопротивления, кОм	Номинальный электрический ток, мА	Номинальное электрическое напряжение, В	Примечание
300	5,0	1,5	Предназначено для расширения пределов измерения вольтметров М-151 и М1501 Класс точности 0,5 Норм. усл. эксп. (20 ± 10) °С Масса 1,5 кг
400	5,0	2,0	
600	5,0	3,0	
1333	3,0	4,0	

ПРИЛОЖЕНИЕ 12

Технические характеристики жидкостных термометров

Термометр	Тип	Предел измерения, °С	Цена деления, °С	Предел допускаемой основной погрешности, °С	Размеры термометра, мм			Примечание
					Общая длина	Погружаемая длина	Диаметр	
Промышленный для судовых двигателей	ТП 14–1	0–150	2	± 2 (0–100) ± 4 (101–150)	235	115	7±1	Палочный (тип А)
	ТП 14–2				270	150		
	ТП 17–1	100–650	5	±5 (100–300) ±7 (301–500) ±10 (501–650)	410	200	6±1	Палочный, ртутный (тип А)
	ТП 17–2				485	275		
Промышленный виброустойчивый	ТП 21–1	0–100	1	±1	275; 295; 315; 335; 465; 614	60; 80; 120; 160; 400	–	Ртутный, с вложенной шкалой (тип Б)
	ТП 21–2	0–150	2	±2				
	ТП 21–3	0–200						
Лабораторный химический	ТЛ 4–1	от –3 до +20	0,1	± 0,3 ± 0,2	530_{-30}	–	11±1	Тип Б Для измерения температуры в лаборатор-ных условиях (тип Б)
	ТЛ 4–2	0–55						
	ТЛ 4–8	190–260	0,2	±0,4(101–200) ±0,8(201–300) ±1 (301–360)				
	ТЛ 4–9	240–310						

Продолжение таблицы

Лабораторный химический	ТЛ 2–1	от –30 до +70	1	± 1 (–30…+100) ± 2 (101–200)	250_{-20}	–	8±1	Для лабораторных измерений (тип Б)
	ТЛ 2–2	0–100						
	ТЛ 2–3	0–150			280_{-20}	–		
Образцовый	ТО–1	Основная шкала 0–5	0,01	± 0,015	560±10	–	16–1	Высокоточные измерения (не более 5 °С)
		Вспомогательная шкала от –20 до +150	5	–	–	–	–	

ПРИЛОЖЕНИЕ 13

Технические характеристики манометрических термометров

Тип	Характеристика	Диапазон измерений, °С		Класс точности	Термобаллон		Длина капилляра, м
		Нижний	Верхний		Диаметр, мм	Длина, мм	
ТПГ – 4	Термометр показывающий газовый	+50	600	1,0	20	до 630	до 2,5
ТПЖ – 4	Термометр показывающий жидкостный	+50	300	1,5	12	до 400	до 10
ТЖС – 711	Термометр показывающий самопищущий	+50	300	2,5	12	до 400	до 10
ТПП – 4Ш	Термометр показывающий конденсационный	0	300	1,5	16	до 250	до 16
ТПП-СК	Термометр показывающий конденсационный с электроконтактным устройством	0	300	2,5	16	до 250	до 16

ПРИЛОЖЕНИЕ 14

Визуальный оптический пирометр «Проминь»

Визуальный оптический пирометр «Проминь» предназначен для измерения яркостной температуры раскаленных твердых или жидких тел в металлической, машиностроительной, химической и других отраслях промышленности.

Пирометр выполнен в виде малогабаритного переносного прибора. Корпус состоит из камеры и рукоятки. В верхней части корпуса помещены объективная труба с однолинзовым объективом, перемещающимся при наводке вдоль оптической оси, и окулярная труба. В рукоятке находится блок питания пирометра.

Принцип действия пирометра основан на уравнивании яркости изображения объекта с яркостью эталонного источника – специальной пирометрической лампы.

Основные данные

Диапазон измеряемых температур, °С	800–4000
Поддиапазоны, °С	800–1400
	1200–2000
	1800–4000
Эффективная длина волны пиромета во всем диапазоне измеряемых температур, мкм	0,656±0,005
Основная допустимая погрешность, °С:	
– в пределах измерения температур 800–1400 °С	±12
– в пределах измерения температур 1800–3200 °С	±50
– в пределах измерения температур 3200–4000 °С	±90
Масса, кг	1,6
Вероятность безотказной работы пирометра за 500 часов	0,85
Срок службы пирометра, лет	≥ 6

ПРИЛОЖЕНИЕ 15

Телескоп пирометра суммарного излучения типа ПИРС-019 с усилителем

Телескоп пирометра типа ПИРС-019 предназначен для бесконтактного измерения радиационной температуры поверхностей нагретых тел. Рассчитан на эксплуатацию при температуре окружающего воздуха от 5 до 50 °С и относительной влажности от 30 до 80 %. Усилитель рассчитан на эксплуатацию при температуре окружающей среды от 10 до 35 °С и относительной влажности до 80 %.

Технические данные

Диапазон измерений, °С	20–300
Основная допускаемая погрешность в диапазоне измерения, °С	
20–100	± 2,0
40–150	± 2,5
50–200	± 3,0
100–300	± 4,5
Инерционность, С	не более 2,0
Потребляемая мощность, В•А	не более 6,0
Вероятность безотказной работы прибора за 500 часов	0,85
Габаритные размеры (мм) и масса (кг) комплектующих единиц:	
– телескопа	160×105×120; 10
– охладителя	115×125×150; 0,7
– усилителя	150×140×400; 8,0



Методические указания к выполнению лабораторных работ

Б1.В.09.07 ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ

Специальность -
21.05.04 Горное дело
Специализация -
Мехатроника и робототехника промышленных комплексов

Одобрены на заседании кафедры	Рассмотрен методической комиссией факультета
Информатики	Горно-механического
(название кафедры)	*(название факультета)*
Зав. кафедрой _____	Председатель _____
(подпись)	*(подпись)*
Дружинин А.В.	Осипов П.А..
(Фамилия И.О.)	*(Фамилия И.О.)*
Протокол № 1 от 26.09.2023	Протокол № 2 от 20.10.2023
(Дата)	*(Дата)*

Екатеринбург

Введение

Цель данных лабораторных работ состоит в закреплении теоретических основ курса «Интеллектуальные системы» для студентов специальности «Прикладная математика», включающего изучение семейства методов оптимизации, известных как генетические алгоритмы.

Все работы проводятся в лаборатории, оборудованной персональными компьютерами под управлением *Microsoft Windows XP* или выше. Рекомендуемой средой для решения задач является *MATLAB*. Студенты, впервые приступившие к работе, обязаны пройти инструктаж по технике безопасности и расписаться в соответствующем журнале. К выполнению лабораторных работ допускаются только студенты, получившие допуск преподавателя после собеседования о теоретической части и основах работы в среде *MATLAB*.

Порядок выполнения лабораторных работ

1. Загрузить систему *MATLAB* и изучить справочные материалы по функциям системы, необходимым для решения задачи.
2. Составить алгоритм и написать программу на языке *MATLAB* для решения задачи.
3. Оформить отчет по лабораторной работе. Каждый отчет должен содержать следующие элементы.
   3.1. Формулировку задачи и числовые данные конкретных примеров.
   3.2. Текст программы.
   3.3. Результаты работы программы.

Лабораторная работа №1. Оптимизация функций вещественных переменных

Цель работы

Приобретение навыков работы со стандартным модулем *MATLAB*, предоставляющим возможность решения различных оптимизационных задач с помощью генетических алгоритмов.

Методические указания

Генетические алгоритмы (ГА) относятся к семейству алгоритмов глобальной оптимизации. Первоначальная форма ГА, введенная Дж. Холландом, является алгоритмом перехода от рассматриваемой по-

пуляции хромосом[1], под которыми понимались последовательности бит фиксированной длины, к новой популяции с помощью своего рода естественного отбора, сопровождаемого применением так называемых операторов *скрещивания, мутации и инверсии.* Оператор селекции выбирает хромосомы, которым будет позволено воспроизводиться, так чтобы хромосомы с лучшими значениями целевой функции в среднем имели большее потомство. Оператор скрещивания меняет местами соответствующие отрезки двух хромосом, имитируя биологическую рекомбинацию; оператор мутации инвертирует значения случайным образом выбранных бит хромосомы; оператор инверсии переворачивает непрерывный отрезок хромосомы.

Впоследствии интенсивное взаимодействие между исследователями, изучающими различные эволюционные методы, привело к тому, что границы между ГА, эволюционными стратегиями, эволюционным программированием и другими подходами такого рода стали несколько размыты. Вследствие этого термин «генетический алгоритм» нередко обозначает нечто весьма отличное от оригинальной формулировки, данной Холландом. Таким образом, под генетическим алгоритмом понимается не столько конкретный алгоритм, сколько целое семейство методов, объединенных общей концепцией.

В целом, ГА описывает способ эволюционирования популяции, состоящей из множества индивидуумов, по определенным правилам таким образом, чтобы собрать как можно больше индивидуумов в области с как можно лучшими значениями целевой функции. Общая структура ГА включает следующие шаги.

1. Создается исходная популяция, обычно случайная.
2. Для каждого индивидуума вычисляется значение целевой функции.
3. К популяции применяются операторы селекции, скрещивания и мутации. В результате получается новая популяция такого же размера.
   3.1. Оператор селекции выбирает индивидуумов, которые будут участвовать в процессе репродукции. При этом вероятность выбора каждого конкретного индивидуума тем выше, чем лучше его значение целевой функции. Индивидуум может как быть выбран несколько раз, так и не быть выбран вовсе.

[1] Правильнее было бы *популяции особей,* но в ГА не делается различия между особями и их хромосомами.

3.2. Оператор скрещивания формирует одного или большее количество потомков, комбинируя хромосомы двух родителей (в некоторых случаях может использоваться большее количество родительских индивидуумов).
3.3. Оператор мутации модифицирует хромосому индивидуума случайным образом. Он может использоваться после оператора скрещивания, или же вместо него для генерации потомков с использованием хромосомы единственного родителя.
4. Текущая популяция заменяется новой.
5. Процесс повторяется с шага 2, пока не будет выполнен оговоренный заранее критерий останова.

В качестве хромосом/индивидуумов могут применяться объекты самого разного типа: битовые, целочисленные, вещественные или комплексные векторы, конечные автоматы, деревья выражений и пр.

В состав системы *MATLAB*[2] включен модуль «*Genetic Algorithm and Direct Search*» (*GADS*). Помимо ГА, в него также входят так называемые алгоритмы прямого поиска (*Direct/Pattern Search*) и имитации отжига (*Simulated Annealing and Threshold Acceptance*). Для работы с ГА предназначены следующие функции: `ga`, `gaoptimget` и `gaoptimset`, `gatool`. Первая является собственно реализацией ГА, две следующие предназначены для манипулирования ее параметрами, а последняя вызывает графический интерфейс, имеющий идентичную функциональность, но большую наглядность. Приведем несколько примеров использования данных функций.

Простейший пример: поиск минимумов функций одной переменной x^2 и $\sin x$ (поскольку ГА имеет стохастическую природу, при каждом его вызове ответы получаются различные).

```
>> ga(@(x)x^2,1)
ans =
    0.0048
>> ga(@sin,1)
ans =
   -1.5650
```

Не очень высокая точность результатов является следствием щадящих значений параметров ГА, выставляемых по умолчанию. Интересной особенностью второго примера является то, то минимум найден вне

[2] Приведенные здесь сведения относятся к *GADS* версии 2.1 в составе *MATLAB* 7.4 (R2007a).

начального диапазона поиска (по умолчанию отрезок $[0;1]$: в общем случае, в зависимости от параметров алгоритма, популяция в поисках экстремума может уйти довольно далеко от своего изначального месторасположения. Тем не менее, с точки зрения вычислительной эффективности выгоднее сразу нацеливать ГА на область, в которой, предположительно, находится решение.

Аналогично производится поиск минимума функции большего количества переменных (здесь $f(x) = (\sin x_1)(\sin x_2)$).

```
>> ga(@(x)sin(x(1))*sin(x(2)),2)
ans =
   -1.5663    1.5724
```

Чтобы получить более адекватный ответ, воспользуемся возможностью уточнения результатов с помощью традиционных алгоритмов минимизации (в данном случае стандартной функции `fminsearch`).

```
>> opt=gaoptimset('HybridFcn',@fminsearch);
>> ga(@(x)sin(x(1))*sin(x(2)),2,...
   [],[],[],[],[],[],[],opt)
ans =
   -1.5708    1.5708
```

Здесь `HybridFcn` — один из множества параметров, с помощью которых универсальный алгоритм, представленный функцией `ga`, адаптируется под конкретные задачи.

Общий синтаксис `ga` выглядит следующим образом:

```
x = ga(fitnessfcn,nvars,A,b,...
       Aeq,beq,LB,UB,nonlcon,options)
x = ga(problem)
[x,fval,exitflag,output,population,scores] = ga(...)
```

Здесь `fitnessfcn` — целевая функция с одним (векторным) аргументом; `nvars` — количество неизвестных. Параметры `A` и `b` описывают линейные ограничения в виде неравенств: $Ax \leq b$; `Aeq` и `beq` — линейные ограничения в виде равенств: $A_{eq}x = b_{eq}$. Параметры `LB` и `UB` представляют собой нижние и верхние границы значений неизвестных (*Lower Bounds* и *Upper Bounds* соответственно): $x_i \in [LB_i, UB_i]$. Параметр `nonlcon` — функция, описывающая нелинейные ограничения задачи. Эта функция принимает в качестве аргумента x и возвращает два вектора `C` и `Ceq`; ГА, в свою очередь, ищет такое решение задачи, чтобы вы-

полнялись условия $C \leq 0$ и $C_{eq} = 0$. Последний аргумент — структура, формируемая с помощью функции `gaoptimset`. Все аргументы, отвечающие за ограничения, имеют смысл только для индивидуумов типа `doubleVector`. Обязательными в первой форме вызова являются лишь первые два аргумента; остальные можно опустить или указать как `[]`. Во второй форме вызова единственный аргумент является структурой, формируемой при экспорте задачи из интерфейса `gatool`.

На выходе функции имеем вектор `x`, дающий искомую точку минимума; значение целевой функции в этой точке `fval`; числовой код `exitflag`, указывающий причину прекращения работы ГА (коды см. в справке); структуру `output`, содержащую вспомогательную информацию, которая, в частности, может применяться для воспроизведения работы алгоритма с сохранением идентичных результатов; финальную популяцию `population` и значения целевой функции на ней `scores`. Все выходные параметры (кроме `x`) опциональны.

Варианты задания

Построить графики (поверхности и линии уровня) следующих тестовых функций для размерности пространства поиска $n = 2$. Используя командный (`ga`) и графический интерфейсы (`gatool`) модуля *GADS*, продемонстрировать нахождение их минимумов для $n = 2, 5, 10, 100$ (где это применимо).

Вар.	**Функция**
1.	Сферическая функция, или функция Де Джонга 1 (*sphere model, De Jong's function 1*) — гладкая выпуклая унимодальная функция, мечта любого алгоритма оптимизации. $$f(x) = \sum_{i=1}^{n} x_i^2, \qquad x_i \in [-5{,}12; 5{,}12].$$ (Глобальный минимум: $x_i = 0$.)
2.	Гиперэллипсоидная функция (*axis parallel hyper-ellipsoid function*). $$f(x) = \sum_{i=1}^{n} i x_i^2, \qquad x_i \in [-5{,}12; 5{,}12].$$ (Глобальный минимум: $x_i = 0$.)
3.	Повернутая гиперэллипсоидная функция (*rotated hyper-ellipsoid function*).

	$$f(x) = \sum_{i=1}^{n} \left(\sum_{j=1}^{i} x_j \right)^2, \qquad x_i \in [-65{,}536; 65{,}536].$$ (Глобальный минимум: $x_i = 0$.)
4.	Ступенчатая функция, или функция Де Джонга 3 (*step function, De Jong's function 3*) состоит из множества плоских горизонтальных поверхностей. Подобные функции создают проблемы многим алгоритмам оптимизации, поскольку такие плоскости не дают информации о предпочтительном направлении поиска. $$f(x) = 6n + \sum_{i=1}^{n} \lvert [x_i] \rvert, \qquad x_i \in [-5{,}12; 5{,}12].$$
5.	Функция (она же банановая функция, она же долина) Розенброка, или функция Де Джонга 2, (*Rosenbrock's function (banana function, valley), De Jong's function 2*). Классическая задача о поиске экстремума, находящегося в узкой изогнутой долине. Найти последнюю легко, но спуск по ней к минимуму — задача нетривиальная. Функция является мультимодальной при $n > 3$. $$f(x) = \sum_{i=1}^{n-1} \left(100\left(x_{i+1} - x_i^2\right)^2 + (x_i - 1)^2 \right), \qquad x \in [-5{,}12; 5{,}12].$$ (Глобальный минимум: $x_i = 1$.)
6.	Функция Де Джонга с гауссовыми возмущениями (*gaussian quartic, De Jong's function 4*) позволяет оценить надежность алгоритма оптимизации при работе с зашумленными данными. $$f(x) = \sum_{i=1}^{n} \left(i x_i^4 + gauss(0{,}1) \right), \qquad x_i \in [-1{,}28; 1{,}28],$$ где $gauss(m, d)$ — функция, возвращающая нормально распределенные случайные величины с математическим ожиданием m и дисперсией d.
7.	Функция Растригина (*Rastrigin's function*): аналог функции №1 с многочисленными регулярно распределенными минимумами. $$f(x) = 10n + \sum_{i=1}^{n} \left(x_i^2 - 10 \cos 2\pi x_i \right), \qquad x_i \in [-5{,}12; 5{,}12].$$ (Глобальный минимум: $x_i = 0$.)
8.	Функция Швефеля (*Schwefel's sine root function*) имеет обманчивый рельеф: глобальный минимум находится вдалеке от локального ми-

	нимума, наиболее схожего с ним по величине функции. $$f(x) = \sum_{i=1}^{n} \left(-x_i \sin\sqrt{|x_i|}\right), \qquad x_i \in [-500; 500].$$ (Глобальный минимум: $x_i = 420{,}9687$.)
9.	Функция Грайвенка (*Griewangk's function*). Мультимодальная функция с регулярно распределенными минимумами; аналог функции Растригина. $$f(x) = 1 + \sum_{i=1}^{n} \frac{x_i^2}{4000} - \prod_{i=1}^{n} \cos\left(\frac{x_i}{\sqrt{i}}\right), \qquad x_i \in [-600; 600].$$ (Глобальный минимум: $x_i = 0$.)
10.	Функция Эккли (*Ackley's path function*): часто используемая мультимодальная тестовая функция. $$f(x) = 20 + e - 20\exp\left(-0{,}2\sqrt{\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} x_i^2}\right) - \exp\left(\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\cos(2\pi x_i)\right),$$ $x_i \in [-30; 30]$. (Глобальный минимум: $x_i = 0$.)
11.	Сумма различных степеней (*Sum of different powers*): часто используемая унимодальная тестовая функция. $$f(x) = \sum_{i=1}^{n} |x_i|^{i+1}, \qquad x_i \in [-1; 1].$$ (Глобальный минимум: $x_i = 0$.)
12.	Функция Михалевича (*Michalewicz's function*): мультимодальная функция с $n!$ локальными экстремумами, рельеф которой состоит из почти плоских участков с глубокими прямыми расщелинами. При больших m последние становятся уже, их склоны — вертикальнее, а задача оптимизации превращается в своего рода поиск иголки в стоге сена. $$f(x) = -\sum_{i=1}^{n} \left(\sin(x_i)\sin^{2m}\left(\frac{ix_i^2}{\pi}\right)\right), \qquad m = 10, x_i \in [0; \pi].$$
13.	Функция Бранинса (*Branins's rcos function*): тестовая функция с тремя глобальными минимумами. $$f(x_1, x_2) = \left(x_2 - \frac{5{,}1}{4\pi^2}x_1^2 + \frac{5}{\pi}x_1 - 6\right)^2 +$$

	$$+10\left(1-\frac{1}{8\pi}\right)\cos(x_1)+10, \qquad x_1 \in [-5;10], x_2 \in [0;15].$$ (Глобальные минимумы: $(-\pi; 12{,}275)$, $(\pi; 2{,}275)$, $(9{,}425; 2{,}475)$.)
14.	Функция Изома (*Easom's function*): унимодальная тестовая функция, в которой глобальный минимум и окружающий его нетривиальный рельеф занимают лишь небольшую часть пространства поиска. $$f(\mathrm{x}_1, \mathrm{x}_2) = -\cos(\mathrm{x}_1)\cos(\mathrm{x}_2)\exp(-(\mathrm{x}_1-\pi)^2-(\mathrm{x}_2-\pi)^2),$$ $$\mathrm{x}_{1,2} \in [-100; 100].$$ (Глобальный минимум: $(\pi; \pi)$.)
15.	Функция Голдстейна (*Goldstein-Price function*): $$f(x_1, x_2) =$$ $$= [1+(1+x_1+x_2)^2(19-14x_1+3x_1^2-14x_2+6x_1x_2+3x_2^2)] \times$$ $$\times [30+(2x_1-3x_2)^2(18-32x_1+12x_1^2+48x_2-36x_1x_2+27x_2^2)];$$ $$x_{1,2} \in [-2; 2].$$ (Глобальный минимум: $(0; -1)$.)
16.	Шестигорбая функция (*Six-hump camel back function*) имеет в области поиска шесть локальных минимумов, два из которых являются глобальными. $$f(x_1, x_2) = \left(4-2{,}1x_1^2+\frac{x_1^4}{3}\right)x_1^2+x_1x_2+(-4+4x_2^2)x_2^2;$$ $$x_1 \in [-3; 3], x_2 \in [-2; 2].$$ (Глобальные минимумы: $(-0{,}0898; 0{,}7126)$, $(0{,}0898; -0{,}7126)$.)

Вопросы для собеседования

1. Что такое генетический алгоритм?
2. Какова общая схема работы ГА?
3. Как производится решение задач с помощью ГА в *MATLAB*?
4. Чем отличается реализация ГА в *MATLAB* от канонического алгоритма?

Лабораторная работа №2. Оптимизация функций вещественных переменных, часть 2

Цель работы

Приобретение навыков реализации и применения генетических алгоритмов в задачах оптимизации функций нескольких вещественных переменных.

Методические указания

Существует большое количество разновидностей операторов, соответствующих шагу 3 общего ГА. Выбор тех или иных вариантов определяется в первую очередь типом хромосом. Приведем варианты операторов, применимых в задачах оптимизации функций вещественных переменных.

1. Селекция (для поиска минимума).
   1.1. Популяция упорядочивается по значениям целевой функции, после чего ее вторая половина отбрасывается, а первая дублируется.
   1.2. Популяция упорядочивается по значениям целевой функции. Каждому индивидууму назначается вес, равный $1/\sqrt{n}$, где n — номер его позиции. Производится случайный выбор индивидуума, причем вероятность выбора каждого из индивидуумов пропорциональна его весу. Процесс повторяется столько раз, сколько особей должно быть в популяции.
   1.3. Выбираются несколько случайных индивидуумов. Лучший из них помещается в новую популяцию. Процесс повторяется столько раз, сколько особей нужно выбрать.
2. Скрещивание. Популяция перемешивается случайным образом, после чего к первым $[nr_c/2]$ парам индивидуумов x_{2i-1} и x_{2i}, $i = 1, \dots, [nr_c/2]$, где n — размер популяции, а r_c — вероятность скрещивания, применяется один из следующих вариантов действий.
   2.1. Производится одноточечный или двухточечный кроссовер векторов-хромосом.
   2.2. Составляются (масштабированные) выпуклые линейные комбинации родительских хромосом.
   2.3. Симулированное бинарное скрещивание:

$$x'_{1,2} = \big((1 \pm \beta)x_1 + (1 \mp \beta)x_2\big)/2\,,$$
$$\beta = \begin{cases}(2u)^{1/(\eta+1)}, & u \le 1/2,\\ (2(1-u))^{-1/(\eta+1)}, & u > 1/2,\end{cases}$$

где $x_{1,2}$ — родительские хромосомы, $x'_{1,2}$ — потомки, u — случайная величина, равномерно распределенная на $[0;1]$, а η — выбираемый пользователем параметр, определяющий форму функции распределения коэффициента β.

3. Мутация. К $[nr_m]$ случайно выбранным индивидуумам, где n — размер популяции, а r_m — вероятность мутации, применяется один из следующих вариантов действий.
   3.1. К выбранным векторам прибавляются нормально распределенные смещения с нулевым математическим ожиданием и выбранной заранее дисперсией.
   3.2. Каждая координата выбранных векторов с некоторой вероятностью заменяется на случайное число из диапазона, соответствующего области поиска.

Варианты задания

Написать программу, реализующую генетический алгоритм, и решить с ее помощью задачу на нахождение минимума функции с одним экстремумом, с несколькими локальными экстремумами, а также минимума линейной функции на выпуклом множестве:

- $f(x,y) = (x-0{,}4)^2 + (y-0{,}6)^4 \to \min$;
- $g(x,y) = f(x,y) + (\sin 10x)(\sin 10y) \to \min$;
- $\begin{cases}x + y \to \min,\\ f(x,y) \le 1.\end{cases}$

На каждой итерации ГА показывать текущую популяцию в виде облака точек. Программы для каждого из трех пунктов должны отличаться *только* видом целевой функции.

Сравнить результаты с (более) точными, найденными аналитически или с помощью функций, реализующих традиционные алгоритмы оптимизации.

Решить те же задачи с помощью стандартного модуля *MATLAB GADS*. Сравнить количество итераций и время, необходимое для достижения аналогичной точности результата.

Ввиду особенностей языка *MATLAB* программа должна использовать технику векторизации вычислений везде, где это возможно, для достижения высокого быстродействия.

Операторы селекции, скрещивания и мутации выбираются из приведенного выше списка в соответствии со своим вариантом (параметры операторов оставлены на усмотрение разработчика).

Вариант	**Селекция**	**Скрещивание**	**Мутация**
1	1.1.	2.1.	3.1.
2	1.1.	2.1.	3.2.
3	1.1.	2.2.	3.1.
4	1.1.	2.2.	3.2.
5	1.1.	2.3.	3.1.
6	1.1.	2.3.	3.2.
7	1.2.	2.1.	3.1.
8	1.2.	2.1.	3.2.
9	1.2.	2.2.	3.1.
10	1.2.	2.2.	3.2.
11	1.2.	2.3.	3.1.
12	1.2.	2.3.	3.2.
13	1.3.	2.1.	3.1.
14	1.3.	2.1.	3.2.
15	1.3.	2.2.	3.1.
16	1.3.	2.2.	3.2.
17	1.3.	2.3.	3.1.
18	1.3.	2.3.	3.2.

Вопросы для собеседования

1. Приведите примеры операторов селекции.
2. Приведите примеры операторов скрещивания и мутации, используемых в дискретных ГА.
3. Приведите примеры операторов скрещивания и мутации, используемых в непрерывных ГА.

4. Почему недостаточно одной лишь классической (бинарной) версии ГА?

Лабораторная работа №3. Эволюционный процесс

Цель работы

Применение генетических алгоритмов к оптимизационным задачам нестандартного вида.

Методические указания

ГА обладают рядом преимуществ перед традиционными методами оптимизации, в частности:

- переменные целевой функции могут быть как непрерывными, так и дискретными;
- отсутствует необходимость в вычислении производных;
- производится одновременный поиск в широком диапазоне значений переменных;
- возможна эффективная работа с функциями большого числа переменных;
- возможно эффективное распараллеливание алгоритмов;
- ГА применимы к целевым функциям со сложным рельефом, с большим количеством локальных экстремумов;
- результат может представлять собой перечень возможных оптимальных решений, а не просто одну точку в пространстве поиска;
- могут применяться различные формы представления (кодирования) переменных;
- целевые функции могут иметь самую разную природу: замкнутые формулы, вычисления на основе сложных алгоритмов, экспериментальные данные и пр.

Данные свойства позволяют ГА решать задачи, не поддающиеся традиционным методам. Более того, существуют вариации[3], в рамках которых индивидуумы не просто указывают на некоторую точку пространства поиска, а, в некотором смысле, «ведут активный образ жизни». Это эволюционное и генетическое программирование. Роль хромосом играют в первом случае конечные автоматы, а во втором — программы. В то время как в ГА целевая *функция* фиксирована, а индивидуумы представля-

[3] Их не относят напрямую к ГА, но считают родственными алгоритмами.

ют собой *данные,* здесь ситуация обратная: исходные *данные* выбираются заранее, а популяция состоит из *функций,* представленных в специфическом виде. Общая схема алгоритма мало чем отличается от ГА. Наиболее существенная разница связана с вычислением целевой функции и операторами скрещивания и мутации.

Задача, поставленная в данной лабораторной работе, не сводится к оптимизации какой-либо конкретной функции вещественных переменных. Тем не менее, она естественным образом решается с помощью ГА, если позволить целевой функции ранжировать индивидуумов на основании не только их собственных характеристик, но также и характеристик остальных индивидуумов в популяции.

Таким образом, если в предыдущей работе целевая функция *могла* быть сконструирована так, чтобы применяться ко всей популяции сразу, здесь она *должна* быть написана именно таким образом. В качестве аргумента ей передается весь имеющийся набор хромосом, а значения функции формируются на основе сравнения нескольких (в данном случае двух) хромосом. При этом целевая функция фактически частично берет на себя роль оператора селекции.

Варианты задания

Смоделировать эволюционный процесс, определить его сходимость, локализовать устойчивое значение генотипа в $(0{,}05; 0{,}95)^2$ для целевой функции, назначающей каждой особи ранг путем случайного разбиения популяции на пары с последующим проведением поединков в каждой из них.

Две координаты в составе хромосом задают, соответственно, выносливость (x_i) и силу (y_i) особи. Кроме того, для каждой особи формулой $p_i = 1 - (x_i + y_i)/2$ задана вероятность попадания по противнику. В начале поединка каждая особь получает запас энергии, равный ее выносливости. В ходе поединка особи по очереди пытаются нанести друг другу удары (попадая со своей вероятностью p_i); в случае успеха энергия атакуемого уменьшается на величину, равную силе атакующего (p_i не изменяется). Как только энергия одной из особей становится неположительной, ее противник выигрывает поединок.

По итогам турниров ранги назначаются таким образом, чтобы проигравшие отсеивались, а победители оценивались по трем следующим вариантам критерия.

Вариант	Цель ранжирования победителей
1.	Без предпочтений.
2.	Минимизация количества раундов поединка.
3.	Максимизация количества раундов поединка.

Вопросы для собеседования

1. Какие понятия заимствует ГА из биологии?
2. Что такое векторизация целевой функции, для чего она применяется?
3. Каковы преимущества и недостатки ГА по сравнению с традиционными методами оптимизации?
4. Какие существуют разновидности ГА?
5. В каких еще, кроме ГА, задачах и методах оптимизации используются эволюционные аналогии?

Лабораторная работа №4. Рефлексивная метаоптимизация

Цель работы

Поиск параметров генетического алгоритма, обеспечивающих наилучшую его сходимость.

Методические указания

Генетические алгоритмы представляют собой не классические целостные последовательности действий, но системы взаимодействующих друг с другом компонент (популяция и модифицирующие ее операторы). Каждая из этих компонент может иметь различные качественные и количественные характеристики. Например, популяция может характеризоваться типом индивидуумов, их областью значений и количеством. Каждый оператор характеризуется своим алгоритмом и его числовыми параметрами, а скрещивание и мутация, кроме того, вероятностью применения.

В зависимости от перечисленных характеристик эффективность генетического алгоритма может существенно различаться. С самого начала развития технологии ГА предпринимались попытки поиска оптимальных параметров. В данной лабораторной работе предлагается один из возможных подходов к этой задаче, основанный на технике рефлексивной метаоптимизации.

При предложенном ниже выборе параметров, подвергаемых оптимизации, данная лабораторная работа может служить иллюстрацией к вопросу о целесообразности совместного применения операторов скрещивания и мутации. Поскольку они решают одну и ту же задачу (создание индивидуумов для нового поколения), может возникнуть желание исключить один из них, чтобы избавиться от дублирования функциональности.

Рассматривая данные операторы по отдельности, исследователи пришли к следующим выводам. Если целевая функция имеет высокую степень регулярности и четко выраженный глобальный минимум, использование оператора скрещивания позволяет существенно ускорить поиск последнего. При увеличении числа локальных минимумов эффективность оператора скрещивания существенно снижается. Аналогичный эффект имеет место, если значения целевой функции в точках локальных минимумов приближаются к величине глобального минимума. С другой стороны, при использовании исключительно оператора мутации на работу ГА практически не влияют ни количество локальных экстремумов, ни их величины.

Таким образом, взаимные преимущества двух данных видов операторов проявляются в различных классах задач. В целом, использование скрещивания позволяет ускорить сходимость ГА, в то время как мутация, внося в популяцию помехи, замедляет стягивание ее к искомой точке, одновременно защищая от вырождения (преждевременного схождения к ложным экстремумам).

Варианты задания

Взять решения трех подзадач лабораторной работы №2, соответствующие своему варианту. Выбрать 2–3 параметра ГА, подлежащие оптимизации (например, вероятность скрещивания, вероятность и силу мутации). Выбрать для них адекватные области поиска, а для остальных параметров — подходящие фиксированные значения. Сформировать целевую функцию верхнего уровня, которая принимает значения выбранных параметров в качестве аргументов, производит поиск решения соответствующим алгоритмом и возвращает некоторый показатель качества результата (на выбор разработчика), т.е. меру его близости к истинному положению минимума. Для каждой подзадачи определить положение минимума этой целевой функции с помощью ГА, сравнить и объяснить результаты.

Вопросы для собеседования

1. Какова функция оператора селекции?
2. Какова функция оператора скрещивания?
3. Какова функция оператора мутации?
4. Чем отличаются роли операторов скрещивания и мутации?
5. Что такое гибридный ГА?

Библиографический список

1. Андрейчиков А. В., Андрейчикова О. Н. Интеллектуальные информационные системы: Учебник. — М.: Финансы и статистика, 2004.
2. Афонин В. Л., Макушкин В. А. Интеллектуальные робототехнические системы: курс лекций: учеб. пособие для студентов вузов, обучающихся по специальностям в области информ. технологий. — М.: Интернет-Ун-т Информ. Технологий, 2005.
3. Букатова И. Л. и др. Эвоинформатика. Теория и практика эволюционного моделирования. — М.: Наука, 1991.
4. Поздяев В. В. Интеллектуальные системы. Уч. пособие. — Н. Новгород: Изд-во НГТУ, 2008.

Содержание

Введение....3

Порядок выполнения лабораторных работ....3

Лабораторная работа №1. Оптимизация функций вещественных переменных....3

Лабораторная работа №2. Оптимизация функций вещественных переменных, часть 2....11

Лабораторная работа №3. Эволюционный процесс....14

Лабораторная работа №4. Рефлексивная метаоптимизация....16

Библиографический список....18



МЕТОДИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ ПО САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЕ СТУДЕНТОВ

Б1.В.09.07 ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ

Специальность -
21.05.04 Горное дело
Специализация -
Мехатроника и робототехника промышленных комплексов

Одобрены на заседании кафедры	Рассмотрен методической комиссией факультета
Информатики	Горно-механического
(название кафедры)	*(название факультета)*
Зав. кафедрой	Председатель
(подпись)	*(подпись)*
Дружинин А.В.	Осипов П.А..
(Фамилия И.О.)	*(Фамилия И.О.)*
Протокол № 1 от 26.09.2023	Протокол № 2 от 20.10.2023
(Дата)	*(Дата)*

Екатеринбург

ВВЕДЕНИЕ

Интеллектуальные информационные системы проникают во все сферы нашей жизни, поэтому становятся неотъемлемым элементом при решении задач автоматизации и управления сложными объектами и процессами.

Современное понятие интеллектуальных систем (ИС) сформировалось в процессе развития теоретических основ кибернетики, современной теории управления, теории алгоритмов, развития современных информационных технологий и обобщения накопленных научных знаний, методов и средств в области искусственного интеллекта (ИИ).

Целью текста лекций является обзорное ознакомление студентов, обучающихся по направлению «Информатика и вычислительная техника» и другим родственным направлениям, с проблематикой и областями использования искусственного интеллекта в автоматизированных системах обработки информации и управления, освещение теоретических и организационно-методических вопросов построения и функционирования систем, основанных на знаниях, привитие навыков практических работ по проектированию баз знаний. В результате изучения лекционного материала студенты получат знания по архитектуре и классификации ИС, методам представления знаний, областям применения, а также научатся выбирать адекватные проблемной области методы проектировании базы знаний.

Поэтому в соответствии с требованиями федерального государственного образовательного стандарта высшего профессионального образования для формирования у студентов общекультурных, общепрофессиональных и профессиональных компетенций в модуль «Профессиональные дисциплины» учебного плана подготовки магистров по направлению 09.04.01 «Информатика и вычислительная техника» введена учебная дисциплина «Интеллектуальные системы».

Изучение студентами дисциплины «Интеллектуальные системы» должно ознакомить с основными понятиями и концепциями теории интеллектуальных систем, а также осветить вопросы построения и функционирования ИС, основанных на знаниях, с целью вооружить будущих магистров теоретическими знаниями и практическими навыками, необходимыми для решения задач создания и использования современных интеллектуальных информационных технологий и систем в области информационно-аналитического обеспечения подготовки и принятия управленческих решений по всем аспектам экономических, социальных и технических проблем.

Предполагается, что студенты уже прослушали курсы по информатике, программированию и основам алгоритмизации, базам данных в информационно-управляющих системах, математическим основам кибернетики, теории систем и управления, моделированию систем, системам автоматизации и управления.

В связи с большим объемом информации при ограниченном количестве аудиторных часов в одном семестре (18 часов лекционных и 18 часов практических занятий) в определенной мере связаны ограниченный объем учебного по-

собия и краткость изложения материала, что во многом и предопределило его обзорный характер. Поэтому основная часть материала дана в виде краткой справочной информации со ссылками на более полные источники. В соответствии с этим в список рекомендуемой литературы включены источники, необходимые для углубленного изучения рассматриваемых вопросов. К настоящему времени издано множество научно-технической литературы по указанной проблематике, включая и учебно-методические издания из различных вузов. При формировании списка литературы учитывалась реальная возможность доступа студентов к рекомендуемым материалам, поэтому представленный список не претендует на полноту и не является исчерпывающим перечнем. В связи с этим ограничены ссылки на известные, но трудно доступные классические основополагающие работы, а в первую очередь указаны ссылки на более доступные современные книги, а также различные методические и справочные материалы в Интернете, отдельные фрагменты из которых частично использованы в данном пособии.

По причине ограниченности часов дисциплины внимание в тексте лекций уделено такому актуальному направлению ИИ как интеллектуальный анализ данных (ИАД). Приводится классификация методов и программных средств реализации ИАД, которые будут более подробно изучаться на практических занятиях.

Курс лекций включает 18 часов лекций, которые в соответствии с рабочей программой дисциплины сгруппированы в 3 раздела:

1. Введение в интеллектуальные системы.

2. Модели представления знаний. Способы формализации интеллектуальных задач с помощью методов искусственного интеллекта.

3. Интеллектуальный анализ данных. Методы ИАД и их программная реализация.

В конце каждого раздела помещены контрольные вопросы, которые служат для проверки качества усвоения и понимания материала и могут быть включены в экзаменационные билеты.

Фактическое содержание данного текста лекций является введением в научные и методические основы создания и применения современных интеллектуальных систем и технологий применительно к решению различных сложных задач управления в компаниях. Приведенный в тексте лекций материал интегрирует информацию из наиболее актуальных и значимых источников, что позволяет в лаконичной форме дать магистрантам результаты, достигнутые в теории и практике ИС.

Глава 1. ПОНЯТИЯ И ТЕРМИНОЛОГИЯ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫХ СИСТЕМ

1.1. История исследований и основные понятия в области искусственного интеллекта

Возникновение понятия интеллектуальных систем тесно связано с понятием искусственного интеллекта (ИИ) и современной теории управления [1-14]. Исследования в области ИИ стали развиваться наиболее активно с 50-х годов прошлого века в связи с развитием средств вычислительной техники, информатики и кибернетики.

На разных этапах развития ИИ исследователями различных направлений ИИ предлагались свои определения ИИ. Так в математическом энциклопедическом словаре приводилось следующее определение: «Искусственный интеллект (от латинского intellectus – познание, понимание, рассудок) это раздел информатики, изучающий методы, способы и приемы моделирования и воспроизведения с помощью ЭВМ разумной деятельности человека, связанной с решением задач». Академик Г.С. Поспелов в книге «Искусственный интеллект – основа новой информационной технологии» писал: «под искусственным интеллектом понимается наука о том, как заставить машину делать то, что умеет делать умный человек». В зарубежной литературе применяют определение термина «искусственный интеллект» как «Artificial Intelligence» (AI). В отличие от философии и психологии, искусственный интеллект в области исследований и разработок технических систем ориентирован не столько на понимание, сколько на построение интеллектуальных систем.

На первоначальном этапе развития были выделены и на данный момент остались актуальными следующие **основные проблемы искусственного интеллекта и направления его развития**:

1. Представление знаний.
2. Решение неформализованных задач.
3. Создание комплексных экспертных систем.
4. Интеллектуальный анализ данных.
5. Общение с ЭВМ на естественном языке.
6. Обучение.
7. Когнитивное моделирование (cognos – знание) и моделирование разума.
8. Обработка визуальной информации и робототехника.

Исторически существует 2 направления исследований в области искусственного интеллекта:

1. Моделирование результатов интеллектуальной деятельности или так называемый машинный интеллект.
2. Моделирование биологических систем или так называемый искусственный разум.

Первое направление рассматривает продукт интеллектуальной деятельности человека, изучает его структуру и стремится воспроизвести этот продукт сред-

ствами компьютерной техники. Успехи этого направления тесно связаны с развитием вычислительной техники и программирования.

Второе направление ИИ рассматривает данные о нейрофизиологической деятельности человека. Разработчики стремятся воспроизвести структуры и процессы в нервной системе с помощью технических устройств так, чтобы их поведение хорошо совпадало с поведением человека в заданных ситуациях. Развитие этого направления тесно связано с успехами наук о человеке. В свою очередь работы по искусственному разуму ведутся по следующим направлениям:

1. Моделирование механизмов умственной деятельности, связанное с созданием нейроподобных сетей (нейрокибернетика). В первую очередь изучаются нервные клетки – нейроны и структуры из взаимосвязанных клеток – нейронные сети. Механизмы таких разработок воплощены в нейрокомпьютеры.

2. Моделирование информационных процессов или так называемое эвристическое программирование, при котором моделируется не нейронные клетки, а мыслительные операции, выполнение которых приводит к успешному решению задачи. Успехи теоретического и прикладного характера достигнуты за счет разработки общего решателя задач – GPS (General Problem Solver).

3. Комплексный подход или так называемое эвристическое моделирование.

Необходимо отметить, что современная теория ИИ и созданные на ее основе интеллектуальные системы (ИС) и технологии были подготовлены трудами многих исследователей на протяжении многих лет.

В 40-50-х годах прошлого века началось бурное развитие информационных технологий и автоматизации: были созданы первые ЭВМ, а Норберт Винер создал свои основополагающие работы по кибернетике, и произошло окончательное оформление искусственного интеллекта как научного направления.

В конце 50-х годов XX в. родилась модель лабиринтного поиска. В этом подходе задача представляется как некоторое пространство состояний в форме графа, и в этом графе проводится поиск оптимального пути от входных данных к результирующим.

Начало 60-х годов – это эпоха эвристического программирования. Эвристика – правило, теоретически не обоснованное, но позволяющее сократить количество переборов в пространстве поиска. Эвристическое программирование – разработка стратегии действий на основе известных, заранее заданных, эвристик.

В 1963-1970 гг. к решению задач ИИ стали подключать методы математической логики. На основе метода резолюций француз Альбер Кольмероэ в 1973 г. создает язык логического программирования Пролог. Однако большинство реальных задач не сводится к набору аксиом. Человек, решая производственные задачи, не использует классическую логику, и поэтому применение логических моделей при всех своих преимуществах имеют существенные ограничения по классам решаемых задач.

В середине 1970-х годов в США вместо поисков универсальных алгоритма мышления стала развиваться идея моделирования конкретных знаний специа-

листов экспертов. В США появились первые коммерческие системы, основанные на знаниях, или экспертные системы (ЭС). Возник новый подход к решению задач искусственного интеллекта – представление знаний. В это время были созданы две первые классические экспертные системы для медицины (MYCIN) и для химии (DENDRAL).

В конце 70-х годов в Японии было объявлено о начале разработки проекта машин V поколения, основанных на знаниях.

В середине 1980-х годов был разработан в Центре космических исследований NASA язык CLIPS, обеспечивающий поддержку программирования на основе правил объектно-ориентированного и процедурного программирования. Название языка CLIPS – аббревиатура от C Language Integrated Production System.

Начиная с середины 80-х годов, повсеместно происходит коммерциализация искусственного интеллекта. Растут ежегодные капиталовложения, создаются промышленные экспертные системы. Растет интерес к самообучающимся системам, издаются десятки научных журналов, ежегодно собираются международные и национальные конференции по различным направлениям ИИ.

В Советском Союзе работы по искусственному интеллекту начались даже раньше, чем на западе [1-3, 5]. В 1954 г. в МГУ начал свою работу семинар «Автоматы и мышление» под руководством академика А.А. Ляпунова В этом семинаре принимали участие физиологи, лингвисты, психологи, математики. Принято считать, что именно в это время родился искусственный интеллект в России.

Среди наиболее значимых результатов, полученных отечественными учеными в 60-е годы, отмечают алгоритм «Кора» М.М. Бонгарда, моделировавший деятельность человеческого мозга при распознавании образов.

В 1965-1980 гг. происходит рождение нового направления – cитуационного управления. Основателем этой научной школы стал проф. Д.А. Поспелов, разработавший специальные модели представления ситуаций.

В 1974 г. при Комитете по системному анализу при президиуме АН СССР начал работу Научный совет по проблеме «Искусственный интеллект». В 1988 г. создается Ассоциация Искусственного Интеллекта (АИИ). Ее членами стали более 300 исследователей, а президентом избирается Д. А. Поспелов.

В 1980-1990 гг. проводятся активные исследования в области представления знаний, разрабатываются языки представления знаний, экспертные системы (более 300). В МГУ им. М. В. Ломоносова создается язык РЕФАЛ.

В конце 90-х годов начинают более активно использоваться идеи и методы искусственного интеллекта в теории и практике управления, появляются отдельные разработки на базе ИИ, включаемые в состав систем управления (СУ). Такие разработки стали называть интеллектными компонентами (ИК) систем управления.

В качестве наиболее используемого типа ИК для СУ становятся искусственные нейронные сети. В системах управления применяется несколько типов ИНС: многослойный персептрон, сеть Кохонена (как однослойная самооргани-

зующаяся карта – Kohonen's Self-Organizing Map), сеть Хопфилда, машина Больцмана и другие [5-8].

В качестве второго типа интеллектных компонент систем управления рассматриваются эволюционные (генетические) алгоритмы, которые тоже являются инструментом поиска рациональных решений. Эволюционные алгоритмы (ЭА) понимаются как алгоритмы со специальными структурами данных, оперирующие с популяциями индивидов.

Для реализации высокоинтеллектуальных функций систем управления используются интеллектные компоненты третьего типа – системы, основанные на «знаниях» (СОЗ, Knowledge-Based Systems). Например, знания могут быть представлены в некотором логическом языке. Обработка знаний с помощью логических средств позволяет получать некоторые предпочтения на множестве допустимых управлений с целью выбора одного из них. В общем случае СОЗ оперируют с более широкой информацией логическими, объектно-ориентированными и другими моделями, основанными на знаниях экспертов. Вместе с тем СОЗ могут использовать и традиционные алгоритмы, базирующиеся на уравнениях динамики.

1.2. Основные направления исследований в области интеллектуальных систем

Рассмотрим краткие характеристики основных направлений исследований в области искусственного интеллекта, описанные в [1-3, 5-11].

Разработка интеллектуальных систем, основанных на знаниях. Это одно из главных направлений ИИ. Основной целью построения таких систем являются выявление, исследование и применение знаний высококвалифицированных экспертов для решения сложных задач, возникающих на практике. При построении систем, основанных на знаниях (СОЗ), используются знания, накопленные экспертами в виде конкретных правил решения тех или иных задач. Это направление преследует цель имитации человеческого искусства анализа неструктурированных и слабоструктурированных проблем. В данной области исследований осуществляется разработка моделей представления, извлечения и структурирования знаний, а также изучаются проблемы создания баз знаний (БЗ), образующих ядро СОЗ. Частным случаем СОЗ являются экспертные системы (ЭС), подробное описание которых можно найти в [1, 5, 9, 17].

Разработка естественно-языковых интерфейсов и машинный перевод. Проблемы компьютерной лингвистики и машинного перевода разрабатываются в ИИ с 1950-х гг. Системы машинного перевода с одного естественного языка на другой обеспечивают быстроту и систематичность доступа к информации, оперативность и единообразие перевода больших потоков. Системы машинного перевода строятся как интеллектуальные системы, поскольку в их основе лежат БЗ в определённой предметной области и сложные модели, обеспечивающие дополнительную трансляцию «исходный язык оригинала – язык смысла – язык перевода». Они базируются на структурно-логическом подходе, включающем последовательный анализ и синтез естественно-языковых сообщений. Кроме

того, в них осуществляется ассоциативный поиск аналогичных фрагментов текста и их переводов в специальных базах данных (БД). Данное направление охватывает также исследования методов и разработку систем, обеспечивающих реализацию процесса общения человека с компьютером на естественном языке (так называемые системы ЕЯ-общения). Кроме того, создаются системы речевого общения в целях повышения скорости ввода информации в ЭВМ, разгрузки зрения и рук, а также для реализации речевого общения на значительном расстоянии. В таких системах под текстом понимают фонемный текст (как слышится).

Обработка визуальной информации. В этом научном направлении решаются задачи обработки, анализа и синтеза изображений. Задача обработки изображений связана с трансформированием графических образов, результатом которого являются новые изображения. В задаче анализа исходные изображения преобразуются в данные другого типа, например в текстовые описания. При синтезе изображений на вход системы поступает алгоритм построения изображения, а выходными данными являются графические объекты (системы машинной графики).

Обучение и самообучение. Эта актуальная область ИИ включает модели, методы и алгоритмы, ориентированные на автоматическое накопление и формирование знаний с использованием процедур анализа и обобщения данных [19-21]. К данному направлению относятся появившиеся в 90-х годах системы добычи данных (Data Mining) и системы поиска закономерностей в компьютерных базах данных (Knowledge Discovery).

Игры и машинное творчество. Машинное творчество охватывает сочинение компьютерной музыки, стихов, интеллектуальные системы для изобретения новых объектов. Создание интеллектуальных компьютерных игр является одним из самых развитых коммерческих направлений в сфере разработки программного обеспечения. Кроме того, компьютерные игры предоставляют мощный арсенал разнообразных средств, используемых для обучения.

Программное обеспечение систем ИИ. Инструментальные средства для разработки интеллектуальных систем включают специальные языки программирования, ориентированные на обработку символьной информации (LISP, SMALLTALK, РЕФАЛ), языки логического программирования (PROLOG), языки представления знаний (OPS5, KRL, FRL), интегрированные программные среды, содержащие арсенал инструментальных средств для создания систем ИИ (КЕ, ARTS, GURU, G2), а также оболочки экспертных систем (BUILD, EMYCIN, EXSYS Professional, ЭКСПЕРТ), которые позволяют создавать прикладные ЭС, не прибегая к программированию [7, 15-17].

Новые архитектуры компьютеров. Это направление связано с созданием компьютеров не фон-неймановской архитектуры, ориентированных на обработку символьной информации. Известны удачные промышленные решения параллельных и векторных компьютеров, однако в настоящее время они имеют весьма высокую стоимость, а также недостаточную совместимость с существующими вычислительными средствами.

Интеллектуальные роботы. Создание интеллектуальных роботов составляет конечную цель робототехники. В настоящее время в основном используются программируемые манипуляторы с жёсткой схемой управления, названные роботами первого поколения. Несмотря на очевидные успехи отдельных разработок, эра интеллектуальных автономных роботов пока не наступила. Основными сдерживающими факторами в разработке автономных роботов являются нерешённые проблемы в области интерпретации знаний, машинного зрения, адекватного хранения и обработки трёхмерной визуальной информации.

1.3. Основные признаки и отличия интеллектуальных систем

Для интеллектуальных систем характерны следующие признаки [6-7, 10-11]:

1. Развитые коммуникативные способности: возможность обработки произвольных запросов в диалоге на языке максимально приближенном к естественному (система естественно-языкового интерфейса – СЕЯИ).

2. Направленность на решение слабоструктурированных, плохо формализуемых задач (реализация мягких моделей).

3. Способность работать с неопределенными и динамичными данными.

4. Способность к развитию системы и извлечению знаний из накопленного опыта конкретных ситуаций.

5. Возможность получения и использования информации, которая явно не хранится, а выводится из имеющихся в базе данных.

6. Система имеет не только модель предметной области, но и модель самой себя, что позволяет ей определять границы своей компетентности.

7. Способность к выводам по аналогии.

8. Способность объяснять свои действия, неудачи пользователя, предупреждать пользователя о некоторых ситуациях, приводящих к нарушению целостности данных.

В отличие от обычных аналитических и статистических моделей, ИС позволяют получить решение трудно формализуемых слабо структурированных задач.

Возможность ИС работать со слабоструктурированными данными подразумевает наличие следующих качеств:

− решать задачи, описанные только в терминах «мягких» моделей, когда зависимости между основными показателями являются не вполне определенными или даже неизвестными в пределах некоторого класса;

− способность к работе с неопределенными или динамичными данными, изменяющимися в процессе обработки, позволяет использовать ИС в условиях, когда методы обработки данных могут изменяться и уточняться по мере поступления новых данных;

− способность к развитию системы и извлечению знаний из накопленного опыта конкретных ситуаций увеличивает мобильность и гибкость системы, позволяя ей быстро осваивать новые области применения.

Отличия программирования систем искусственного интеллекта от обычных программных систем представлены в таблице.

Таблица

Отличия интеллектуальных систем от обычных программных систем

Характеристика	Программирование в интеллектуальных системах	Традиционное программирование
Тип обработки	Символьный	Числовой
Метод	Эвристический поиск	Точный алгоритм
Задание шагов решения	Неявное	Явное
Искомое решение	Удовлетворительное	Оптимальное
Управление и данные	Смешаны	Разделены
Знания	Неточные	Точные
Модификации	Частые	Редкие

Для интеллектуальных информационных систем, ориентированных на генерацию алгоритмов решения задач, характерны следующие признаки:

– развитые коммуникативные способности;
– умение решать сложные плохо формализуемые задачи;
– способность к самообучению.

Коммуникативные способности ИС характеризуют способ взаимодействия (интерфейса) конечного пользователя с системой, в частности, возможность формулирования произвольного запроса в диалоге с ИС на языке, максимально приближенном к естественному.

Сложные плохо формализуемые задачи – это задачи, которые требуют построения оригинального алгоритма решения в зависимости от конкретной ситуации, для которой могут быть характерны неопределенность и динамичность исходных данных и знаний.

Способность к самообучению – это возможность автоматического извлечения знаний для решения задач из накопленного опыта конкретных ситуаций.

В различных ИС перечисленные признаки интеллектуальности развиты в неодинаковой степени и редко, когда все четыре признака реализуются одновременно. Условно каждому из признаков интеллектуальности соответствует свой класс ИС:

– системы с интеллектуальным интерфейсом;
– экспертные системы;
– самообучающиеся системы.

Анализ интеллектуальности систем, разработанный профессором Логиновским О.В., основан на следующих базовых интеллектуальных структурах, которые приводятся ниже в соответствии с работой [10]. Такие структуры, как идентификаторы, исполнители, накопители, модификаторы являются базовыми элементами более сложных интеллектуальных систем (экспертных, систем автоматизации управления, в частности, автоматизированных систем проектирования и управления). При этом системы становятся многоуровневыми, иерархическими, на нижнем уровне которых обязательно присутствуют интеллектуальные идентификаторы, исполнители и накопители. В конкретной предметной

области управления (планирования, проектирования) объект управления выделяется в системе идентификаторами и накопителями по принципу обратной связи.

Перечисленные виды интеллектуальных систем:

1. Интеллектуальный идентификатор (ИДЕН)

$$<\text{ИДЕН}> = \{ A, p, w, a, \text{Ш} \},$$

где A – множество объектов предметной области (опорное множество); p – подмножество A, являющееся классом эквивалентности по какому-либо признаку; w – семантическая достоверность сведения об объекте; a – семантический указатель объекта из опорного множества A; Ш – шкала понятий для множества A.

Интеллектуальный идентификатор выполняет в системе функции идентификации данных об объектах предметной области по существующим семантическим указателям, решая задачу интеллектуального распознавания объектов.

2. Интеллектуальный исполнитель (ИСП) представляет собой интеллектуальную структуру, позволяющую по данным об объекте a из опорного множества A отыскать конкретный объект и (при необходимости) осуществить операции по его воплощению в предметной области.

3. Интеллектуальный накопитель (НАК) также выполняет функции интеллектуальной системы, состоящие в пополнении данных об объекте от различных источников из множества A, формируя соответствующие базы и банки данных территориального и муниципального управления.

Формульные соотношения интеллектуальных накопителя и исполнителя аналогичны интеллектуальному идентификатору.

4. Интеллектуальный модификатор (МОД) осуществляет функции преобразования данных из одного множества A в данные об объектах другого множества A' со шкалой понятий (перечнем свойств) Ш':

$$\{ A, p, w, a, \text{Ш} \} \Rightarrow \{ A', p, w, a', \text{Ш}' \}.$$

При совпадении опорных множеств A и A', данные об объекте $a \in A$ преобразуются модификатором в данные о том же объекте (сингулярные модификаторы). Свойство сингулярности весьма характерно для автоматизированных систем проектирования и управления.

5. Интеллектуальный анализатор (АНАЛ), выполняющий функции анализа и оценки эффективности системы с учетом интеллектуальности и других основополагающих характеристик.

6. Интеллектуальный синтезатор (СИН), осуществляющий синтез новых характеристик, свойств и возможностей системы на основе сформированных баз знаний о предметной области в целом и самой системе в частности с помощью искусственного или естественного интеллекта.

На основе представленного набора интеллектуальных структур можно анализировать или формировать на множестве компонент предметной области топологию интеллектуальности посредством понятия интеллектуальной системы:

$$SI_i = \{ R_i, t_i \},$$

где R_i – множество компонент предметной области для i-той системы; t_i – топология i-той системы, включающую базу топологий в виде набора базовых интеллектуальных структур.

При $t_i = 0$, любая из рассматриваемых систем не является интеллектуальной.

Формализация процедур оценки интеллектуальности систем должна осуществляться совместно с оценкой их эффективности и конкурентоспособности:

$$SE_i = \{R_i, F_i, C_i, P_i, I_i, E_i \},$$

где F_i – множество компонент функциональной модели i-той системы; C_i – множество компонент структурной модели i-той системы; P_i – множество компонент программного обеспечения i-той системы; I_i – множество компонент информационного обеспечения i-той системы; E_i - множество характеристик эффективности i-той системы.

Все указанные компоненты и характеристики для конкретных систем всегда больше нуля. Более сильная топология соответствует более высокому уровню эффективности и конкурентоспособности системы.

1.4. Основные типы интеллектуальных систем

В данном учебном пособии, как и в [11] мы будем рассматривать следующие классы систем искусственного интеллекта:

1. Системы с интеллектуальной обратной связью и интеллектуальными интерфейсами.
2. Автоматизированные системы распознавания образов.
3. Автоматизированные системы поддержки принятия решений.
4. Экспертные системы.
5. Нейронные сети.
6. Когнитивное моделирование.
7. Генетические алгоритмы и моделирование эволюции.
8. Выявление знаний из опыта (эмпирических фактов) и интеллектуальный анализ данных (Data Mining).

Этими классами системы ИС не исчерпываются, но мы вынуждены ограничится ими, как основными, в связи с ограниченностью объема учебного пособия.

Системы с интеллектуальным интерфейсом. Применение ИИ для усиления коммуникативных способностей информационных систем привело к появлению систем с интеллектуальным интерфейсом, среди которых можно выделить следующие типы [6-7]:

1. Интеллектуальные базы данных. Они позволяют в отличие от традиционных БД обеспечивать выборку необходимой информации, не присутствующей в явном виде, а выводимой из совокупности хранимых данных.

2. Естественно-языковой интерфейс. Он применяется для доступа к интеллектуальным базам данных, контекстного поиска документальной текстовой информации, голосового ввода команд в системах управления, машинного перевода с иностранных языков. Для реализации ЕЯ-интерфейса необходимо решить проблемы морфологического, синтаксического и семантического анализа, а также задачу синтеза высказываний на естественном языке. При морфологическом анализе осуществляются распознавание и проверка правильности написания слов в словаре.

3. Гипертекстовые системы предназначены для реализации поиска по ключевым словам в базах текстовой информации. Интеллектуальные гипертекстовые системы отличаются возможностью более сложной семантической организации ключевых слов, которая отражает различные смысловые отношения терминов. Таким образом, механизм поиска работает прежде всего с базой знаний ключевых слов, а уже затем непосредственно с текстом. В более широком плане сказанное распространяется и на поиск мультимедийной информации, включающей помимо текстовой и цифровой информации графические, аудио и видео-образы.

4. Системы контекстной помощи можно рассматривать, как частный случай интеллектуальных гипертекстовых и естественно-языковых систем. В отличие от обычных систем помощи, навязывающих пользователю схему поиска требуемой информации, в системах контекстной помощи пользователь описывает проблему (ситуацию), а система с помощью дополнительного диалога ее конкретизирует и сама выполняет поиск относящихся к ситуации рекомендаций. Такие системы относятся к классу систем распространения знаний (Knowledge Publishing) и создаются как приложение к системам документации (например, технической документации по эксплуатации товаров).

5. Системы когнитивной графики позволяют осуществлять интерфейс пользователя с ИС с помощью графических образов, которые генерируются в соответствии с происходящими событиями. Такие системы используются в мониторинге и управлении оперативными процессами. Графические образы в наглядном и интегрированном виде описывают множество параметров изучаемой ситуации. Например, состояние сложного управляемого объекта отображается в виде человеческого лица, на котором каждая черта отвечает за какой-либо параметр, а общее выражение лица дает интегрированную характеристику ситуации.

Экспертные системы. Назначение экспертных систем (ЭС) заключается в решении достаточно трудных для экспертов задач на основе накапливаемой базы знаний, отражающей опыт работы экспертов в рассматриваемой проблемной области. Достоинство применения экспертных систем заключается в возможности принятия решений в уникальных ситуациях, для которых алгоритм заранее не известен и формируется по исходным данным в виде цепочки рассуждений

(правил принятия решений) из базы знаний. Причем решение задач предполагается осуществлять в условиях неполноты, недостоверности, многозначности исходной информации и качественных оценок процессов.

Экспертная система является инструментом, усиливающим интеллектуальные способности эксперта, и может выполнять следующие роли:

– консультанта для неопытных или непрофессиональных пользователей;
– ассистента в связи с необходимостью анализа экспертом различных вариантов принятия решений;
– партнера эксперта по вопросам, относящимся к источникам знаний из смежных областей деятельности.

Область исследования экспертных систем называют «инженерией знаний». ЭС применяются для решения неформализованных проблем, к которым относят задачи, обладающие одной (или несколькими) из следующих характеристик:

– задачи не могут быть представлены в числовой форме;
– неоднозначностью, неточностью, противоречивостью;
– цели нельзя выразить с помощью чётко определённой целевой функции;
– не существует однозначного алгоритмического решения задачи;
– алгоритмическое решение существует, но его нельзя использовать по причине большой размерности пространства решений и ограничений на ресурсы (времени, памяти).

Главное отличие ЭС на рис. 1 и систем искусственного интеллекта от систем обработки данных состоит в том, что в них используется символьный, а не числовой способ представления данных, а в качестве методов обработки информации применяются процедуры логического вывода и эвристического поиска решений.

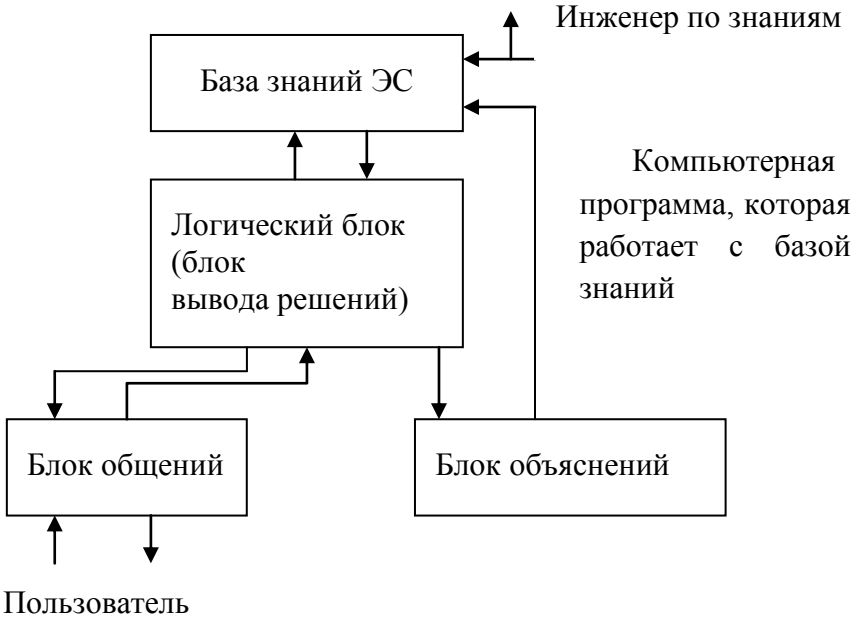


Рис. 1. Общая структура экспертной системы

Отличительным блоком структуры ЭС является логический блок (решатель), в котором вырабатывается экспертное заключение.

Структура классификации экспертных систем представлена на рис.2.



Рис. 2. Классификация экспертных систем

Классификация по решаемой задаче имеет вид:

1. Экспертные системы, обладающие средствами для интеллектуального анализа данных. Для интерпретации данных используются технологии Data Mining.

2. Диагностические экспертные системы. Они применяется при диагнозе технической системы, при диагностике в сфере медицины и в сфере финансов, банковского дела.

3. Экспертные системы мониторинга. Они способны дать объяснение данных в реальном масштабе времени, либо сигнализировать выход параметров за допустимые значения (границы) (например, в подразделениях министерства чрезвычайных ситуаций).

4. Экспертные системы прогнозирования. Системы, которые прогнозируют состояние финансового рынка, курс валют. ЭС прогнозирования являются первыми моделями аналитического плана, т. е. использующими элемент вероятности.

5. Экспертные системы планирования. С помощью таких систем составляется, например, бюджетное планирование, финансирование.

6. Экспертные системы для управления. Это системы, которые подготавливают варианты возможных решений для управления: например, системы-подсказчики для руководителей.

Классификация ЭС по связи с реальным временем:

1. Статические экспертные системы. К статическим относят такие системы, в которых базы данных и данные не меняются с течением времени (по меньшей мере, во время проведения экспертизы). Примером статической системы может служить ЭС диагностики технического состояния какого-либо устройства.

2. Динамические экспертные системы. Динамические системы применимы для задачи анализа, когда резко меняется ситуация или база знаний. Для работы такой системы должна существовать обратная связь и быстрые машины.

3. Квазидинамические экспертные системы. К квазидинамическим относятся ЭС, в которых если даже за время осуществления экспертизы параметры меняются, то при повторной экспертизе параметры остаются неизменными.

Классификация экспертных систем по типам применяемой архитектуры ЭВМ:

1. Экспертные системы с обычной архитектурой ЭВМ.
2. Экспертные системы со специальными нейрокомпьютерами – многопроцессорными вычислительными системами.

Классификация ЭС по степени интеграции с другими программами:

1. Автономные экспертные системы. К автономным ЭС относят системы, которые не требуют дополнительных программ для обработки данных.
2. Гибридные экспертные системы. К гибридным ЭС относят системы, которые работают с привлечением дополнительных программных средств.

Экспертные системы охватывают самые разные предметные области, среди которых лидируют бизнес, производство, медицина, проектирование и системы управления [1, 5-7, 15, 17, 18].

Нейронные сети. Искусственная нейронная сеть (ИНС) – это кибернетическая модель нервной системы, которая представляет собой совокупность большого числа сравнительно простых элементов – нейронов, топология соединения которых зависит от типа сети. Чтобы создать нейронную сеть для решения какой-либо конкретной задачи, следует выбрать способ соединения нейронов друг с другом и подобрать значения параметров межнейронных соединений.

Нейронные сети – обобщённое название группы математических алгоритмов, обладающих способностью обучаться на примерах, «узнавая» впоследствии черты встреченных образцов и ситуаций. Благодаря этой способности нейронные сети используются при решении задач обработки сигналов и изображений, распознавания образов, а также для прогнозирования [7].

ИНС представляет собой совокупность простых вычислительных элементов – искусственных нейронов, каждый из которых обладает определённым количеством входов (дендритов) и единственным выходом (аксоном), разветвления которого подходят к синапсам, связывающим его с другими нейронами. На входы нейрона поступает информация извне или от других нейронов. Каждый нейрон характеризуется функцией преобразования входных сигналов в выходной (функция возбуждения нейрона). Нейроны в сети могут иметь одинаковые или разные функции возбуждения. Сигналы, поступающие на вход нейрона, неравнозначны в том смысле, что информация из одного источника может быть более важной, чем из другого. Приоритеты входов задаются с помощью вектора весовых коэффициентов, моделирующих синаптическую силу биологических нейронов.

Модель искусственного нейрона представляет собой дискретно-непрерывный преобразователь информации. Информация, поступающая на вход нейрона, суммируется с учётом весовых коэффициентов w_i, сигналов x_i, $i = 1, .., n$, где n – размерность пространства входных сигналов. Потенциал нейрона определяется по формуле:

$$P = \sum_{i=0}^{n} x_i w_i.$$

Взвешенная сумма поступивших сигналов (потенциал) преобразуется с помощью передаточной функции $f(P)$ в выходной сигнал нейрона Y, который передается другим нейронам сети, т. е. $Y = f(P)$. Вид передаточной (активационной) функции является важнейшей характеристикой нейрона. В общем случае эта функция может быть ступенчатой (пороговой), линейной или нелинейной). Тип функции переноса выбирается с учётом конкретной задачи, решаемой с применением нейронных сетей. Например, в задачах аппроксимации и классификации предпочтение отдают логистической (сигмоидальной) кривой.

Нейронная сеть представляет собой совокупность искусственных нейронов, организованных слоями. При этом выходы нейронов одного слоя соединяются с входами нейронов другого.

В зависимости от топологии соединений нейронов ИНС подразделяются на одноуровневые и многоуровневые, с обратными связями и без них. Связи между слоями могут иметь различную структуру.

В однолинейных сетях каждый нейрон (узел) нижнего слоя связан с одним нейроном верхнего слоя. Если каждый нейрон нижнего слоя соединён с несколькими нейронами следующего слоя, то получается пирамидальная сеть. Воронкообразная схема соединений предполагает связь каждого узла верхнего слоя со всеми узлами нижнего уровня. Существуют также древовидные и рекуррентные сети, содержащие обратные связи с произвольной структурой межнейронных соединений.

Чтобы построить ИНС для решения конкретной задачи, нужно выбрать тип соединения нейронов, определить вид передаточных функций элементов и подобрать весовые коэффициенты межнейронных связей.

При всём многообразии возможных конфигураций ИНС на практике получили распространение лишь некоторые из них. Классические модели нейронных сетей:

- многослойные сети;
- сети Хопфилда;
- сети Хемминга;
- сети обратного распространения;
- сети встречного распространения;
- РБФ-сети;
- сети Кохонена и др.

С помощью нейронных сетей, которые относят к методам эволюционного моделирования, решается широкий класс задач: классификация образов, кластеризация, аппроксимация, прогноз данных, оптимизация, ассоциативная память, управление динамическими объектами. Причем в силу всего вышесказанного, нейронные сети в сравнении с методами математической статистики справляются с перечисленными задачами тем успешнее, чем хуже формализуема задача.

Нейросетевые технологии нашли широкое применение в таких направлениях, как распознавание печатного текста, контроль качества продукции на производстве, идентификация событий в ускорителях частиц, разведка нефти,

борьба с наркотиками, медицинские и военные приложения, управление и оптимизация, финансовый анализ, прогнозирование и др.

В сфере экономики нейросетевые технологии могут использоваться для классификации и анализа временных рядов путём аппроксимации сложных нелинейных функций.

Экспериментально установлено, что модели нейронных сетей обеспечивают большую точность при выявлении нелинейных закономерностей на фондовом рынке по сравнению с регрессионными моделями [7].

Когнитивное моделирование – это способ анализа, обеспечивающий определение силы и направления влияния факторов на перевод объекта управления в целевое состояние с учетом сходства и различия в влиянии различных факторов на объект управления.

Ведущей научной организацией России, занимающейся разработкой и применением технологии когнитивного анализа, является Институт проблем управления РАН. На их научных трудах в области когнитивного анализа и основывается данная лекция [11].

В основе технологии когнитивного анализа и моделирования (рис. 3) лежит когнитивная (познавательно-целевая) структуризация знаний об объекте и внешней для него среды.

Когнитивная структуризация предметной области – это выявление будущих целевых и нежелательных состояний объекта управления и наиболее существенных (базисных) факторов управления и внешней среды, влияющих на переход объекта в эти состояния, а также установление на качественном уровне причинно-следственных связей между ними, с учетом взаимовлияния факторов друг на друга.

Результаты когнитивной структуризации отображаются с помощью когнитивной карты (модели).

Отбор базисных факторов проводится путем применения ***PEST-анализа,*** выделяющего четыре основные группы факторов (аспекта), определяющих поведение исследуемого объекта:

- **P**olicy – политика;
- **E**conomy – экономика;
- **S**ociety – общество (социокультурный аспект);
- **T**echnology – технология.

PEST-анализ можно рассматривать как вариант системного анализа, так как факторы, относящиеся к перечисленным четырем аспектам, в общем случае тесно взаимосвязаны и характеризуют различные иерархические уровни общества, как системы.

В этой системе есть детерминирующие связи, направленные с нижних уровней иерархии системы к верхним (наука и технология влияет на экономику, экономика влияет на политику), а также обратные и межуровневые связи. Изменение любого из факторов через эту систему связей может влиять на все остальные.

Эти изменения могут представлять угрозу развитию объекта, или, наоборот, предоставлять новые возможности для его успешного развития.

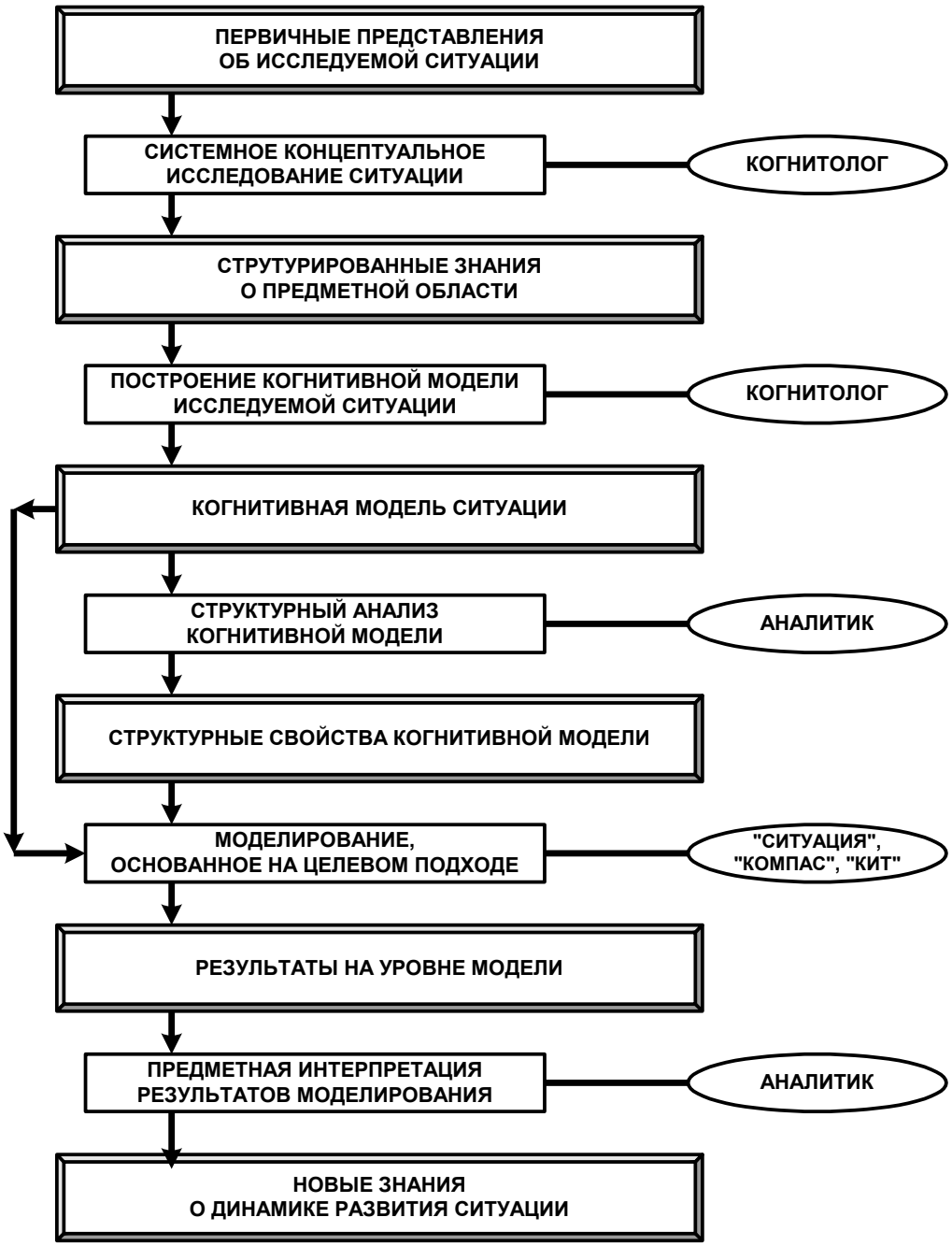


Рис. 3. Технология когнитивного анализа и моделирования

Следующий шаг – ситуационный анализ проблем, так называемый ***SWOT-анализ***:

- **S**trengths – сильные стороны;
- **W**eaknesses – недостатки, слабые стороны;
- **O**pportunities – возможности;
- **T**hreats – угрозы.

SWOT-анализ включает анализ сильных и слабых сторон развития исследуемого объекта в их взаимодействии с угрозами и возможностями и позволяет определить актуальные проблемные области, узкие места, шансы и опасности, с учетом факторов внешней среды.

Технология когнитивного анализа и моделирования поддерживается программными комплексами «Ситуация», «Компас», «КИТ» (см. рис. 3), созданными в ИПУ РАН, которые позволяют в сложных и неопределенных ситуациях быстро, комплексно и системно охарактеризовать и обосновать сложившуюся ситуацию и на качественном уровне предложить пути решения проблемы в этой ситуации с учетом факторов внешней среды.

Применение когнитивных технологий открывает новые возможности прогнозирования и управления в различных областях:

– в экономической сфере – позволяет в сжатые сроки разработать и обосновать стратегию экономического развития предприятия, банка, региона или даже целого государства с учетом влияния изменений во внешней среде;

– в сфере финансов и фондового рынка – учесть ожидания участников рынка;

– в военной области и области информационной безопасности – противостоять стратегическому информационному оружию, заблаговременно распознавая конфликтные структуры и вырабатывая адекватные меры реагирования на угрозы.

Когнитивные технологии автоматизируют часть функций процессов познания, поэтому они с успехом могут применяться во всех областях, в которых востребовано само познание. Вот лишь некоторые из этих областей:

1. Модели и методы интеллектуальных информационных технологий и систем для создания геополитических, национальных и региональных стратегий социально-экономического развития.

2. Модели выживания «мягких» систем в изменяющихся средах при дефиците ресурсов.

3. Ситуационный анализ и управление развитием событий в кризисных средах и ситуациях.

4. Информационный мониторинг социально-политических, социально-экономических и военно-политических ситуаций.

5. Разработка принципов и методологии проведения компьютерного анализа проблемных ситуаций.

6. Выработка аналитических сценариев развития проблемных ситуаций и управления ими.

7. Подготовка рекомендаций по решению первоочередных стратегических проблем на основе компьютерной системы анализа проблемных ситуаций.

8. Мониторинг проблем в социально-экономическом развитии корпорации, региона, города, государства.

9. Технология когнитивного моделирования целенаправленного развития региона РФ.

10. Анализ развития региона и мониторинг проблемных ситуаций при целенаправленном развитии региона.

Интеллектуальный анализ данных. Данная лекция основана на работах [8, 19-21]. К числу интеллектуальных технологий анализа данных относят технологии ***Data Mining*** (разведка, добыча данных), которые реализуют:

– поиск ранее неизвестных функциональных и логических закономерностей накопленной информации (интеллектуальная деятельность);

– построение моделей и правил с целью объяснения этих найденных закономерностей или найденных аномалий;

– прогнозирование развития изучаемых процессов.

Специфика современных требований к переработке данных:

– данные имеют практически неограниченный объем;

– данные являются разнородными (количественными, качественными, тестовыми и т.д.);

– результаты должны быть конкретны и понятны;

– инструменты для обработки «сырых», т. е. непроверенных, неверифицированных данных должны быть просты в использовании.

Процесс обнаружения в «сырых» данных включает в себя поиск:

– ранее неизвестных знаний;

– нетривиальных выводов;

– практически полезных выводов;

– доступных для интерпретации знаний, необходимых для принятия решений в различных сферах человеческой деятельности.

Место технологий ***Data Mining*** среди других технологий обработки данных по уровню знаний, извлекаемых из данных, приведено на рис 4.

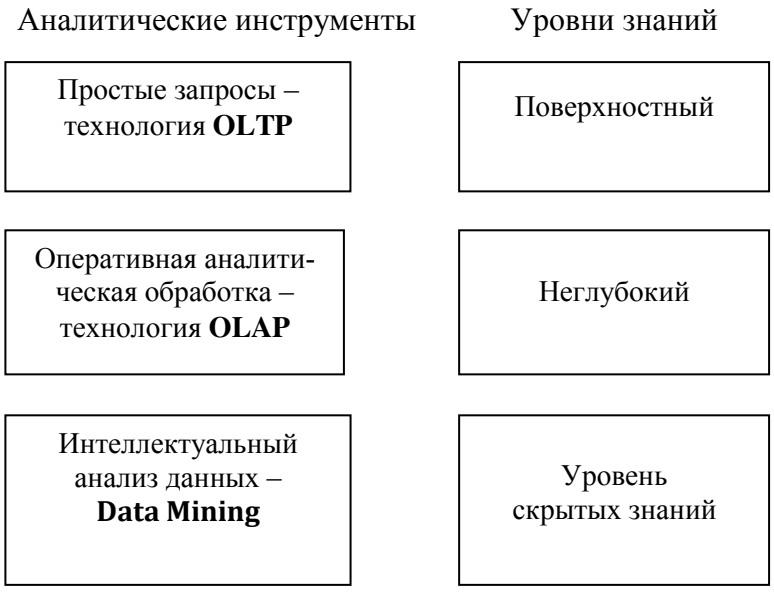


Рис. 4. Схема уровней знаний, извлекаемых из данных

Data Mining применяется в следующих отраслях:

– торговля, в том числе и розничная (анализ покупательской корзины, анализ временных шаблонов, создание прогнозируемых моделей);

– страхование;

– банковское дело (выявление мошенников с кредитными карточками, сегментация клиентов (разбиение на группы – каким клиентам какие услуги предлагать), прогнозирование изменения клиентуры);

– в сфере коммуникаций (здесь ставятся следующие задачи: анализ записей по характеристикам вызовов – какой круг клиентов, какими видами услуг пользуется; выявление лояльности клиентов);

– химия;

– промышленность;

– медицина и т. д.

Успех применения систем Data Mining основан на том, что эти технологии обеспечивают исследование эмпирических данных и выявление в них скрытых закономерностей различных видов, т. е. обеспечивают решение следующих задач:

1. Классификация – задача выявления признаков однотипных объектов для того, чтобы отнести новый объект к тому или иному классу.

2. Кластеризация – развитие идеи классификации на более сложный случай, когда сами классы объектов не предопределены, но стоит задача определить однородные группы данных.

3. Выявление ассоциаций – установление правил, указывающих на то, что при наступлении одного события с определенной вероятностью наступает другое.

4. Выявление последовательностей – установление связи между событиями, наступающими не одновременно, а с некоторым временным шагом.

5. Задача прогнозирования – оценка будущих значений, определяемых показателей на основе их текущих и ретроспективных данных. Это наиболее сложная из перечисленных задач.

Процесс информационной деятельности может быть представлен рядом временных стадий, которые изображены на рис.5.

Свободный поиск – это процесс исследования накопленных данных на предмет поиска скрытых закономерностей без предварительного выявления гипотез относительно этих закономерностей (если гипотеза скрытая, то поиск свободный).

В процессе свободного поиска используется математический аппарат условной логики, с помощью правил которой могут быть описаны группы примеров в задачах классификации и кластеризации.

На основе использования правил ассоциативной логики можно решать задачи выявления ассоциаций и последовательностей.

Выявление трендов (наличие какой-то устойчивой закономерности в том объеме данных, которые используются) и колебаний является первым этапом программирования.

<table>
<tr><td colspan="6">Стадии</td></tr>
<tr><td colspan="3">Свободный поиск</td><td colspan="2">Прогностическое моделирование</td><td>Анализ исключений</td></tr>
<tr><td>Выявление закономерностей условной логики</td><td>Выявление закономерностей ассоциативной логики</td><td>Выявление трендов и колебаний</td><td>Предсказание неизвестных значений</td><td>Предсказание развития процессов</td><td>Выявление и объяснение отклонений</td></tr>
<tr><td colspan="6">Действия</td></tr>
</table>

Рис. 5. Стадии информационной деятельности

Вторая стадия информационной деятельности – прогностическое моделирование. Осуществление действий на этой стадии становится возможным после выполнения действий на стадии свободного поиска.

Третья стадия – анализ исключения из правил. Данная стадия занимается тем, чем обусловлено выпадение какого-то параметра от ранее установленной закономерности, выявляются отклонения и даются им объяснения.

Математической основой систем Data Mining является следующие методы поиска различных закономерностей в данных: деревья решений; алгоритмы кластеризации; регрессионный анализ; нейронные сети; временные ряды и др. Указанные методы и программные продукты Data Mining подробнее описаны в главе 3.

Генетические Алгоритмы (ГА) – это адаптивные методы функциональной оптимизации, основанные на компьютерном имитационном моделировании биологической эволюции. Основные принципы ГА были сформулированы Голландом в 1975 году и хорошо описаны во многих работах и на ряде сайтов в Internet [7-8].

В генетических алгоритмах используются специфические термины, взятые из генетики, которые трактуются следующим образом. Исходные логические закономерности в базе данных именуют хромосомами, а весь набор закономерностей называют популяцией хромосом. Популяция обрабатывается с помощью процедур репродукции, изменчивости (мутаций), генетической композиции. В ходе работы процедур на каждой стадии эволюции получают популяции со все более совершенными индивидуумами.

Генетические алгоритмы сконструированы таким образом, что при генерации каждой новой популяции используются фрагменты исходных решений, к которым добавляются новые элементы, обеспечивающие улучшение решений относительно сформулированного критерия отбора. Другими словами, генети-

ческие алгоритмы используют информацию, накопленную в процессе эволюции.

В генетических алгоритмах и эволюционном программировании используют два основных механизма воспроизводства хромосом:

– воспроизводство без мутаций, соответствующее митозу, результатом которого являются потомки – копии родителей;

– воспроизводство потомков, имеющих большие отличия от родителей. Этот механизм соответствует половому размножению.

В генетических алгоритмах в основном используется механизм родительского воспроизводства с рекомбинацией и мутацией, а в эволюционном программировании – механизм на основе мутации без рекомбинации.

Таким образом, по сути дела каждый конкретный генетический алгоритм представляют имитационную модель некоторой определенной теории биологической эволюции или ее варианта. Материальное воплощение сконструированных таким образом систем до сих пор была невозможна без участия человека. Однако интенсивно ведутся работы, результатом которых является уменьшение зависимости машинной эволюции от человека. Эти работы ведутся по двум основным направлениям:

1. Естественный отбор, моделируемый ГА, переносится из виртуального мира в реальный, например, проводятся эксперименты по реальным битвам роботов на выживание.

2. Интеллектуальные системы, основанные на ГА, конструируют роботов, которые в принципе могут быть изготовлены на автоматизированных заводах без участия человека.

Генетические алгоритмы используют в теории нечётких систем для настройки параметров функций принадлежности. Интеграция чётких и нечётких нейронных сетей и генетических алгоритмов обеспечивает реализацию оптимизационной задачи. Средства fuzzy–neuro–genetic используются в интеллектуальных системах и содержат следующие процедуры:

– преобразование входных примеров в нечёткое представление;

– извлечение знаний, представленных в виде продукций ЕСЛИ–ТО из нечёткой обучающей выборки с помощью нейронной сети;

– оптимизацию структуры продукционных правил с помощью генетического алгоритма.

Активно развивается направление, ориентированное на использование генетических алгоритмов для обучения нейронных сетей и корректировки структуры уже обученной сети. В отличие от метода обратного распространения ошибки генетические алгоритмы мало чувствительны к архитектуре сети. Генетические алгоритмы чаще всего применяются для улучшения характеристик ИНС, уже созданных и обученных с применением других методов

На основе генетических алгоритмов предложены классифицирующие системы, которые можно использовать для целей управления. Классифицирующая система состоит из трёх вложенных друг в друга подсистем: классификатора, системы обучения и генетического алгоритма. В классификатор поступают

внешние сообщения и положительные оценки (поощрения) его действий. Классификатор содержит правила вида «ЕСЛИ<условие>, ТО<сообщение>», с помощью которых формируются выходные сообщения. Обучающая система выполняет оценку используемых правил. Генетический алгоритм предназначен для случайно направленной модификации правил.

В настоящее время активно развиваются методы, основанные на объединении технологий инженерии знаний и генетических алгоритмов. В области ГА разрабатываются операторы, ориентированные на обработку знаний.

Генетические алгоритмы нашли широкое практическое применение в менеджменте и управлении для решения задач поиска оптимальных решений, формирования моделей и прогнозирования значений различных показателей. Они осуществляют поиск лучших решений на основе заданной целевой функции. Значение целевой функции для многих задач весьма непросто вычислить, поэтому в ряде случаев при исследовании плохо обусловленных проблем с этой целью применяются нейронные сети, позволяющие найти решение при отсутствии явной модели. Кроме того, для вычисления целевых функций в условиях неопределённости применяются статистические методы и методы логического вывода в чёткой или нечёткой среде.

Формирование системы прогнозирующих правил. Генетические алгоритмы могут использоваться для нахождения оптимального набора правил, позволяющих прогнозировать страховые риски с учётом ряда определяющих его факторов. Для решения этой задачи необходимо иметь базу данных, содержащую фактические значения переменных, влияющих на страховой риск.

Выводы

Современное состояние разработок в области интеллектуальных систем в России можно охарактеризовать как стадию все возрастающего интереса среди широких слоев специалистов – менеджеров, инженеров, программистов и других. Наибольшие трудности в разработке интеллектуальных систем, основанных на знаниях, вызывает не сколько процесс машинной реализации систем, а этап анализа знаний и проектирования базы знаний.

Создание интеллектуальных систем должно включать три этапа:

– создание материальной системы поддержки (эта проблема в основном решена, так как ИС могут создаваться даже на базе современных персональных компьютеров);

– создание системы потенциального искусственного интеллекта, то есть программной оболочки, инструментальной системы (таких систем в настоящее время существует пока еще очень мало);

– обучение и самообучение системы искусственного интеллекта и преобразование ее в реальную ИС.

Интеллектуальные системы применяются для решения сложных задач, связанных с использованием слабо формализованных знаний специалистов-практиков, а также с логической обработкой информации. Например, поддерж-

ка принятия решения в сложных ситуациях, анализ визуальной информации, управление в социально-экономической сфере.

Контрольные вопросы

1. Перечислите основные проблемы искусственного интеллекта и направления его развития.
2. Назовите основные направления исследований в области искусственного интеллекта.
3. Какова история исследований в области искусственного интеллекта в нашей стране и за рубежом?
4. Перечислите признаки интеллектуальных информационных систем.
5. Сформулируйте характеристики базовых интеллектуальных структур для анализа интеллектуальности систем.
6. Дайте определение понятия «интеллектуальная система», ее место в классификации информационных систем.
7. Сформулируйте основные отличия интеллектуальных систем от обычных программных систем.
8. Приведите классификацию интеллектуальных систем, цели и пути их создания.
9. Перечислите основные типы систем с интеллектуальным интерфейсом и дайте им краткую характеристику.
10. Перечислите основные типы экспертных систем и дайте им краткую характеристику.
11. Перечислите и охарактеризуйте основные компоненты экспертных систем.
12. Каков вид передаточной (активационной) функции нейрона?
13. Назовите классические модели нейронных сетей.
14. Назовите и дайте краткую характеристику базовым архитектурам нейронных сетей.
15. Охарактеризуйте место технологий интеллектуального анализа данных (Data Mining) среди других технологий обработки данных.
16. Сформулируйте задачи и стадии интеллектуального анализа данных и типы определяемых закономерностей.
17. Перечислите основные направления эволюционного моделирования и приведите основные факторы, определяющие неизбежность эволюции.
18. Какие алгоритмы называют генетическими? Сформулируйте основные особенности генетических алгоритмов.
19. Как проводится отбор базисных факторов управления и внешней среды, влияющих на переход объекта в будущие целевые и нежелательные состояния при когнитивной структуризации предметной области?
20. Назовите области применения когнитивных технологий для решения задач прогнозирования и управления.

Глава 2. МОДЕЛИ ПРЕДСТАВЛЕНИЯ ЗНАНИЙ В ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫХ СИСТЕМАХ

2.1. Представление знаний, рассуждений и задач

Систему знаний (СЗ) можно определить как некую математическую модель определенной области прикладного неформализованного знания. Система понятий и отношений этой математической модели должны отображать систему понятий и отношений прикладного знания, а зависимости, существующие в этой модели, аппроксимируют соответствующие зависимости прикладного знания [5, 8, 12, 25].

Разработанные модели должны быть зафиксированы в памяти ЭВМ и использоваться для решения с помощью прикладных программ.

Создание интеллектуальных систем, основанных на знаниях, связано с решением следующих взаимосвязанных проблем:

1. Проблема формализации знаний. Эта задача решается с помощью специалистов-прикладников и математиков. Результатом ее будет разработка концептуальной схемы модели.
2. Проблема представления знаний. Ее решение состоит в разработке формального аппарата для фиксации знаний в памяти ЭВМ.
3. Проблема использование знаний. Суть ее заключается в необходимости разработки теории вычислений и преобразований в построенных ранее моделях.
4. Проблема создания баз знаний и систем управления ими. Эта задача для системных программистов по разработке средств программной поддержки моделей знаний.

Знания о предметной области и способах решения в ней задач весьма разнообразны. Возможны различные классификации этих знаний, которые подробно описаны в литературе по управлению знаниями, в частности в [12, 25].

Требования к системам знаний. Выделяют следующие особенности, которыми должна обладать система знаний:

– Терпимость к противоречиям, которая вытекает из открытости внешнего мира и соответственно неполноты знаний о нем.

– Обеспечение вывода, т.е. система знаний должна быть способна к логическому выводу как из уже имеющейся информации, так и из вновь поступающих сведений. Различают два типа вывода**:**

  – свободный (вывод осуществляется при поступлении новой информации в СЗ);

  – направленный (вывод запускается при поступлении в СЗ конкретного запроса).

– Критичность к новой информации. Это способность проверить достоверность новой информации и согласовать её с имеющимися знаниями.

– Дробность системы знаний – знания в системе должны быть разбиты на фрагменты, каждый из которых может быть эффективно использован.

– Обучаемость и способность к переструктуированию знаний, т. е. в ходе функционирования должна обеспечиваться перестройка структуры СЗ, повышающая ее эффективность.

Особенности знаний для их представления в ЭВМ. Для представления СЗ в компьютере она должна обладать следующими особенностями:

1. Внутренняя интерпретируемость – каждая информационная единица должна иметь уникальное имя, по которой бы информационная система находила ее, а также отвечала бы на запросы, в которой это имя упомянуто.

2. Структурированность знаний, т. е. информационные единицы должны обладать определенной структурой, это означает, что должны быть возможности для установления отношений типа: часть – целое или род – вид, или элемент – класс.

3. Связность – в информационной базе между информационными единицами должна быть возможность установления связей различного типа, характеризующих отношения между ними. Семантика отношений может носить декларативный или процедурный характер.

Различают отношения структуризации, функциональные отношения типа аргумент – функция, казуальные отношения (причинно – следственные связи) и семантические отношения (объединяют и представляют все ранее перечисленные связи).

Перечисленные особенности позволяют создавать общую модель знаний, которую называют «семантическая сеть». Она представляет модель знаний, в вершинах которой находятся информационные единицы, а дуги характеризуют виды связей между информационными единицами. Если связи иерархичны, то они определяют отношение структуризации, а неиерархические связи будут определять отношения иных типов.

4. Семантическая метрика – отношение, которое характеризует ситуационную близость информационных единиц, т.е. силу ассоциативных связей между ними.

5. Активность. Появление новых данных должны стать источником активности интеллектуальной системы, т.е. выполнение программ в ИС должно инициироваться текущим состоянием информационной базы.

Перечисленные пять особенностей информационных единиц определяют ту грань, за которой данные превращаются в знания, базы данных перерастают в базы знаний (БЗ), а совокупность средств, обеспечивающих работу со знаниями, образуют систему управления базой знаний (СУБЗ).

Таким образом, база знаний (англ. Knowledge Base, KB) – это особого рода база данных, разработанная для управления знаниями (метаданными), то есть сбором, хранением, поиском и выдачей знаний. Раздел искусственного интеллекта, изучающий базы знаний и методы работы со знаниями, называется инженерией знаний. Под базами знаний понимают совокупность фактов и правил вывода, допускающих логический вывод и осмысленную обработку информации.

База знаний – важный компонент интеллектуальной системы. Наиболее известный класс таких программ – экспертные системы. Они предназначены для построения способа решения специализированных проблем, основываясь на записях БЗ и на пользовательском описании ситуации.

Создание и использование систем искусственного интеллекта потребует огромных баз знаний.

2.2. Модели представления знаний

В интеллектуальных системах в соответствии с [2, 5, 8] наиболее распространенными являются следующие способы представления знаний:

1. Логические модели.
2. Сетевые модели.
3. Фреймовые модели.
4. Продукционные модели.
5. Другие методы представления знаний.

Логические модели. В основе модели лежит формальная система, которая на языке теории множеств описывается следующей четверкой множеств:

$$M = <T, P, A, B>,$$

где T – это множество базовых элементов различной природы, представляющих тезаурус, например: термины из какого либо словаря, набор деталей из конструкции; P – это множество синтаксических правил, с помощью которых из элементов множества T образуют синтаксически правильные совокупности; A – элементы этого множества образуют аксиомы, определенные на множестве P; B – множество правил вывода, которые применяются к элементам множества A.

Для множества T существует некоторый способ П(T) определения принадлежности к этому множеству, а для определения принадлежности к множеству A вводится процедура П(A).

Во множество A входят информационные единицы, которые введены в базу извне, а с помощью правил вывода из них получают новые производные знания. Таким образом, описанная система представляет собой генератор порождения новых знаний в данной предметной области.

Логические модели представления знаний реализуются с помощью логики предикатов. Предикатом называют функцию, принимающую только два значения: истина и ложь и предназначенную для выражения свойств объектов или связей между ними. Кроме того, могут использоваться логические знаки конъюнкции (∨), импликации (∧), логического следования (**=>**), кванторы ∀,∃ и другие.

Рассмотрим в качестве примера знание: «Когда температура в печи достигает 120˚ и прошло менее 30 мин с момента включения печи, то давление не превосходить критического. Если с момента включения прошло более 30 мин, то необходимо включить вентиль N2».

В этой записи первая строка представляет собой описание декларативного знания, а вторая строка описывает процедурные знания.

С помощью логики предикатов, указанное утверждение выглядит следующим образом:

$$P(p = 120)\ T(t < 30) \rightarrow (D < D\text{кр.});$$
$$P(p = 120)T(t > 30) \Rightarrow F(N2),$$

где $P(p = 120)$ создает предикат, который становится истинным, когда температура достигается 120˚; $T(t < 30)$ – предикат, остающийся истинным в течение 30 мин с начала процесса; $T(t > 30)$ – предикат, становящийся истинным по истечении 30 мин; $(D < D\text{кр.})$ – это утверждение о том, что давление ниже критического; $F(N2)$ – команда открыть вентиль $N2$.

Разработанные системы логического программирования Пролог, в ответах на простейшие запросы к базам знаний, выдают значения «истина» и «ложь» в зависимости от наличия соответствующих фактов [15, 16]. Преимущества логической модели представления знаний заключается в возможности непосредственно запрограммировать механизм вывода правильных высказываний.

Подобные языки логического типа использовались на ранних стадиях развития интеллектуальных систем, однако впоследствии большее внимание стали уделять другим моделям, что связано с такими недостатками логической модели, как отсутствие наглядности и удобочитаемости, а также громоздкость записи, которая приводит к трудности нахождения ошибок. Еще один недостаток состоит в том, что большинство интеллектуальных задач характеризуется недостаточной полнотой, неточностью и некорректностью. Это важно, например, в медицине и биологических науках, так как они слабо формализованные. Поэтому в данных областях науки чаще используют методы аналогий и ассоциаций.

Сетевые модели. В основе этой модели лежит конструкция, которая называется семантической сетью, которая может быть описана на языке теории множеств:

$$H = < I, C1, C2, ..., Cn , G >,$$

где I – множество информационных единиц; $C1, C2, ..., Cn$ – множество типов связей между информационными единицами; G – множество отображений между информационными единицами.

В зависимости от типов связей между информационными единицами, которые используются в данной модели, различают следующие типы сетей:

– Классифицирующие сети – применяют отношение структуризации.

– Функциональные сети – функциональные отношения между информационными единицами. Примером могут выступать вычислительные модели.

– Сценарии.

В сценариях часто используются казуальные отношения (причинно-следственные отношения) между информационными единицами. Кроме того, могут встречаться отношения следующих типов «средство – результат», «орудие – действие» и т. п.

Так семантическая сеть, представляющая знания об автомобиле гр. Васильева, показана на рис. 6.

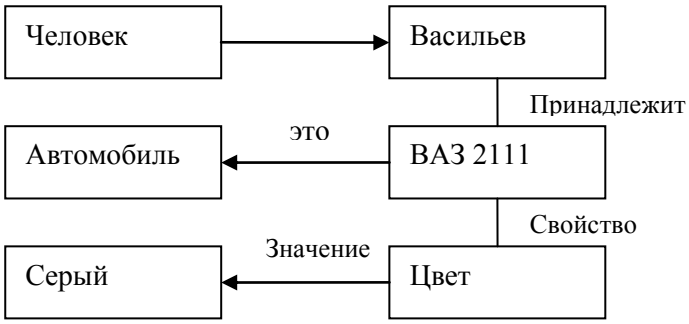


Рис. 6. Пример семантической сети

Преимущества модели представления знаний на основе семантических сетей: с помощью этой модели могут быть представлены родовидовые отношения; простота и наглядность описания предметной области.

Недостатки модели представления знаний на основе семантических сетей: снижение скорости работы механизма вывода, а также понижение быстродействия.

Фреймовые модели. Фреймы часто используют как структуру для представления стереотипных ситуаций. Фрейм – единица представления знаний, детали которой могут изменяться в соответствии с текущей ситуацией.

Структура фрейма такова, что он состоит из характеристик описанных ситуаций и их значений, которые называются соотносительно слотом и заполнителем слота.

Имя фрейма:

Имя слота 1 (Значение слота 1);

Имя слота 2 (Значение слота 2);

……

Имя слота *k* (Значение слота *k*).

Эта структура, пока она не заполнена какими-то значениями, называется протофреймом. Значением слота может быть число, математическое выражение, текст на естественном языке, программа для ЭВМ, правила вывода, ссылки на другие слоты данного фрейма или других фреймов.

При заполнении фрейма, имени слота и значения слотов из протофрейма получают фрейм-экземпляр (экзофрейм).

Пример:

Список работников: Фамилия (значение слота 1);
Год рождения (значение слота 2);
……
Стаж работы (значение слота k).

Список работников: Фамилия (Попов – Сидоров – Иванов);
Год рождения (1965 – 1946 – 1925);
…….
Стаж работы (5 – 20 – 30).

Преимущество фреймовой модели заключается в том, что значения слотов представляются в такой системе в единственном экземпляре, поскольку включается только в один фрейм. Таким образом, обеспечивается экономное размещение баз знаний в памяти компьютера.

Недостатком фреймовой модели является снижение скорости работы механизма вывода, т. е. системы должны «просканировать» всю структуру на предмет ненужной информации.

Продукционные модели. Психологические исследования процессов принятия человеком решений показали, что, рассуждая и принимая решения человек, использует правила, аналогичные продукциям. Продукционная модель, основанная на правилах, позволяет представить знания в виде предложений типа «если (условие), то (действие)».

В общем случае продукцию можно представить в виде следующего выражения:

$$(i);\ Q;\ P;\ A => B;\ N,$$

где (i) – имя продукции, с помощью которой данная продукция выделяется из всего множества (порядковый номер, некоторая совокупность слов или цифр).

Элемент Q характеризует сферу применения продукции.

Основным элементом продукции является ее ядро $A => B$. Оно может быть прочитано: если выполняется A, то следует B. Ядро продукции описывает преобразования, которые представляют суть продукционного правила.

Элемент P есть условие применимости ядра продукции. Обычно P представляет собой логическое выражение типа предиката. Если P принимает значение «истина», то ядро продукции активируется, если P ложно, то ядро продукции не может быть использовано.

Элемент N описывает постусловие продукции. Оно активируется, когда ядро продукции реализовано. N – это действия и условия процедуры, которые могут быть выполнены после P.

Таким образом, продукционная модель хорошо применима для представления процедурных знаний.

Имя продукции i – интерпретация результатов психологического тестирования.

Предусловие Q – использовать в первую очередь.

Условие P – шкала лжи $L < 70$.

Ядро $A => B$ – если (шкала ошибок – шкала коррекции) < - 11, то сообщение: «Результаты недостоверны».

Постусловие N – закончить интерпретацию результатов.

Все ядра можно разделить на 2 большие группы:

1. Детерминированные ($A=>B$ наступит с вероятностью 1).
2. Недетерминированные (если A выполняется, то возможно B).

Возможны различные оценки реализации ядра:

1. Вероятностная (если выполняется A, то с вероятностью P реализуется B).

2. Лингвистическая (малая, меньшая). Если выполняется *A*, то с большой долей уверенности наступит *B*.

Детерминированные продукции могут быть:

1. Однозначными (если выполняется *A*, то наступит *B*).

2. Альтернативные (если *A* выполняется, то чаще наступит *B*1, реже *B*2).

Продукции могут быть прогнозирующего типа (если наступит *A*, то с вероятностью *P* можно ожидать *B*).

Продукционной называется система знаний, которая использует понятие продукции в качестве основного элемента.

В общем случае продукционная система знаний (см. рис. 1) включает следующие компоненты:

1. Базу данных, содержащую множество фактов;

2. Базу правил, содержащую набор продукций;

3. Механизм логического вывода или решатель;

4. ЭВМ;

5. Система общения с внешней средой.

Продукционные системы делят на 2 типа*:*

1. С прямым выводом, т. е. рассуждения, идут от данных к гипотезе.

2. С обратным выводом, когда вначале выдвигается гипотеза, а потом для нее ищутся доказательства.

Достоинства продукционных систем:

– модульность;

– единообразие структуры (позволяет применять оболочку продукционных систем в различных проблемных областях);

– естественность вывода знаний;

– гибкость родовидовой иерархии понятий (изменение правил влечет изменения в иерархии).

Недостатки продукционных систем:

– процесс вывода может быть менее эффективен, чем в других системах.

– процесс вывода новых знаний трудно поддается управлению.

– линейный рост объема базы знаний по мере включения новых фрагментов знаний. Если используются деревья решений, то изменения происходят по логарифмическому закону.

Другие методы представления знаний. В качестве других методов представления знаний можно указать представление знаний по примерам. При использовании такого метода база знаний заполняется следующим образом: инженер по знаниям берет задачу и заполняет матрица из совокупности задач и правильных решений. Можно построить программу с поиском аналогичной задачи (метод на основе примеров).

Такой метод применяется, например, в области медицины и в юридической практике.

Достоинством метода представления знаний по примерам является простота данного способа, т. е. для данной задачи находится метод и вносится в память.

К недостатку можно отнести отсутствие интеллектуальной гибкости.

Выводы

Центральная парадигма интеллектуальных технологий – это обработка знаний. Системы, ядром которых является база знаний или модель предметной области, описанная на языке сверхвысокого уровня, приближенном к естественному языку, называют интеллектуальными.

В связи с организацией базы знаний в информационной системе, возникли задачи по поиску оптимального и верного решения на поставленную задачу перед информационной системой. Таким образом, неструктурированную массу знаний нужно было представить в такой форме, которая позволяла бы найти оптимальное решение с наименьшими затратами, например, временными. И начиная со второй половины 20-го века в области искусственного интеллекта стали появляться различные методы представления знаний.

Рассмотренные модели представления знаний широко используются в современных интеллектуальных системах и прежде всего в экспертных системах. Каждая из форм представлений знаний может служить основой для создания языка программирования, ориентированного на работу со знаниями. В конце 80-х годов наметилась тенденция создавать комбинированные языки представления знаний. Чаще всего комбинируются фреймовые и продукционные модели.

Контрольные вопросы

1. Определение системы знаний для задач создания интеллектуальных систем.
2. Требования к системам знаний в задачах создания интеллектуальных систем.
3. Особенности знаний для их представления в компьютере.
4. Понятие инженерии знаний и баз знаний.
5. Понятие и сравнительные характеристики основных моделей представления знаний.
6. Модели представления знаний, основанные на логике предикатов, их преимущества и недостатки, области применения.
7. Семантические сети: понятие и их роль для формализации знаний.
8. Фрейм как жесткая структура информационных единиц для представления стереотипных ситуаций, достоинства и недостатки фреймовых систем.
9. Сценарии – описание стандартной последовательности фактов, определяющих типичную ситуацию предметной области.
10. Определение продукции, классификация ядер продукции, типовая схема продукционной системы (база данных, база правил, интерпретатор). Преимущества и недостатки продукционной системы.

Глава. 3. ИЗВЛЕЧЕНИЕ ЗНАНИЙ ИЗ ДАННЫХ МЕТОДАМИ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОГО АНАЛИЗА ДАННЫХ

3.1. Особенности и классификация методов интеллектуального анализа данных

Потоки текстовой и числовой информации ежедневно порождаются и оседают в хранилищах данных. Закономерности, которые скрываются в этих массивах данных, могут представлять большую ценность.

С другой стороны в связи с высокой трудоемкостью извлечения знаний по обычной технологии инженерии знаний, в последнее время интенсивно разрабатывались методы автоматического извлечения знаний из накопленных фактов. В основе этих методов лежат известные из логики методы индуктивного вывода и ряд методов распознавания образов. В западной литературе эти методы получили название ***«раскопка данных и открытие знаний» – Data Mining (DM)*** и ***Knowledge Discovery in Databases (KDD)***. В отечественной литературе привился термин «Интеллектуальный анализ данных» (ИАД) [8, 19-21].

Процесс Knowledge Discovery in Databases, состоит из следующих шагов:

1. **Подготовка исходного набора данных.** Этот этап заключается в создании набора данных, в том числе из различных источников, выбора обучающей выборки и т. д. Для этого должны существовать развитые инструменты доступа к различным источникам данных. Желательно иметь поддержку работы с хранилищами данных и наличие семантического слоя, позволяющего использовать для подготовки исходных данных не технические термины, а бизнес понятия.

2. **Предобработка данных.** Для того чтобы эффективно применять методы Data Mining, следует обратить внимание на вопросы предобработки данных. Данные могут содержать пропуски, шумы, аномальные значения и т. д. Кроме того, данные могут быть избыточны, недостаточны и т. д. В некоторых задачах требуется дополнить данные некоторой априорной информацией. Наивно предполагать, что если подать данные на вход системы в существующем виде, то на выходе получим полезные знания. Данные должны быть качественны и корректны с точки зрения используемого метода DM. Поэтому первый этап KDD заключается в предобработке данных. Более того, иногда размерность исходного пространства может быть очень большой, и тогда желательно применять специальные алгоритмы понижения размерности. Это как отбор значимых признаков, так и отображение данных в пространство меньшей размерности.

3. **Трансформация, нормализация данных.** Этот шаг необходим для приведения информации к пригодному для последующего анализа виду. Для чего нужно проделать такие операции, как приведение типов, квантование, приведение к «скользящему окну» и прочее. Кроме того, некоторые методы анализа, которые требуют, чтобы исходные данные были в каком-то определенном виде. Нейронные сети, скажем, работают только с числовыми данными, причем они должны быть нормализованы.

4. **Data Mining.** На этом шаге применяются различные алгоритмы для нахождения знаний. Это нейронные сети, деревья решений, алгоритмы кластеризации, установления ассоциаций и т. д.

5. **Постобработка данных.** Интерпретация результатов и применение полученных знаний в бизнес приложениях.

Безусловно, сердцем всего этого процесса KDD являются методы DM, позволяющие обнаруживать знания.

Классической основой извлечения знаний из накопленных данных является математическая статистика. Методы математической статистики оказались полезными, главным образом, для проверки заранее сформулированных гипотез и для «грубого» разведочного анализа, составляющего основу оперативной аналитической обработки данных.

Интеллектуальный анализ данных *— это процесс поддержки принятия решений, основанный на поиске в данных скрытых закономерностей, то есть извлечения информации, которая может быть охарактеризована как* ***знания.***

Интеллектуальный анализ данных является кратким обозначением довольно широкого спектра процедур автоматического анализа данных высокоинтеллектуальными технологиями. Эти методы позволяют извлекать из «сырых» данных ранее неизвестные зависимости между параметрами объектов и закономерности поведения классов объектов. Подобные программные продукты позволяют как бы «осмыслить» данные, оценивая их как с количественной, так и с качественной точки зрения.

Сферы применения систем Data Mining, задачи и стадии ИАД приведены в параграфе 1.4 данного пособия. Далее предлагается изложение основных методов ИАД, примеры их программной реализации для различных предметных областей в соответствии с [8, 19-21, 27].

В последнее время наряду с использованием арсенала классической статистики активно развиваются новые методы анализа данных и извлечения знаний, базирующиеся на иных, нежели традиционная интегро–дифференциальная парадигма, подходах и представленные на рис. 7:

- методы эволюционного моделирования,
- методы машинного обучения.

Термин «эволюционное моделирование» в настоящее время является достаточно устоявшимся, и общепринято под этим термином подразумевать генетические алгоритмы и искусственные нейронные сети.

Термин «машинное обучение» оставляет больше возможностей для дискуссий о том, какие методы имеются в виду, в частности, сюда относятся деревья решений.

Сформированы методологии анализа и основных принципов работы с данными в процессе анализа данных, поиска закономерностей и извлечения знаний не зависит от конкретной предметной области, поэтому может с успехом применяться для решения самого широкого спектра задач.



Рис.7. Классификация методов анализа данных

Алгоритмы, используемые в Data Mining, требуют большого количества вычислений. Раньше это являлось сдерживающим фактором широкого практического применения DM, однако сегодняшний рост производительности современных процессоров снял остроту этой проблемы. Теперь за приемлемое время можно провести качественный анализ сотен тысяч и миллионов записей.

Далее будут рассмотрены ряд методов интеллектуального анализа данных из числа приведенных на рис. 7. Приводится краткое изложение основных положений из статей Н.Б. Паклина и др., изложенных на сайте компании Base Group Labs – профессионального поставщика программных продуктов и решений в области анализа данных [27].

3.2. Логистическая регрессия и ROC-анализ данных

Логистическая регрессия – полезный классический инструмент для решения задачи регрессии и классификации. Без логистической регрессии и ROC-анализа, как аппарата для анализа качества моделей, немыслимо построение моделей в медицине и проведение клинических исследований. В последние годы логистическая регрессия получила распространение в скоринге для расчета рейтинга заемщиков и управления кредитными рисками. Поэтому, несмотря на

свое происхождение из статистики, логистическую регрессию и ROC-анализ почти всегда можно увидеть в наборе Data Mining алгоритмов.

Логистическая регрессия – это разновидность множественной регрессии, общее назначение которой состоит в анализе связи между несколькими независимыми переменными (называемыми также регрессорами или предикторами) и зависимой переменной. Бинарная логистическая регрессия, как следует из названия, применяется в случае, когда зависимая переменная является бинарной (т. е. может принимать только два значения). Иными словами, с помощью логистической регрессии можно оценивать вероятность того, что событие наступит для конкретного испытуемого (больной/здоровый, возврат кредита/дефолт и т. д.).

В множественной линейной регрессии предполагается, что зависимая переменная y является линейной функцией независимых переменных x_i, $i = 1, \ldots n$, т. е.:

$$y = a + b_1 x_1 + b_2 x_2 + \ldots b_n x_n.$$

Однако множественная регрессия просто игнорирует ограничения на диапазон значений для y. Поэтому для решения проблемы задача регрессии может быть сформулирована иначе: вместо предсказания бинарной переменной, мы предсказываем непрерывную переменную P со значениями на отрезке [0,1] при любых значениях независимых переменных. Это достигается применением следующего регрессионного уравнения (логит-преобразование):

$$P = 1/(1 + e^{-y}),$$

где P – вероятность того, что произойдет интересующее событие.

Поскольку логистическое преобразование решает проблему об ограничении на 0-1 границы для первоначальной зависимой переменной (вероятности), то эти преобразованные значения можно использовать в обычном линейном регрессионном уравнении. А именно, если произвести логистическое преобразование обеих частей описанного выше уравнения, мы получим стандартную модель линейной регрессии.

Существует несколько способов нахождения коэффициентов логистической регрессии. На практике часто используют метод максимального правдоподобия. Он применяется в статистике для получения оценок параметров генеральной совокупности по данным выборки. Основу метода составляет функция правдоподобия (likehood function), выражающая плотность вероятности (вероятность) совместного появления результатов выборки y.

Кроме того известно, что логистическую регрессию можно представить в виде однослойной нейронной сети с сигмоидальной функцией активации, веса которой есть коэффициенты логистической регрессии, а вес поляризации – константа регрессионного уравнения. Как известно, однослойная нейронная сеть может успешно решить лишь задачу линейной сепарации. Поэтому возможности по моделированию нелинейных зависимостей у логистической регрессии отсутствуют. Однако для оценки качества модели логистической регрессии су-

ществует эффективный инструмент ROC-анализа, что является несомненным ее преимуществом.

Для расчета коэффициентов логистической регрессии можно применять любые градиентные методы: метод сопряженных градиентов, методы переменной метрики и другие.

ROC-кривая (Receiver Operator Characteristic) – кривая, которая наиболее часто используется для представления результатов бинарной классификации в машинном обучении. Название пришло из систем обработки сигналов. Поскольку классов два, один из них называется классом с положительными исходами, второй – с отрицательными исходами. ROC-кривая показывает зависимость количества верно классифицированных положительных примеров от количества неверно классифицированных отрицательных примеров. В терминологии ROC-анализа первые называются истинно положительным, вторые – ложно отрицательным множеством. При этом предполагается, что у классификатора имеется некоторый параметр, варьируя который, мы будем получать то или иное разбиение на два класса. Этот параметр часто называют порогом, или точкой отсечения (cut-off value). В зависимости от него будут получаться различные величины *ошибок I и II рода*.

В логистической регрессии порог отсечения изменяется от 0 до 1 – это и есть расчетное значение уравнения регрессии. Будем называть его рейтингом.

Для понимания сути ошибок I и II рода рассмотрим четырехпольную таблицу сопряженности (confusion matrix), которая строится на основе результатов классификации моделью и фактической (объективной) принадлежностью примеров к классам. Таблица содержит следующие данные:

- *TP* (*True Positives*) – верно классифицированные положительные примеры (так называемые истинно положительные случаи);
- *TN* (*True Negatives*) – верно классифицированные отрицательные примеры (истинно отрицательные случаи);
- *FN* (*False Negatives*) – положительные примеры, классифицированные как отрицательные (ошибка I рода). Это так называемый ложный пропуск – когда интересующее нас событие ошибочно не обнаруживается (ложно отрицательные примеры);
- *FP* (*False Positives*) – отрицательные примеры, классифицированные как положительные (ошибка II рода). Это ложное обнаружение, т. к. при отсутствии события ошибочно выносится решение о его присутствии (ложно положительные случаи).

Что является положительным событием, а что – отрицательным, зависит от конкретной задачи.

Вводят два определения: чувствительность и специфичность модели. Ими определяется объективная ценность любого бинарного классификатора.

Чувствительность *Se* (Sensitivity) – это и есть доля истинно положительных случаев:

$$Se = TP / (TP + TN).$$

Специфичность *Sp* (Specificity) – доля истинно отрицательных случаев, которые были правильно идентифицированы моделью:

$$Sp = TN / (TN + FP).$$

ROC-кривая получается следующим образом:

1. Для каждого значения порога отсечения, которое меняется от 0 до 1 с шагом *dx* (например, 0.01) рассчитываются значения чувствительности *Se* и специфичности *Sp*. В качестве альтернативы порогом может являться каждое последующее значение примера в выборке.

2. Строится график зависимости: по оси *Y* откладывается чувствительность *Se* в процентах, по оси *X* откладывают (100% - *Sp*) (сто процентов минус специфичность), или, что тоже самое, *FPR* – доля ложно положительных случаев. Пример графиков приведен на рис.8.

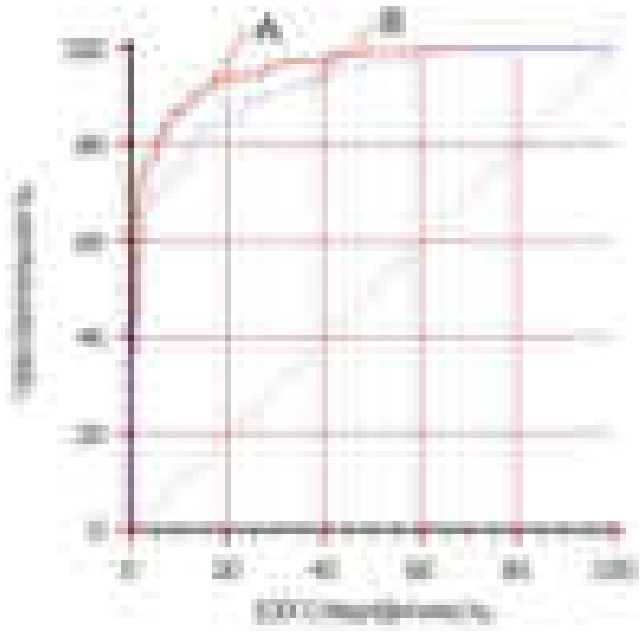


Рис. 8. – Сравнение ROC-кривых

Для идеального классификатора график ROC-кривой проходит через верхний левый угол, где доля истинно положительных случаев составляет 100% или 1.0 (идеальная чувствительность), а доля ложно положительных примеров равна нулю. Поэтому чем ближе кривая к верхнему левому углу, тем выше предсказательная способность модели. Наоборот, чем меньше изгиб кривой и чем ближе она расположена к диагональной прямой, тем менее эффективна модель. Диагональная линия соответствует бесполезному классификатору, т. е. полной неразличимости двух классов.

При визуальной оценке ROC-кривых расположение их относительно друг друга указывает на их сравнительную эффективность. Кривая, расположенная выше и левее, свидетельствует о большей предсказательной способности модели. Так, на рис. 8 две ROC-кривые совмещены на одном графике. Видно, что модель А лучше.

Идеальная модель обладает 100% чувствительностью и специфичностью. Однако на практике добиться этого невозможно, более того, невозможно одновременно повысить и чувствительность, и специфичность модели. Компромисс находится с помощью порога отсечения, так как пороговое значение влияет на соотношение *Se* и *Sp*. Можно говорить о задаче нахождения *оптимального порога отсечения* (optimal cut-off value).

Порог отсечения нужен для того, чтобы применять модель на практике: относить новые примеры к одному из двух классов. Для определения оптимального порога нужно задать критерий его определения, так как в разных задачах присутствует своя оптимальная стратегия.

3.3. Алгоритмы кластеризации на службе Data Mining

Кластеризация как объединение в группы схожих объектов является одной из фундаментальных задач в области анализа данных и Data Mining. Список прикладных областей, где она применяется, широк: сегментация изображений, маркетинг, борьба с мошенничеством, прогнозирование, анализ текстов и многие другие. Отсюда многообразие синонимов понятию кластер – класс, таксон, сгущение.

На современном этапе кластеризация часто выступает первым шагом при анализе данных.

Очень часто данные, с которыми сталкивается технология Data Mining, имеют следующие важные особенности:

- высокая размерность (тысячи полей) и большой объем (сотни тысяч и миллионы записей) таблиц баз данных и хранилищ данных (сверхбольшие базы данных);
- наборы данных содержат большое количество *числовых* и *категорийных* атрибутов.

Все атрибуты, или признаки объектов делятся на ***числовые*** (numerical) и ***категорийные*** (categorical).

Числовые атрибуты – это такие, которые могут быть упорядочены в пространстве, соответственно категорийные – которое не могут быть упорядочены. Например, атрибут «возраст» – числовой, а «цвет» – категорийный.

Большинство алгоритмов кластеризации предполагают сравнение объектов между собой на основе некоторой ***меры близости*** (сходства). В качестве меры близости для числовых атрибутов очень часто используется *евклидово расстояние.*

Для категорийных атрибутов распространена мера сходства Чекановского-Серенсена и Жаккара.

Можно классифицировать кластерные алгоритмы на ***масштабируемые*** **и** ***немасштабируемые***.

Алгоритм называют масштабируемым (scalable), если при неизменной емкости оперативной памяти с увеличением числа записей в базе данных время его работы растет линейно.

По способу разбиения на кластеры алгоритмы бывают двух типов: ***иерархические и неиерархические***.

Классические **иерархические** алгоритмы работают только с категорийными атрибутами, когда строится полное дерево вложенных кластеров. Здесь распространены агломеративные методы построения иерархий кластеров – в них производится последовательное объединение исходных объектов и соответствующее уменьшение числа кластеров. Иерархические алгоритмы обеспечивают сравнительно высокое качество кластеризации и не требуют предварительного задания количества кластеров.

Неиерархические алгоритмы основаны на оптимизации некоторой целевой функции, определяющей оптимальное в определенном смысле разбиение множества объектов на кластеры. В этой группе популярны алгоритмы семейства k-средних (k-means, fuzzy c-means, Густафсон-Кесселя), которые в качестве целевой функции используют сумму квадратов взвешенных отклонений координат объектов от центров искомых кластеров.

Одним из эффективных считается алгоритм алгоритм обработки транзакционных данных CLOPE, который быстрее и проще в программной реализации.

Под термином *транзакция* здесь понимается некоторый произвольный набор объектов, будь это список ключевых слов статьи, товары, купленные в супермаркете, множество симптомов пациента, характерные фрагменты изображения и так далее.

Задача кластеризации транзакционных данных состоит в получении такого разбиения всего множества транзакций, чтобы похожие транзакции оказались в одном кластере, а отличающиеся друг от друга – в разных кластерах.

В основе **алгоритма кластеризации CLOPE** (англ.: Clustering with sLOPE) лежит идея максимизации глобальной функции стоимости, которая повышает близость транзакций в кластерах при помощи увеличения параметра *кластерной гистограммы*.

Пусть имеется база транзакций D, состоящая из множества транзакций $\{t_1, t_2, \ldots, t_n\}$. Каждая транзакция есть набор объектов $\{i_1, \ldots, i_m\}$. Множество кластеров $\{C_1, \ldots, C_k\}$ есть разбиение множества $\{t_1, t_2, \ldots, t_n\}$, такое, что $C1 \ldots C_k = \{t_1, t_2, \ldots, t_n\}$ и $C_i <> \wedge C_i\ C_j = 1 <= i, j <= k$. Каждый элемент C_i называется *кластером*, *n, m, k* – количество транзакций, количество объектов в базе транзакций и число кластеров соответственно.

Каждый кластер C имеет следующие характеристики:

D(C) – множество уникальных объектов; *Occ(i,C)* – количество вхождений (частота) объекта *i* в кластер *C*; $W(C) = |D(C)|$ – ширина кластера; $H(C) = S(C)/W(C)$ – высота кластера, а площадь кластера определяется в виде $S(C) = \sum_{i \in D(C)} Occ(i, C) = \sum_{ti \in C} |\, ti\, |$.

Гистограммой кластера *C* называется графическое изображение его расчетных характеристик: по оси OX откладываются объекты кластера в порядке убывания величины *Occ(i,C)*, а сама величина *Occ(i,C)* – по оси OY (рис. 9). На рис. 9 *S(C)*, равное 8, соответствует площади прямоугольника, ограниченного

осями координат и пунктирной линией. Очевидно, что чем больше значение *H*, тем более «похожи» две транзакции. Поэтому алгоритм должен выбирать такие разбиения, которые максимизируют *H*.

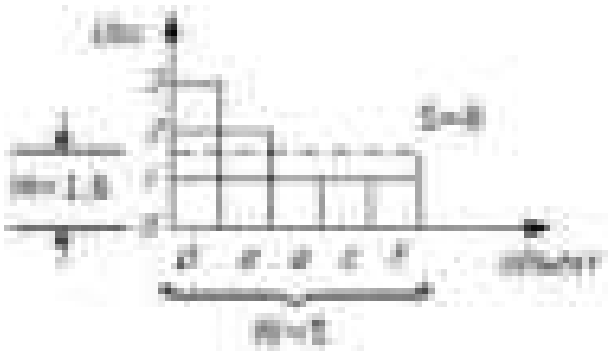


Рис.9. Пример гистограммы кластера

При совпадении значений высот применяют другие более сложные критерии: значение градиента, либо функцию стоимости.

Кластеризация транзакционных данных имеет много общего с анализом ассоциаций. Обе эти технологии Data Mining выявляют скрытые зависимости в наборах данных. Но есть и отличия.

С одной стороны, кластеризация дает общий взгляд на совокупность данных, тогда как ассоциативный анализ находит конкретные зависимости между атрибутами.

С другой стороны, ассоциативные правила сразу пригодны для использования, тогда как кластеризация чаще всего используется как первая стадия анализа.

Преимущества алгоритма CLOPE:

1. Высокие масштабируемость и скорость работы, а также качество кластеризации, что достигается использованием глобального критерия оптимизации на основе максимизации градиента высоты гистограммы кластера. Он легко рассчитывается и интерпретируется. Во время работы алгоритм хранит в RAM небольшое количество информации по каждому кластеру и требует минимальное число сканирований набора данных. Это позволяет применять его для кластеризации огромных объемов категорийных данных.

2. CLOPE автоматически подбирает количество кластеров, причем это регулируется одним единственным параметром – коэффициентом отталкивания в функции стоимости.

3.4. Деревья решений

Деревья решения являются одним из наиболее популярных подходов к решению задач Data Mining. Они создают иерархическую структуру классифицирующих правил типа «ЕСЛИ ..., ТО...», имеющую вид дерева.

Для того чтобы решить, к какому классу отнести некоторый объект или ситуацию, требуется ответить на вопросы, стоящие в узлах этого дерева, начиная с его корня, как показано на рис.10.

Вопросы имеют вид «значение параметра *A* больше *x*». Если ответ положительный, осуществляется переход к правому узлу следующего уровня, если отрицательный – то к левому узлу; затем снова следует вопрос, связанный с соответствующим узлом.

Введем основные понятия из теории деревьев решений, которые будут употребляться далее:

– объект – пример, шаблон, наблюдение;
– атрибут – признак, независимая переменная, свойство;
– метка класса – зависимая переменная, целевая переменная, признак определяющий класс объекта;
– узел – внутренний узел дерева, узел проверки;
– лист – конечный узел дерева, узел решения;
– проверка (test) – условие в узле.

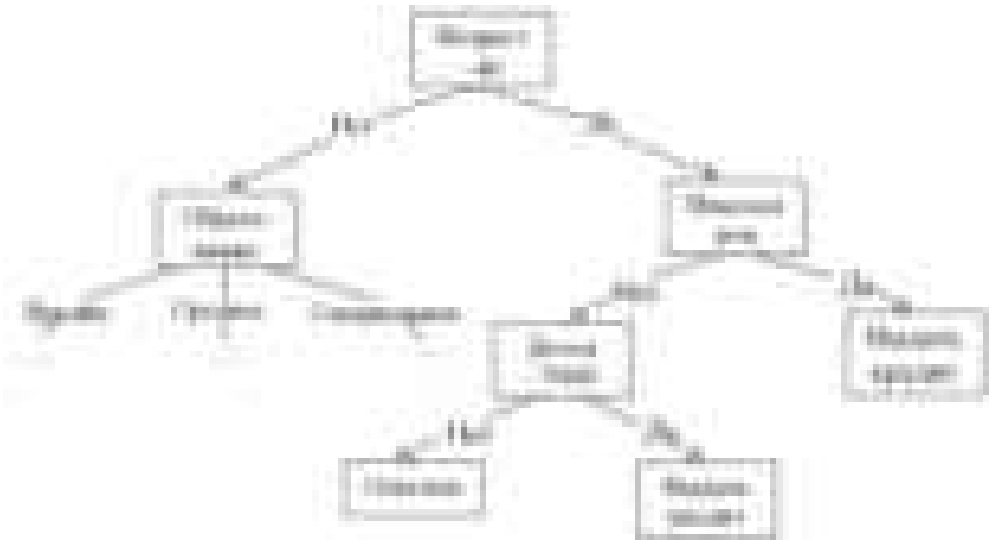


Рис.10. Пример дерева решений

Область применения деревья решений в настоящее время широка, но все задачи, решаемые этим аппаратом могут быть объединены в следующие три класса:

– **Описание данных:** Деревья решений позволяют хранить информацию о данных в компактной форме, вместо них мы можем хранить дерево решений, которое содержит точное описание объектов.
– **Классификация:** Деревья решений отлично справляются с задачами классификации, т. е. отнесения объектов к одному из заранее известных классов. Целевая переменная должна иметь дискретные значения.
– **Регрессия:** Если целевая переменная имеет непрерывные значения, деревья решений позволяют установить зависимость целевой переменной от независимых (входных) переменных. Например, к этому классу относятся задачи численного прогнозирования (предсказания значений целевой переменной).

Пусть нам задано некоторое обучающее множество T, содержащее объекты (примеры), каждый из которых характеризуется m атрибутами (атрибутами), причем один из них указывает на принадлежность объекта к определенному классу.

Пусть через $\{C_1, C_2, \ldots C_k\}$ обозначены классы(значения метки класса), тогда существуют 3 ситуации:

1. Множество T содержит один или более примеров, относящихся к одному классу C_k. Тогда дерево решений для T – это лист, определяющий класс C_k.
2. Множество T не содержит ни одного примера, т. е. пустое множество. Тогда это снова лист, и класс, ассоциированный с листом, выбирается из другого множества отличного от T, скажем, из множества, ассоциированного с родителем.
3. Множество T содержит примеры, относящиеся к разным классам. В этом случае следует разбить множество T на некоторые подмножества. Для этого выбирается один из признаков, имеющий два и более отличных друг от друга значений $O_1, O_2, \ldots O_n$. Множество T разбивается на подмножества $T_1, T_2, \ldots T_n$, где каждое подмножество T_i содержит все примеры, имеющие значение O_i для выбранного признака. Это процедура будет рекурсивно продолжаться до тех пор, пока конечное множество не будет состоять из примеров, относящихся к одному и тому же классу.

Вышеописанная процедура лежит в основе многих современных алгоритмов построения деревьев решений, этот метод известен еще под названием разделения и захвата (divide and conquer). Очевидно, что при использовании данной методики, построение дерева решений будет происходит сверху вниз.

Поскольку все объекты были заранее отнесены к известным нам классам, такой процесс построения дерева решений называется обучением с учителем (supervised learning). Процесс обучения также называют индуктивным обучением или индукцией деревьев (tree induction).

На сегодняшний день существует значительное число алгоритмов, реализующих деревья решений CART, C4.5, NewId, ITrule, CHAID, CN2 и т. д. Но наибольшее распространение и популярность получили следующие два:

- **CART (Classification and Regression Tree)** – это алгоритм построения бинарного дерева решений – дихотомической классификационной модели. Каждый узел дерева при разбиении имеет только двух потомков. Как видно из названия алгоритма, решает задачи классификации и регрессии.
- **C4.5** – алгоритм построения дерева решений, количество потомков у узла не ограничено. Не умеет работать с непрерывным целевым полем, поэтому решает только задачи классификации.

Большинство из известных алгоритмов являются жадными алгоритмами. Если один раз был выбран атрибут, и по нему было произведено разбиение на подмножества, то алгоритм не может вернуться назад и выбрать другой атрибут, который дал бы лучшее разбиение. И поэтому на этапе построения нельзя сказать даст ли выбранный атрибут, в конечном итоге, оптимальное разбиение.

При построении деревьев решений особое внимание уделяется следующим вопросам: выбору критерия атрибута, по которому пойдет разбиение, остановки обучения и отсечения ветвей. Рассмотрим все эти вопросы по порядку.

Правило разбиения. Для построения дерева на каждом внутреннем узле необходимо найти такое условие (проверку), которое бы разбивало множество, ассоциированное с этим узлом на подмножества. В качестве такой проверки должен быть выбран один из атрибутов.

Общее правило для выбора атрибута можно сформулировать следующим образом: выбранный атрибут должен разбить множество так, чтобы получаемые в итоге подмножества состояли из объектов, принадлежащих к одному классу, или были максимально приближены к этому, т. е. количество объектов из других классов (примесей) в каждом из этих множеств было как можно меньше.

Алгоритм C4.5, усовершенствованная версия алгоритма ID3 (Iterative Dichotomizer), использует теоретико-информационный подход.

Алгоритм CART использует так называемый индекс Gini (в честь итальянского экономиста Corrado Gini), который оценивает «расстояние» между распределениями классов.

Правило остановки. В дополнение к основному методу построения деревьев решений были предложены следующие правила:

– Использование статистических методов для оценки целесообразности дальнейшего разбиения, так называемая ранняя остановка (prepruning). В конечном счете ранняя остановка процесса построения привлекательна в плане экономии времени обучения.

– Ограничить глубину дерева. Остановить дальнейшее построение, если разбиение ведет к дереву с глубиной превышающей заданное значение.

– Разбиение должно быть нетривиальным, т. е. получившиеся в результате узлы должны содержать не менее заданного количества примеров.

Правило отсечения. Очень часто алгоритмы построения деревьев решений дают сложные деревья, которые переполнены данными, имеют много узлов и ветвей. Такие ветвистые деревья очень трудно понять. К тому же ветвистое дерево, имеющее много узлов, разбивает обучающее множество на все большее количество подмножеств, состоящих из все меньшего количества объектов. Ценность правила, справедливого скажем для 2-3 объектов, крайне низка, и в целях анализа данных такое правило практически непригодно. Гораздо предпочтительнее иметь дерево, состоящее из малого количества узлов, которым бы соответствовало большое количество объектов из обучающей выборки.

Для решения вышеописанной проблемы часто применяется так называемое отсечение ветвей (prepruning).

Пусть под точностью (распознавания) дерева решений понимается отношение правильно классифицированных объектов при обучении к общему количеству объектов из обучающего множества, а под ошибкой – количество неправильно классифицированных. Предположим, что нам известен способ оценки

ошибки дерева, ветвей и листьев. Тогда, возможно использовать следующее простое правило:

- построить дерево;
- отсечь или заменить поддеревом те ветви, которые не приведут к возрастанию ошибки. Отсечение ветвей происходит снизу вверх, двигаясь с листьев дерева, отмечая узлы как листья, либо заменяя их поддеревом.

Преимущества использования деревьев решений:

- быстрый процесс обучения;
- извлечение правил на естественном языке;
- генерация правил в областях, где эксперту трудно формализовать свои знания;
- интуитивно понятная классификационная модель;
- высокая точность прогноза, сопоставимая с другими методами (статистика, нейронные сети);
- построение непараметрических моделей.

В силу этих и многих других причин, методология деревьев решений является важным инструментом в работе каждого специалиста, занимающегося анализом данных, вне зависимости от того практик он или теоретик.

Деревья решений являются прекрасным инструментом в системах поддержки принятия решений, интеллектуального анализа данных. В состав многих пакетов, предназначенных для интеллектуального анализа данных, уже включены методы построения деревьев решений. В областях, где высока цена ошибки, они послужат отличным подспорьем аналитика или руководителя

Деревья решений успешно применяются для решения практических задач в следующих областях:

- Банковское дело. Оценка кредитоспособности клиентов банка при выдаче кредитов.
- Промышленность. Контроль за качеством продукции (выявление дефектов), испытания без разрушений (например, проверка качества сварки) и т.д.
- Медицина. Диагностика различных заболеваний.
- Молекулярная биология. Анализ строения аминокислот.

Это далеко не полный список областей, где можно использовать деревья решений.

3.5. Классификация программных реализаций систем Data Mining

1. Предметно-ориентированные аналитические пакеты (например, в финансовой области предназначены для предсказания курса валют). Часто основой для таких технологий является несложный статистический аппарат (аппарат прикладной статистики), в наибольшей мере учитывающий специфику рассматриваемой области. Цена таких продуктов меньше $1000, т. е. они недорогие и их много.

2. Статистические пакеты, включающие наряду с традиционными методами математической статистики также элементы Data Mining. Круг задач, ре-

шаемых с помощью статистических пакетов: создание корреляционных моделей; факторный анализ, регрессионный анализ и др.

Достоинства данных методов состоит в том, что они основываются на строгом математическом аппарате.

Недостатки: для их использования требуется специальная математическая подготовка пользователя, а также, принципиальный недостаток пакетов состоит в том, что они опираются на статистическую парадигму и поэтому дают математически усредненный вывод.

Наиболее распространены такие мощные статистические пакеты, как SAS (компания SAS Institute), SPSS (SPSS), Statistica и др. Эти системы достаточно дороги – от $1000 до $15000.

3. Нейросетевые системы. Принцип работы нейронных сетей заключается в следующем: имитируется работа нейронов в составе иерархической сети. При этом сигналы передаются от нижних слоев к верхним, а сила сигнала зависит от сложности связи.

Недостатки:

– необходимо иметь большой объем обучающей выборки;
– результаты работы такого пакета трудно объяснить.

Нейронные сети могут быть реализованы программным или аппаратным способом.

Вариантами аппаратной реализации являются нейрокомпьютеры, нейроплаты и нейроБИС (большие интегральные схемы). Одна из самых простых и дешёвых нейроБИС – модель MD 1220 фирмы Micro Devices, которая реализует сеть с 8 нейронами и 120 синапсами.

Большинство современных нейрокомпьютеров представляют собой персональный компьютер или рабочую станцию, в состав которых входит дополнительная нейроплата. К их числу относятся, например, компьютеры серии FMR фирмы Fujitsu.

К программам, реализующим технологии нейронных сетей относятся: пакет Brain Maker (CSS), NeuroShell (Ward Systems Group) и др. Стоимость таких систем очень высока (более $1000). Пакет Brain Maker используется несколькими тысячами финансовых и промышленных компаний, а также оборонными ведомствами США для решения задач прогнозирования, оптимизации и моделирования ситуаций. К таким задачам относятся прогнозирование курсов валют и акций на биржах, моделирование кризисных ситуаций, распознавание образов и многие другие на основе использования сети Хопфилда с обучением по методу обратного распространения ошибки.

4. Системы рассуждений на основе аналогичных случаев (Case Based Reasoning – CBR) основаны на поиске аналога наличной ситуации. Назначение таких систем: среди БД множества случаев найти тот, который наиболее близок к рассматриваемому.

Недостатки:

– не создается никакой модели (ищем аналогию, но не ищем модель, правило);

– результат зависит от меры близости, которую можно выбрать и достаточно неправильной. Для эффективного решения задач классификации или прогноза необходимо, чтобы был накоплен большой объем данных.

Пример системы, использующей CBR, – Pattern Recognition Workbench (Unica, США).

5. Деревья решений (Decision Tree). Указанная технология используется в том случае, если применимо правило типа «If …,Then …» и она представляет собой процесс мышления, при котором идет логический вывод от корня к ветвям и листьям. Такие переходы понятны и видны графически, т. е. пользователь получает модель, по которой он может сделать выводы о результатах.

Недостаток технологии деревьев решений заключается в том, что трудно найти оптимальное решение, такая система не дает ответа, какое решение следует считать оптимальным.

На использовании технологии деревьев решений работают продукты See5 / C5.0 (компания RuleQuest), KnowledgeSeeker (ANGOSS) и др. Стоимость таких пакетов от $1000.

6. Пакеты на основе алгоритмов ограниченного перебора. Суть работы таких технологий заключается в следующем: алгоритм вычисляет частоты комбинаций простых логических событий в подгруппах данных и на основании вычисленных частот делается вывод о полезности той или иной комбинации. Они определяют логические «If …,Then …» правила и выдают результат. Технология ограниченного перебора используется там, где трудно найти функциональную связь.

Известным представителем этого подхода является продукт WizWhy (фирма WizSoft). Стоимость таких пакетов – около $4000.

7. Генетические алгоритмы. Данная технология представляет собой попытку найти решение путем обращения к генетике. Генетический алгоритм (ГА) – это поисковый алгоритм, основанный на природных механизмах селекции и генетики. Эти алгоритмы обеспечивают выживание сильнейших решений из множества сгенерированных, формируя и изменяя процесс поиска на основе моделирования эволюции исходной популяции решений.

Коммерческое программное обеспечение, реализующее ГА, можно разделить на программные средства общего назначения, прикладные и алгоритмические программные продукты.

Программное обеспечение общего назначения включает разнообразные наборы инструментальных средств для построения конкретных программ, которые содержат библиотеки алгоритмов, программы моделирования, средства визуализации и другие инструменты. Пакеты подобного типа рассчитаны на опытных программистов, требуют знания основ теории эволюционных вычислений и характеризуются высокой трудоёмкостью освоения, которая в значительной мере зависит от квалификации пользователя.

Прикладные программные продукты ориентированы на решение проблем определённого класса в конкретных предметных областях (реинжиниринг, маркетинг, стратегическое планирование и др.). Такие средства не требуют от

пользователя теоретических знаний в области методологии создания интеллектуальных систем. Достаточно, чтобы он был специалистом в своей предметной области.

Алгоритмическое программное обеспечение поддерживает один (или несколько) генетический алгоритм. Преимущества таких программных продуктов – их гибкость и простота использования. При этом пользователям необходимо иметь представление об основах теории ГА.

Система PC/Beagle представляет собой программу поиска решающих правил, классифицирующих примеры из базы данных. Она превращает данные в знания за счёт использования машинного обучения. Один из модулей системы путём репродукции и селекции порождает правила, представленные в виде логических выражений.

Система Evolver реализует шесть методов генетической оптимизации и выполнена в виде расширения MS Excel. Основные области применения пакета – оптимизация доходности с учётом уровня риска и максимизация прибыли с учётом возможных издержек.

Genesis – известный алгоритмический программный продукт, который используется в качестве инструмента тестирования генетических алгоритмов. Он позволяет создать модифицированную программную среду и обеспечивает пользователя статистической информацией на выходе.

Программный продукт общего назначения EnGENEer помогает адаптировать генетические алгоритмы к новым проблемным областям.

Известен пакет GeneHunter фирмы Ward Systems Group, который может использоваться как приложение MS Excel и допускает составление собственных программ на языках C и Visual Basic. Его стоимость – около $1000.

8. Эволюционное программирование. Процесс построения программ строится как эволюции в мире программ. Когда система находит программу, более или менее выражающую искомую зависимость, она начинает вносить в нее небольшие модификации и отбирает среди построенных дочерних программ те, которые повышают точность. Так работает отечественная программная система PolyAnalyst.

Другое направление эволюционного программирования связано с поиском зависимости целевых переменных от остальных в форме функций какого-то определенного вида, например, в форме полиномов. Указанное направление реализовано в системе NeuroShell компании Ward System Group. Стоимость систем до $4000.

9. Аналитические платформы. Аналитические программные комплексы имеют тенденцию совершенствоваться в направлении увеличения количества параметров многомерного анализа и уровня адекватности математического аппарата реальным, многосторонним бизнес-процессам для повышения точности и долгосрочности прогнозирования развития процессов и ситуаций, и их оптимизации в интересах предприятий и организаций. Аналитические программные комплексы должны создаваться с расчетом на слияние с другими интеллектуальными средствами, имитационными математическими моделями, многокри-

териальными системами поддержки принятия решений, системами искусственного интеллекта и др. Только в этом случае возможно образование интегрированных комплексов поддержки принятия оптимальных решений, причем как в интересах достижения стратегических целей, так и в интересах своевременного, достаточно быстрого и адекватного реагирования на изменения внешних условий в процессе управления деятельностью предприятий и организаций.

Разработанный в России компанией BaseGroup Labs программный продукт Deductor является аналитической платформой, т. е. основой для создания законченных прикладных решений на основе решения задач анализа данных. Реализованные в Deductor технологии предоставляет полный набор инструментов и позволяют на базе единой архитектуры пройти все этапы построения аналитической системы: от создания хранилища данных до автоматического подбора моделей и визуализации полученных результатов [21, 27].

Deductor предоставляет аналитикам инструментальные средства, необходимые для решения самых разнообразных аналитических задач: корпоративная отчетность, прогнозирование, сегментация, поиск закономерностей – эти и другие задачи, где применяются такие методики анализа, как OLAP, Knowledge Discovery in Databases и Data Mining. Deductor является идеальной платформой для создания систем поддержки принятия решений.

3.6. Краткое описание применения аналитической платформы Deductor для решения задач интеллектуального анализа данных

Состав платформы Deductor. Система состоит из пяти частей:

– **Studio** – программа, реализующая функции импорта, обработки, визуализации и экспорта данных. Deductor Studio может функционировать и без хранилища данных, получая информацию из любых других источников, но наиболее оптимальным является их совместное использование. В Deductor Studio включен полный набор механизмов, позволяющий получить информацию из произвольного источника данных, провести весь цикл обработки (очистку, трансформацию данных, построение моделей), отобразить полученные результаты наиболее удобным образом (OLAP, диаграммы, деревья и др.) и экспортировать результаты на сторону.

– **Viewer** – рабочее место конечного пользователя. Позволяет отделить процесс построения сценариев от использования уже готовых моделей. Все сложные операции по подготовке сценариев обработки выполняются аналитиками-экспертами при помощи Deductor Studio, а Deductor Viewer обеспечивает пользователям простой способ работы с готовыми результатами, скрывает от них все сложности построения моделей и не предъявляет высоких требований к квалификации сотрудников.

– **Warehouse** – многомерное хранилище данных, аккумулирующее всю необходимую для анализа предметной области информацию. Использование единого хранилища позволяет обеспечить непротиворечивость данных, их централизованное хранение и автоматически обеспечивает всю необходимую поддержку процесса анализа данных.

– **Server** – служба, обеспечивающая удаленную аналитическую обработку данных. Позволяет автоматически обрабатывать данные и переобучать модели на сервере, оптимизирует выполнение сценариев за счет кэширования проектов и использования многопоточной обработки.

– **Client** – клиент доступа к Deductor Server. Обеспечивает доступ к серверу из сторонних приложений и управление его работой.

Реализованная в Deductor архитектура позволяет добиться максимальной гибкости при создании законченного решения. Благодаря данной архитектуре можно собрать в одном аналитическом приложении все необходимые инструменты анализа и реализовать автоматическое выполнение подготовленного сценария. Создание законченного решения занимает очень мало времени. Достаточно получить данные, определить сценарий обработки и задать место для экспорта полученных результатов. Наличие мощного набора механизмов обработки и визуализации позволяет двигаться по шагам, от наиболее простых способов анализа к более мощным. Таким образом, первые результаты пользователь получает практически сразу, но при этом можно легко наращивать мощность решения.

Хранилище данных. Deductor включает в себя кросс-платформенное хранилище Deductor Warehouse – специализированную базу, в которую загружается информация из существующих учетных систем. Оно спроектировано специально для обработки аналитических запросов и включает удобный семантический слой, благодаря которому пользователи в состоянии извлечь любые интересующие их сведения без написания сложных запросов, только оперируя понятными бизнес-терминами.

Deductor поддерживает работу практически с любыми источниками данных: офисные приложения, 1С:Предприятие, популярные СУБД, ERP-, CRM-, BI-системы, текстовые файлы, XML-источники и десятки других. Где бы ни хранилась информация, ее можно будет извлечь, трансформировать к нужному виду и загрузить в хранилище данных.

Интеграция. Для получения аналитической отчетности при помощи Deductor может использоваться информация из десятков источников: хранилища данных, учетные системы, СУБД, файлы и многое другое. Полученные результаты можно просмотреть на экране, передать в офисные приложения (MS Excel, Word, Access), разместить на веб-сайте, загрузить в базу данных.

Простота применения. Для построения аналитического решения на базе платформы Deductor не требуется написания сложного кода. Практически все операции производятся в режиме визуального проектирования, при помощи специальных мастеров, облегчающих работу аналитика, которая отделена от работы конечного пользователя. Аналитик строит при помощи мастеров сценарии, в которых реализована произвольная логика обработки, а конечный пользователь просто выбирает нужный отчет и автоматически получает интересующие данные.

Прогнозирование – одна из самых востребованных, но при этом и самых сложных задач анализа. Качественный прогноз является ключом к решению та-

ких актуальных бизнес-задач, как оптимизация складских запасов и финансовых потоков, бюджетирование, оценка инвестиционной привлекательности и многие другие. Обработчики в Deductor обеспечивают возможность построения прогностических моделей с использованием как простых моделей (по среднему, на основе предыдущих периодов, по жестким правилам), так и мощных самообучающихся алгоритмов (регрессионные модели, нейронные сети, анализ временных рядов).

OLAP-визуализатор. Результаты планирования, моделирования, различные варианты сценарных прогнозов можно просмотреть при помощи множества удобных визуализаторов, в частности с использованием встроенного OLAP-модуля. Он поддерживает весь необходимый для бюджетирования функционал: просмотр в любых срезах, детализация (drill down), сортировки, группировки, множество способов фильтрации.

Анализ отклонений. Одним из важнейших этапов работы системы бюджетирования является выявление отклонений и анализ причин их возникновения. Deductor включает мощные Data Mining алгоритмы, позволяющие не только найти аномалии, отклонения, противоречия, но и проанализировать что привело к такому результату, выявить влияние на аномалии множества факторов, найти причинно-следственные связи.

Версии платформы. Существует три версии этой платформы. Версия *Enterprise* предназначена для корпоративного использования. В ней присутствуют:

– серверные компоненты Deductor Server и Deductor Client;
– интерфейс доступа к Deductor через механизм OLE Automation;
– традиционное хранилище данных Deductor Warehouse на трех СУБД: Firebird, MS SQL, Oracle;
– виртуальное хранилище данных Deductor Virtual Warehouse.

Версия *Professional* предназначена для небольших компаний и однопользовательской работы. В ней отсутствуют серверные компоненты, поддержка OLE, виртуальное хранилище, а традиционное хранилище данных можно создавать только на СУБД Firebird.

Версия *Academic* предназначена для образовательных и обучающих целей. Ее функционал аналогичен версии Professional за исключением того, что отсутствуют пакетный запуск сценариев, т. е. работа в программе может вестись только в интерактивном режиме, а также нет импорта из промышленных источников данных: 1С, СУБД, файлы MS Excel, Deductor Data File.

Реализованные технологии Data Mining:

– задача ассоциации на основе алгоритма Apriori;
– задача кластеризации на основе сетей и карт Кохонена, а также алгоритмов k-means и G-means;
– задача классификации и регрессии на основе линейной и логистической регрессии, деревьев решений (алгоритм C 4.5), многослойного персептрона (алгоритмы BProp, RProp);

– анализ и прогнозирование временных рядов на основе регрессионных и нейросетевых моделей;

– сравнение моделей на основе ROC-анализа.

В Deductor Studio вся работа ведется с использованием пяти мастеров.

Для создания сценариев обработки данных используются *мастера импорта*, *обработки* и *экспорта*. Для настройки подключений к источникам данных используется *мастер подключений*. *Мастер визуализации* настраивает визуализаторы для конкретного узла.

Подробное изложение системы Deductor изложено в работах Н.Б. Паклина и других разработчиков и исследователей в [21, 27]. Учебные примеры применения платформы содержатся также в пособиях [22, 23].

Сопоставление Deductor со известными специализированными продуктами других производителей. По производительности работа Warehouse на Oracle, SQL и Firebird при более-менее активном лазании в Хранилище (закачка транзакций и какой-то дополнительной информации, а также постоянное ее использование для прогнозирования порядка 30000-40000 временных рядов в месяц и сохранение прогнозов) отличается существенно, при больших объемах раз в 10-20. При грамотной оптимизации можно добиться еще большей разницы в скорости. Это связано с тем, что тяжелые базы сами по себе работают быстрее (точнее могут больше выжать из оборудования), но не только. Дело в том, что у Oracle и MS SQL есть нестандартные опции, позволяющие загружать данные пачками, извлекать большими кусками и прочее. Кроме того, поддерживается размещение в различные табличные пространства и прочее. При небольших объемах (база до гигабайта) разницы в производительности у указанных баз данных и Deductor 5 почти нет [27]. В Deductor 5 есть алгоритмы для построение прогнозных моделей. Так что теоретических проблем нет, а вот насчет качества – это уже вопрос обучения, данных и прочее. Для работы нужен Deductor Studio. Даже бесплатная версия Deductor Academic может обрабатывать выборки объемом в несколько миллионов записей без особых проблем.

Выводы

Технологии извлечения знаний из хранилищ данных основаны на методах статистического анализа и моделирования, ориентированных на поиск моделей и отношений, скрытых в совокупности данных. Эти модели могут в дальнейшем использоваться для оптимизации деятельности предприятия или фирмы.

Для извлечения значимой информации из хранилищ данных имеются специальные методы (OLAP-анализа, Data Mining или Knowledge Discovery), основанные на применении методов математической статистики, нейронных сетей, индуктивных методов построения деревьев решений и др.

Контрольные вопросы

1. Каковы основные шаги процедур Knowledge Discovery in Databases при работе с данными в процессе анализа данных?

2. Перечислите основные методы из арсенала математической статистики, применяемые при анализе данных.

3. Перечислите и кратко охарактеризуйте основные методы из арсенала эволюционного моделирования, применяемые для интеллектуального анализе данных.

4. Перечислите и кратко охарактеризуйте основные методы из арсенала машинного обучения, применяемые для интеллектуального анализе данных.

5. Дайте определение бинарной логистической регрессии, логит-преобразования, определение ROC-кривой для представления результатов бинарной классификации в машинном обучении.

6. Какова процедура построения и визуальной оценки ROC-кривых для представления результатов бинарной классификации и прогноза?

7. Каковы особенности алгоритмов кластеризации наборов данных, содержащих большое количество числовых и категорийных атрибутов?

8. В чем смысл задачи кластеризации транзакционных данных?

9. Какие процедуры содержит алгоритм кластеризации транзакционных данных CLOPE?

10. Каковы преимущества алгоритма кластеризации транзакционных данных CLOPE?

11. Каковы основные понятия из теории деревьев решений используются при решении задач Data Mining?

12. Каковы области применения деревья решений при решении задач Data Mining?

13. Какие процедуры лежит в основе многих современных алгоритмов построения деревьев решений?

14. Каковы особенности алгоритмов CART и C4.5, реализующих деревья решений?

15. Выбор критерия атрибута, по которому пойдет разбиение, остановка обучения и отсечение ветвей деревьев решений.

16. Перечислите и кратко охарактеризуйте виды программных реализаций систем Data Mining.

17. Каковы параметры алгоритма конструирования классификатора в программе See5?

18. Как преобразовать полученное дерево решений в набор правил If….Then?

19. Как можно уменьшить ошибки классификации в программе See5?

20. Какой алгоритм положен в основу работы программы WizWhy для поиска логических правил в данных?

21. Какие параметры следует задать для работы процедуры поиска правил и какие отчеты готовит система WizWhy?

22. Каков перечень решаемых задач и состав аналитической платформы Deductor 5?

23. В чем заключена новизна взгляда на данные при применении аналитической платформы Deductor?

24. Какой объем выборки данных может обрабатывать и какие задачи может решать демоверсия Deductor 5?

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В сферу приложений искусственного интеллекта в настоящее время вошли практически все направления современной информатики. Многие из этих направлений, таких как вопросы создания экспертных систем, искусственных нейросетей и др., в достаточной мере освещены в учебной и методической литературе. Поэтому я не ставил перед собой цель «объять необъятное», а включил в текст лекций как разделы, содержащие описание традиционных моделей знаний, понятий, определений и типов интеллектуальных систем, так и новый перспективный подход к решению проблем интеллектуальной обработки накопленных массивов данных.

При написании пособия автор видел свою цель в том, чтобы познакомить студентов с принципами создания и функционирования интеллектуальных информационных систем. Практический опыт показывает, что люди, не знакомые с этими принципами, испытывают большие трудности, выступая в роли пользователей интеллектуального программного обеспечения.

С учетом динамичного развития современной области ИИ текст лекций является лишь введением в огромную и интересную область знаний. Слушатели, заинтересовавшиеся работами в этом перспективном научном направлении и вопросами практического применения методов ИИ в решении сложных задач управления, имеют прекрасную возможность самостоятельно продолжить изучение этой тематики. Огромный мир Интернета позволяет получить быстрый доступ к самой различной информации по тематике создания и применения интеллектуальных систем и технологий, к имеющейся обширной библиографии, углубленным теоретическим и практическим курсам по систематическому освещению многих вопросов, относящихся к области ИИ и ИС. Многие перспективные направления ИИ, ИС в работе лишь упомянуты, или приведены в качестве примеров развития возможных теоретических направлений и практических применений.

Автор надеется, что знания, полученные при изучении данной книги, помогут читателю решать практические примеры при самостоятельном освоении технологии и продуктов Data Mining, а также позволят расширить кругозор в области интеллектуальных информационных систем и технологий.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Искусственный интеллект: справочник. В 3 кн. Кн. 1: Системы общения и экспертные системы / под ред. Э.В. Попова. – М.: Радио и связь, 1990. – 461 с.
2. Искусственный интеллект: справочник. В 3 кн. Кн. 2: Модели и методы / под ред. Д.А. Поспелова. – М.: Радио и связь, 1990. – 304 с.
3. Искусственный интеллект: справочник. В 3 кн. Кн. 3: Программные и аппаратные средства / под ред. В.Н. Захарова и В.Ф. Хорошевского. – М.: Радио и связь, 1990. – 320 с.
4. Коршунов, Ю.М. Математические основы кибернетики: учебное пособие для вузов / Ю.М. Коршунов. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 496 с.
5. Острейковский, В.А. Информатика: учебник для вузов / В.А. Острейковский. – М.: Высшая школа, 2009. – 510 с.
6. Тельнов, Ю.Ф. Интеллектуальные информационные системы: учебное пособие / Ю.Ф. Тельнов. – М.: Московский международный институт эконометрики, информатики, финансов и права, 2002. – 118 с.
7. Интеллектуальные информационные системы и технологии: учебное пособие / Ю.Ю. Громов, О.Г. Иванова, В.В. Алексеев и др. – Тамбов: Изд-во ТГТУ, 2013. – 244 с.
8. Дюк, В. Data Mining: учебный курс / В. Дюк, А. Самойленко. – СПб.: Питер, 2001. – 366 с.
9. Попов, Э.В Статические и динамические экспертные системы / Э.В. Попов, И.Б. Фоминых, Е.Б. Кисель и др. – М.: Финансы и статистика, 1997. – 310 с.
10. Логиновский, О.В. Управление и стратегии: учебное пособие / О.В. Логиновский. – Оренбург: Изд-во ОГУ; Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2001. – 704 с.
11. Луценко, Е.В. Интеллектуальные информационные системы: учебное пособие для студентов специальности 230400 «Информационные системы и технологии» / Е.В. Луценко. – Краснодар: КубГАУ, 2013. – 645 с.
12. Гаврилова, Т.А. Базы знаний интеллектуальных систем: учебное пособие для вузов / Т.А. Гаврилова, В.Ф. Хорошевский. – СПб.: Питер, 2000. – 382 с.
13. Романов, В.П. Интеллектуальные информационные системы в экономике: учебное пособие для вузов по специальности «Прикладная информатика» и другим междисциплинарным специальностям / под общ. ред. Н.П. Тихомирова. – М.: Экзамен, 2003. – 494 с.
14. Макаренко, С.И. Интеллектуальные информационные системы: учебное пособие / С.И. Макаренко. – Ставрополь: СФ МГГУ, 2009. – 206 с.
15. Таунсенд, К. Проектирование и программная реализация экспертных систем на персональных ЭВМ / К. Таунсенд, Д. Фохт; пер. с англ. – М.: Финансы и статистика, 1990. – 356 с.
16. Программные средства интеллектуальных систем / А.Е. Городецкий. – СПб.: Изд. СПбГТУ, 2000. – 316 с.

17. Бессмертный, И.А. Искусственный интеллект: учебное пособие / И.А. Бессмертный.– СПб: СПбГУ ИТМО, 2010. – 132 с.
18. Барыкин, С.Г. Системы искусственного интеллекта: учебное пособие / С.Г. Барыкин, Н.В. Плотникова. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2004 – 85 с.
19. Барсегян, А.А. Технологии анализа данных: Data Mining, Visual Mining, Text Mining, OLAP: учебное пособие для специальности «Информационные системы» / А.А. Барсегян. – СПб.: БХВ Петербург, 2007. – 376 с.
20. Кацко, И.А. Практикум по анализу данных на компьютере: учебное пособие / И.А. Кацко, Н.Б. Паклин. – М.: КолосС, 2009.– 278 с.
21. Паклин, Н.Б. Бизнес-аналитика: от данных к знаниям: учебное пособие / Н.Б. Паклин, В.И. Орешков. – СПб.: Питер, 2013. – 704 с.
22. Поллак, Г.А. Современные технологии анализа информации: учебное пособие / Г.А. Поллак. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2013 – 115 с.
23. Поллак, Г.А. Современные технологии анализа информации: учебное пособие к практическим работам / Г.А. Поллак. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2013 – 99 с.
24. Чинакал, В.О. Интеллектуальные системы и технологии: учебное пособие / В.О. Чинакал. – М.: РУДН, 2008. – 303 с.
25. Коровин, А.М. Управление знаниями на основе ИТ-технологий: текст лекций / А.М. Коровин. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2013. – 48 с.
26. http://www.ipu.ru/labs/lab51/projects.html.
27. http://www.basegroup.ru/deductor/
28. http://www.rulequest.com/
29. http://www.interface.ru/sysmod/
30. http://www.bipartner.ru/services/dm.html.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ……...…… 3
Глава 1. ПОНЯТИЯ И ТЕРМИНОЛОГИЯ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫХ СИСТЕМ
1.1. История исследований и основные понятия в области искусственного интеллекта..... 5
1.2. Основные направления исследований в области интеллектуальных систем …….. 8
1.3. Основные признаки и отличия интеллектуальных систем……. 10
1.4. Основные типы интеллектуальных систем…….…. 13
Глава 2. МОДЕЛИ ПРЕДСТАВЛЕНИЯ ЗНАНИЙ В ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫХ СИСТЕМАХ
2.1. Представление знаний, рассуждений и задач…….…….. 28
2.2. Модели представления знаний……... 30
Глава 3. ИЗВЛЕЧЕНИЕ ЗНАНИЙ ИЗ ДАННЫХ МЕТОДАМИ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОГО АНАЛИЗА ДАННЫХ
3.1. Особенности и классификация методов интеллектуального анализа данных …….. 36
3.2. Логистическая регрессия и ROC-анализ данных…… 38
3.3. Алгоритмы кластеризации на службе Data Mining ……. 42
3.4. Деревья решений…….. 44
3.5. Классификация программных реализаций систем Data Mining……. 48
3.6. Краткое описание применения аналитической платформы Deductor для решения задач интеллектуального анализа данных……... 52
ЗАКЛЮЧЕНИЕ…….……..... 57
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК……..... 58

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по учебно-методическому комплексу
_____ С.А.Упоров

Методические указания к выполнению лабораторных работ Часть 1

Б1.В.09.08 МИКРОПРОЦЕССОРНАЯ ТЕХНИКА В МЕХАТРОНИКЕ И РОБОТОТЕХНИКЕ

Специальность
21.05.04 Горное дело

Специализация
Мехатроника и робототехника промышленных комплексов

Одобрены на заседании кафедры	Рассмотрены методической комиссией факультета
Технической механики	Горно-механического
(название кафедры)	*(название факультета)*
Зав. кафедрой _____	Председатель _____
(подпись)	*(подпись)*
Волков Е. Б.	Осипов П.А.
(Фамилия И.О.)	*(Фамилия И.О.)*
Протокол № 1 от 15.09.2023	Протокол № 2 от 20.10.2023
(Дата)	*(Дата)*

Екатеринбург

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. ОБЩЕЕ ОПИСАНИЕ СТЕНДА 4
1.1 Назначение стенда 4
1.2 Состав 5
1.3 Технические характеристики стенда 5
2. ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ 6
2.1 Работа №1. Изучение контроллера ОВЕН ПЛК-160 6
2.2 Работа №2. Основы работы со SCADA-системой 42

1. ОБЩЕЕ ОПИСАНИЕ СТЕНДА

1.1 Назначение стенда

Лабораторный стенд предназначен для изучения программируемого логического контроллера с объектом управления в виде мехатронного модуля – сборки деталей. Стенд позволяет изучить основы построения систем цикловой автоматики. Элементная база мехатронного модуля состоит из ленточного конвейера с электроприводом постоянного тока, модуля подачи базовых деталей, модулей подачи крышек из различного материала, пневматических толкателей и датчиков различного типа.

Внешний вид учебного комплекта представлен ниже (см. Рисунок 1).



Рисунок 1 – Внешний вид стенда ММ-СБ-НН

1.2 Состав

Лабораторный стенд включает в себя следующие компоненты (см. Таблица 1).

Таблица 1

№	Наименование	Кол-во
1	Моноблок, содержащий: источник питания, программируемый логический контроллер, элементы индикации и управления	1 шт.
2	Мехатронный модуль сборки деталей	1 шт.
3	Модуль пульта симуляции	1 шт.
4	Компрессор	1 шт.
5	Ноутбук	1 шт.
7	Комплект кабелей и принадлежностей для проведения лабораторных работ	1 шт.
8	Техническое описание	1 шт.
9	Методические указания к проведению лабораторных работ	1 шт.

1.3 Технические характеристики стенда

Общие технические характеристики типового комплекта учебного оборудования представлены ниже (см. Таблица 2).

Таблица 2

Параметр	Значение
Напряжение электропитания, В	220
Частота питающего напряжения, Гц	50
Потребляемая мощность, ВА	1600
Габаритные размеры, мм	480x600x650
Масса, кг	60 кг
Диапазон рабочих температур	+10…+35 ˚С
Относительная влажность воздуха, не более	80%

2. ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ

2.1 Работа №1. Изучение контроллера ОВЕН ПЛК-160

Цель работы

Научиться составлять простейшие программы на программируемом логическом контроллере ОВЕН

Порядок работы

1. Изучить необходимый теоретический материал.
2. Ознакомиться с конструкцией и назначением элементов лабораторного стенда «Промышленные датчики давления».
3. Подготовить стенд к проведению лабораторной работы.
4. Изучить назначение, технические характеристики ОВЕН ПЛК-160.
5. Изучить основы системы команд и принципы программирования контроллера.
6. Дома при подготовке к работе:

– выполнить синтез системы автоматизации согласно варианту;

– составить программу на языке лестничных диаграмм.

7. В лаборатории:

– освоить графическую среду программного обеспечения CODESYS;

– набрать на компьютере подготовленную дома программу и откомпилировать ее;

– ввести программу в контроллер и убедится в правильности её работы.

Ход работы

В данной лабораторной работе программирование пользовательской задачи реализуется при помощи программного обеспечения CODESYS.

Обучающийся, в соответствии с поставленной задачей, разрабатывает алгоритм автоматизации управления объектом либо в виде логических уравнений, либо в виде схемы алгоритма. Входным, выходным сигналам и внутренним переменным (меркерам) присваиваются адреса в соответствии с конфигурационной таблицей.

Перед проведением лабораторной работы необходимо установить все элементы стенда в исходное состояние. Для этого при выключенном автоматическом выключателе QF1 «Сеть», расположенном на лицевой панели стенда:

– установить в выключенное состояние клавишный переключатель «Питание контроллера»;

– тумблеры блока дискретных входов I1 … I8 перевести в нижнее положение, соответствующее состоянию «Выкл»;

– рукоятку потенциометра PR1 блока аналогового ввода/вывода перевести в крайнее положение против часовой стрелки;

После установки начальных условий необходимо подготовить к работе персональный компьютер и обеспечить его связь со стендом:

– включить персональный компьютер и дождаться загрузки операционной системы Windows;

– подать напряжение на стенд включением автоматического выключателя QF1 «Сеть»;

– подать напряжение на программируемый логический контроллер и датчики включением клавишного выключателя «Питание контроллера», дождаться загрузки ПЛК.

В комплексе используется программируемый логический контроллер ОВЕН ПЛК-160, внешний вид которого представлен на рис. 3. Описание основных элементов ПЛК представлено в таблице 1.

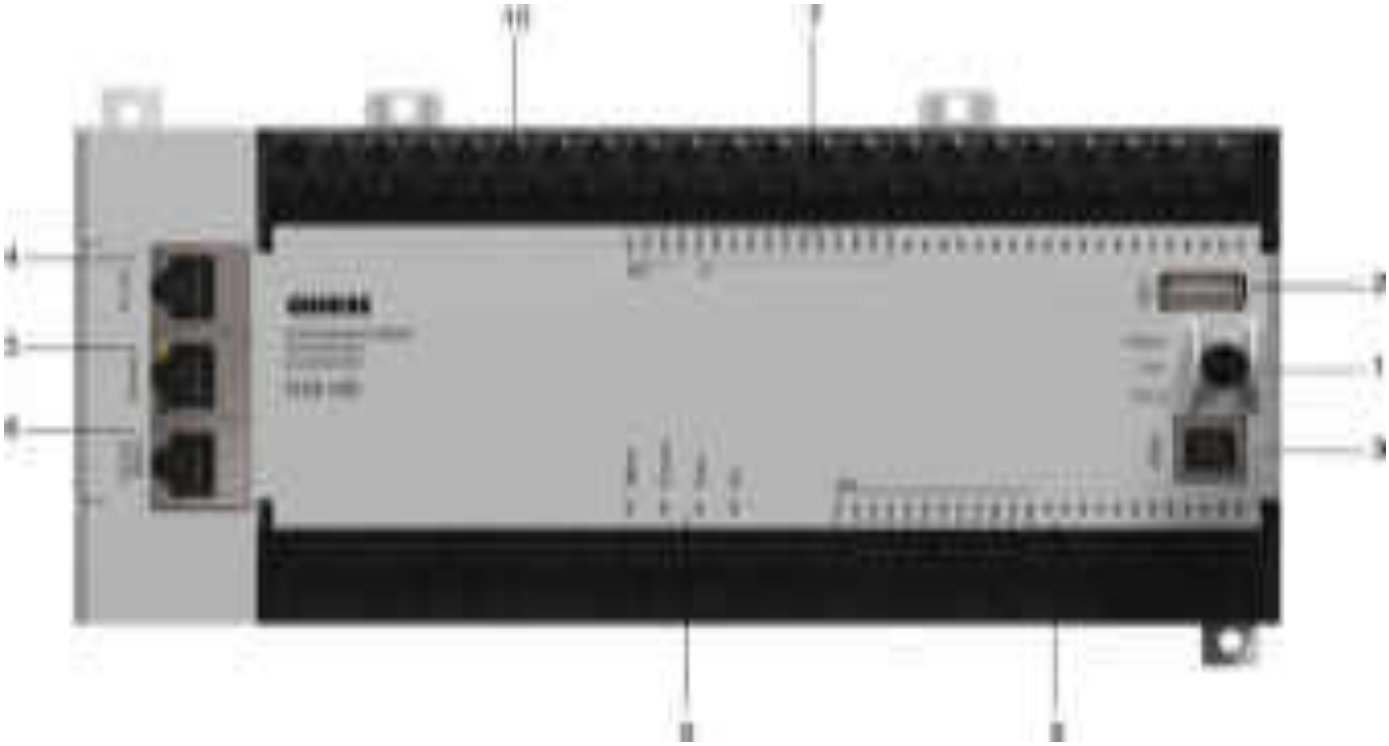


Рис. 3. Внешний вид ОВЕН ПЛК-160

Таблица 1

№ п/п	Элемент	Функциональное назначение
1	Переключатель работа/стоп/сброс	Положения переключателя определяют состояния прибора
2	USB-Host (Разъем USB Type-A)	Порт для подключения USB-flash накопителей
3	USB-Device (Разъем USB Type-B)	Порт для программирования
4	RS-232 Разъем RJ45	Последовательный интерфейс для подключения устройств
5	Ethernet Разъем RJ-45	Порт Ethernet 100 Base-T предназначен для подключения ПЛК в локальные сети, передачи данных и программирования
6	RS-232 Debug (Разъем RJ-45)	Последовательный интерфейс предназначен для подключения устройств и программирования
7	Светодиодные индикаторы состояния входов	FDI – обозначение для быстрых входов контроллера; DI – обычные дискретные входы
8	Светодиодные индикаторы состояния выходов	DO – обычные дискретные выходы
9	Светодиодные индикаторы состояния	Индикация состояния контроллера: «Работа», «Питание», «Связь», «Батарея»
10	Съемные клеммные колодки	Для подключения питания прибора, дискретных датчиков, исполнительных механизмов, аналоговых входов и выходов, интерфейсов RS-485 и клеммы встроенного источника постоянного напряжения 24 В

Описание состояний ПЛК, индицируемых светодиодами «Работа», «Питание», «Связь», «Батарея» представлены в табл. 2 и основные параметры в табл. 3.

Таблица 2

Индикатор	Состояние индикатора	Описание
«Работа»	Слабо светится	Ядро ОС еще не загрузилось после включения питания контроллера
	Мигает раз в 500 мс	Ядро ОС повреждено (не совпадает контрольная сумма)
	Мигает раз в 200 мс	Перегрузка центрального процессора
	Светится	Ядро ОС загружено успешно, программа CODESYS загрузилась и запустилась
	Не светится	Программа CODESYS не работает, остановлена или не загружена
«Питание»	Светится	Наличие питания у контроллера
	Не светится	Отсутствие питания у контроллера
«Связь»	Светится	Наличие связи с CODESYS
	Не светится	Отсутствие связи с CODESYS
«Бат.»	Светится	Необходимо заменить батарейку
	Не светится	Батарейка не требует замены

«FDI», «DI»	Светится	Соответствующий вход замкнут
	Не светится	Вход разомкнут
«DO»	Светится	Соответствующий выход замкнут
	Не светится	Выход разомкнут

Таблица 3

Параметр	Значение
Модель	ПЛК-160
Размеры, Ш х В х Г	208 х 110 х 83 мм
Потребляемая мощность, не более	45 ВА
Напряжение питания	от 90 до 264 В переменного тока (номинальное 120/230 В) частотой от 47 до 63 Гц (номинальное значение 50 Гц)
Встроенные цифровые входы/выходы	16 входов / 12 выходов
Встроенные аналоговые входы/выходы	8 входов / 4 выхода
Центральный процессор	RISC-процессор Texas Instruments Sitara AM1808
Объем оперативной памяти	Пользовательская программа 1 Мбайт, данные пользовательской программы 128 Кбайт, heap до 4 Мбайт в зависимости от использования ресурсов (сокеты, конфигурация и др.) (SDRAM), RAM-диск 8 Мбайт
Объем энергонезависимой памяти (FLASH)	6 Мбайт доступно для хранения файлов и архивов
Размер Retain-памяти (MRAM)	16 Кбайт
Количество сокетов	30
Время выполнения пустого цикла	Установленное по умолчанию (стабилизированное) – 1 мс (настраивается в окне «Конфигурация ПЛК (PLC Configuration) CODESYS». Настоятельно не рекомендуется устанавливать время цикла, равное 0 мс
Интерфейсы связи	RS-485, RS-232, RS-232 Debug, Ethernet 100 Base-T, USB-Device, USB-Host

Ниже представлены схемы подключения входных и выходных цепей ОВЕН ПЛК -160 (рис. 4).

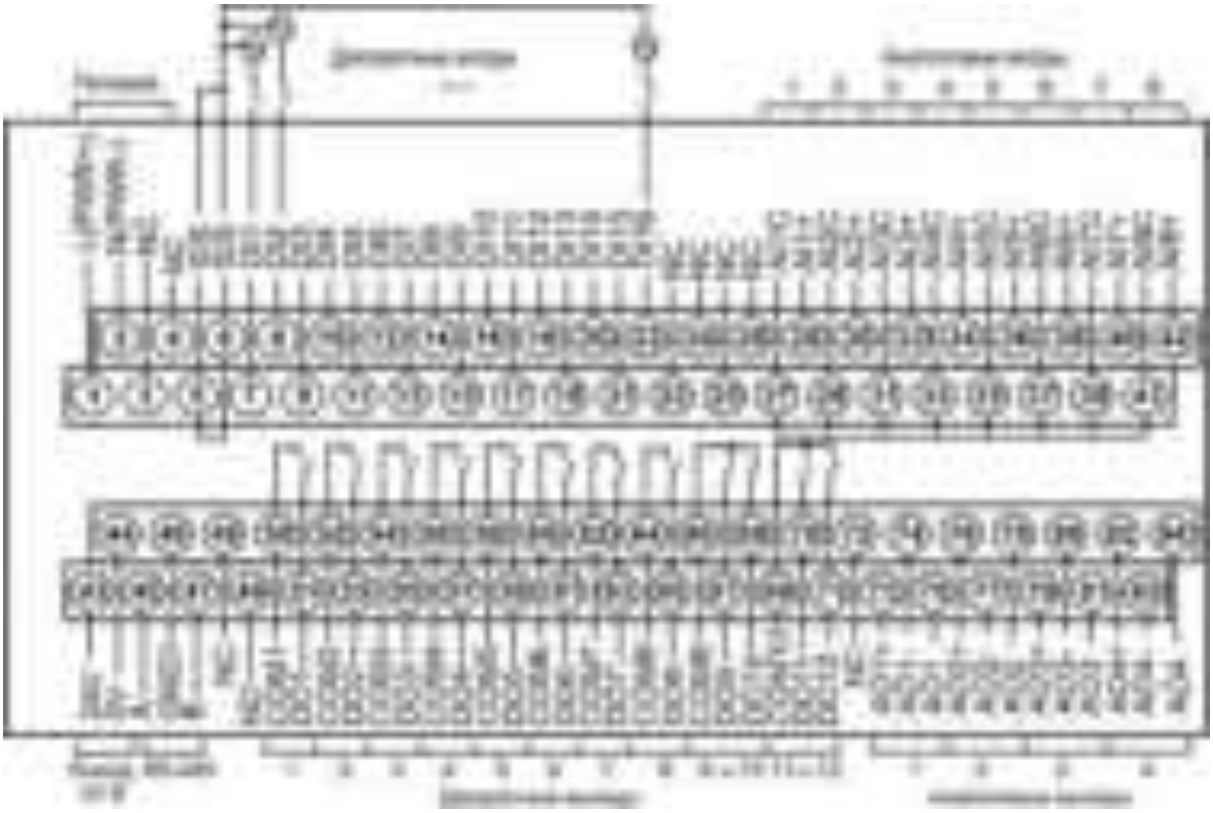


Рис. 4. Схемы подключения входных и выходных цепей контроллера ПЛК-160

Технические характеристики входных и выходных цепей контроллера представлены в табл.4.

Таблица 4

Параметр	**Значение**
Дискретные входы	
Количество входов из них быстродействующих	16 4 (DI1–DI4)
Тип входов по ГОСТ Р 52931	1 и 2
Напряжение питания дискретных входов	24 ± 3 В
Максимальный входной ток дискретного входа, не более	7 мА при питании 24 В, 8,5 мА при питании 27 В
Сигнал «логической единицы», соответствующий состоянию «Включено», дискретных входов для постоянного напряжения (ток в цепи)	От 15 до 30 В (ток от 3 до 15 мА)
Сигнал «логического нуля», соответствующий состоянию «Выключено», дискретных входов для постоянного напряжения (ток в цепи)	От минус 3 до 5 В (ток до 15 мА)

Минимальная длительность импульса, воспринимаемого дискретным входом:	
для обычных входов	1 мс
для быстродействующих	0,02 мс
Подключаемые входные устройства	Коммутационные устройства (контакты кнопок, выключателей, герконов, реле и т. п.),
	датчики, имеющие на выходе транзистор n-p-n или p-n-p типа с открытым коллектором,
	дискретные сигналы 24 ± 3 В
Аналоговые входы	
Количество аналоговых входов	8
Тип поддерживаемых унифицированных сигналов	Ток от 0 (4) до 20 мА, ток от 0 до 5 мА, напряжение от 0 до 10 В
Разрядность АЦП	14 бит
Входное сопротивление, не более:	
в режиме измерения тока	170 Ом
в режиме измерения напряжения, не менее	200 кОм
Период опроса одного входа	10 мс
Предел основной приведенной погрешности преобразования	± 0,25 %
Предел дополнительной приведенной погрешности преобразования на каждые 10 градусов изменения температуры	± 0,05 %
Дискретные выходы	
Количество релейных выходных каналов	12
Максимальный ток, коммутируемый контактами реле, не более	3 А (для переменного напряжения не более 250 В, частотой 50 Гц и cos φ > 0,4 – нагрузка для категории использования АС-15 по ГОСТ IEC 60947-1), 3 А (для постоянного напряжения не более 30 В – нагрузка для категории использования DC-13 по ГОСТ IEC 60947-1)
Время переключения контактов реле из состояния «лог. 0» в «лог. 1» и обратно, не более	50 мс (выходы DO1–DO12)
Механический ресурс реле, не менее	300 000 циклов переключений при максимальной коммутируемой нагрузке, 500 000 циклов переключений при коммутации нагрузки менее половины от максимальной

Аналоговые выходы			
Количество аналоговых выходов	4		
Тип выходного сигнала	Универсальный, ток от 4 до 20 мА, напряжение от 0 до 10 В	Напряжение от 0 до 10 В	Ток от 4 до 20 мА
Сопротивление нагрузки	Не более 500 Ом для 4…20 мА, не менее 2000 Ом для 0…10 В	Не менее 2000 Ом	Не более 500 Ом
Предел основной приведенной погрешности ЦАП	± 0,5 %		
Разрядность ЦАП	12 бит	10 бит	10 бит
Минимальный период обновления выходов	100 мс		
Питание аналоговых выходов, внешнее	24 ± 3 В, длина линии от источника питания не должна превышать 30 м		
Предел допускаемой дополнительной приведенной погрешности аналоговых выходов, вызванной изменением температуры окружающего воздуха от нормальной на каждые 10 °С изменения температуры	Не более 0,5 предела допускаемой основной приведенной погре		

Для более подробного изучения технических характеристик следует обратиться к технической документации на изучаемый программируемый логический контроллер.

Для имитации пульта оператора используется блок дискретного ввода, который содержит 8 двухпозиционных переключателей DI1 – DI8, подсоединенных ко входам ПЛК DI1 – DI8 соответственно.

Индикация включенного состояния выходных цепей ПЛК осуществляется за счет блока дискретного вывода, который содержит 8 светодиодов DO1 – DO8, подсоединенных к выходам ПЛК DO1 – DO8 соответственно.

Для включения питания модуля используется кнопка с фиксацией и подсветкой.

Основы программирования ПЛК

Для подготовки программ при проведении лабораторных работ служит среду программного обеспечения *CoDeSys*. Для запуска программы необходимо на рабочем столе *Windows* дважды щелкнуть курсором мыши по соответствующему ярлыку.

После этого откроется пустое окно программы *CoDeSys* (рис. 5), в котором можно создать новый проект или открыть уже созданный проект.

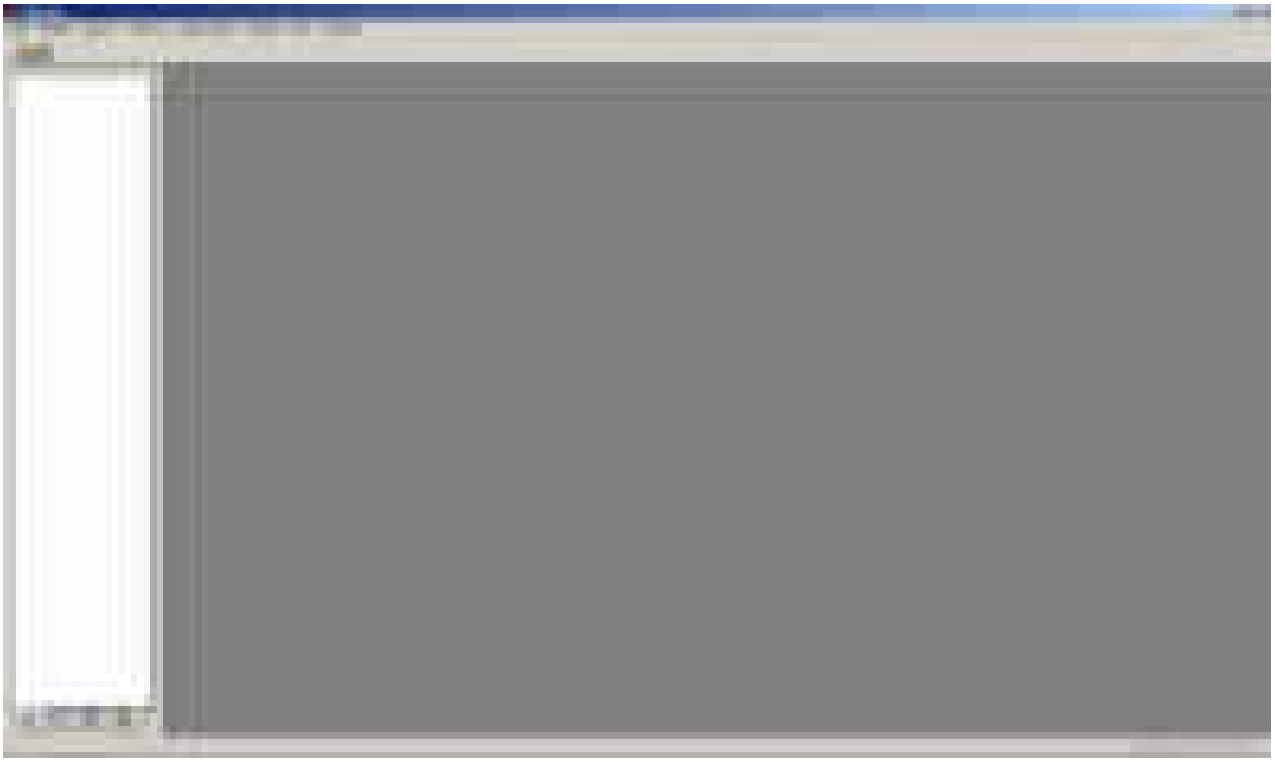


Рис. 5. Стартовое окно *CoDeSys*

Для создания нового проекта необходимо в выпадающем меню «Файл» выбрать пункт «Создать», после чего появится окно конфигурирования проекта «Настройка целевой платформы» (рис. 6). В выпадающем списке вариантов конфигурации (*target*-файлов) выбрать используемый в стенде контроллер ПЛК-160. *Target*-файл содержит информацию о ресурсах контроллера: количестве и типах входов и выходов, интерфейсов, памяти, дополнительных устройствах и т.д., с которыми работает программная среда *CoDeSys*. После выбора контроллера появится окно общих настроек выбранного ПЛК (рис. 7), в котором необходимо выставить те же параметры, которые представлены на рисунке. После завершения настройки необходимо нажать «ОК».



Рис. 6. Окно выбора контроллера

После конфигурирования проекта откроется окно настройки программных компонентов (POU) проекта (рис. 8), в котором выбирается имя и тип POU, а также язык реализации управляющей программы. После завершения настройки также необходимо нажать «ОК».

CoDeSys поддерживает следующие программные компоненты (POU):

1) программный блок (PRG);

2) функциональный блок (FB);

3) функция (FC).

CoDeSys поддерживает следующие языки программирования:

1) текстовые: список инструкций (IL) и структурированный текст (ST);

2) графические: язык последовательных функциональных схем (SFC), язык функциональных блоковых диаграмм (FBD), язык релейных диаграмм (LD)

Кроме того, CoDeSys включает поддержку основанного на языке FBD редактора непрерывных функциональных схем (CFC).

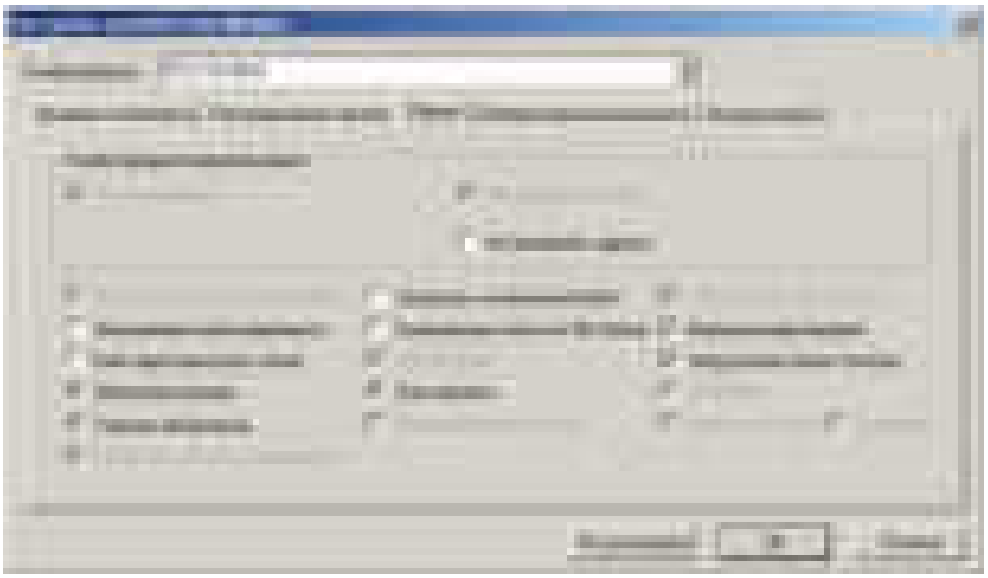


Рис. 7. Окно настройки параметров контроллера

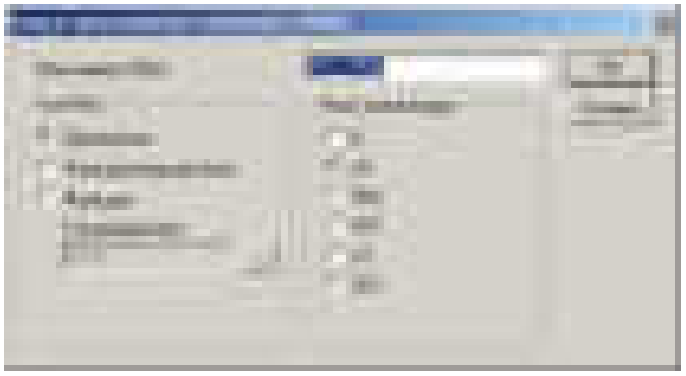


Рис. 8. Окно настройки *POU* проекта

В CoDeSys введено несколько языков для того, чтобы пользователь мог применить язык, наиболее удобный для него: программисты выбирают язык IL или ST, специалисты, имеющие опыт работы с релейной логикой, выбирают язык LD, специалисты по системам автоматического управления (САУ) и схемотехнике выбирают привычный для них язык FBD.

Выбор одного из шести языков определяется не только предпочтениями пользователя, но и смыслом решаемой задачи:

Если исходная задача формулируется в терминах последовательной обработки и передачи сигналов, то для нее проще и нагляднее использовать язык FBD. Если задача описывается как последовательность срабатываний контактов и реле, то для нее нагляднее всего будет язык LD. Для задач, которые изначально формулируются в виде сложного разветвленного алгоритма, удобнее будет язык ST.

В результате конфигурирования откроется рабочее окно программы (рис. 9).

Всю рабочую область программы можно условно разделить на несколько частей:

- I – окно менеджера проекта;
- II – область объявления переменных проекта;
- III – рабочая область;
- IV – панели инструментов;
- V – окно сообщений;
- VI – строка состояния.

В менеджере проекта все настройки проекта распределены по четырем закладкам:

1) Менеджер программных компонентов (*POU*). В данной закладке можно редактировать текущие или добавлять новые компоненты (программы, блоки, функции).

2) Менеджер данных. В данном окне есть возможность добавлять и редактировать уже созданные базы данных проекта.

3) Менеджер визуализаций. В этой закладке есть возможность управления (создание и редактирование свойств) экранов для системы визуализации.

4) Менеджер ресурсов ПЛК объединяет ряд меню, необходимых для конфигурирования свойств ПЛК: различные библиотеки, конфигураторы контроллера, задач и тревог, менеджеры библиотек и параметров и ряд других.

В рабочей области проекта производится непосредственно набор управляющей программы.

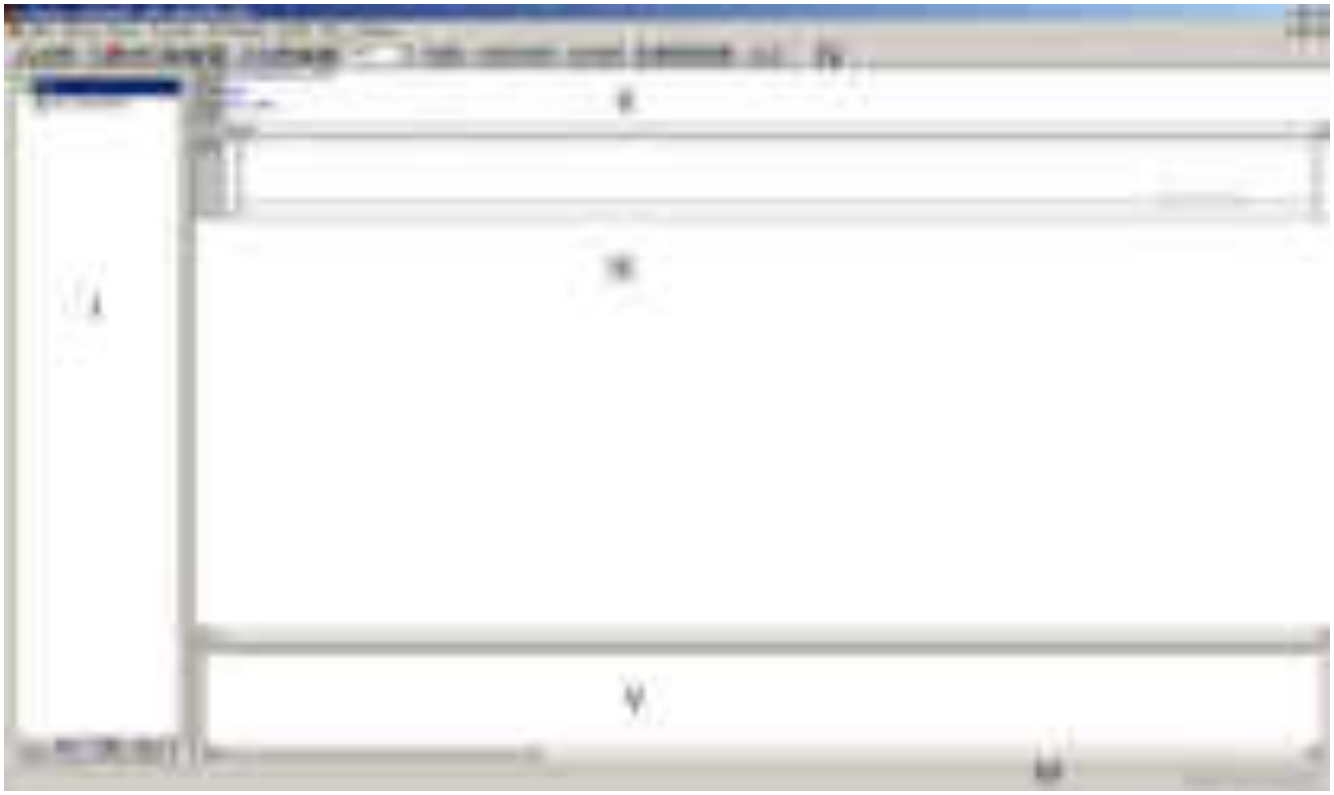


Рис. 9. Рабочее окно программы *CoDeSys* 2.3

Панель инструментов (рис. 10) используется для создания пользовательской управляющей программы, также компиляции, отладки и загрузки проекта в память ПЛК.



Рис. 10. Панель инструментов

При выборе в окне настроек различных языков программирования, например *LD*, *FBD* и *SFC*, панель инструментов принимает различный вид. В табл. 5 представлено краткое описание функций, доступ к которым осуществляется с панели инструментов при программировании на языке *LD*, а также представлены пиктограммы панели инструментов для других языков МЭК: *FBD* и *SFC*.

Таблица 5

Язык	**№ п/п**	**Пиктограмма**	**Описание**
LD	1		Вставка нового сегмента до текущего сегмента
	2		Вставка нового сегмента после текущего сегмента
	3		Вставка замыкающего контакта
	4		Вставка размыкающего контакта

Язык	№ п/п	Пиктограмма	Описание
	5		Вставка параллельного замыкающего контакта
	6		Вставка параллельного размыкающего контакта
	7		Вставка выходной катушки
	8		Установка состояния *SET* обмотки выходного реле
	9		Установка состояния *RESET* обмотки выходного реле
	10		Установка функционального блока
	11		Установка функционального блока со входом *EN*
	12		Установка детектора переднего фронта
	13		Установка детектора заднего фронта
	14		Установка таймера *TON*
	15		Установка инверсии
	16		Установка функции *SET/RESET* на обмотке выходного реле
FBD	1		Добавление входа в функциональный блок
	2		Добавление выхода из функционального блока
	3		Добавление элемента схемы (функционального блока)
	4		Присваивание
	5		Переход
	6		Возврат
	7		Инверсия
	8		*SET/RESET*
SFC	1		Шаг-переход (сверху)
	2		Шаг-переход (снизу)
	3		Альтернативная ветвь (справа)
	4		Альтернативная ветвь (слева)
	5		Параллельная ветвь (справа)
	6		Параллельная ветвь (слева)
	7		Безусловный переход
	8		Переход – безусловный переход
	9		Использовать МЭК-шаги

Далее в соответствии с поставленной задачей необходимо разработать алгоритм автоматизации управления объектом либо в виде логических уравнений, либо в виде схемы алгоритма.

Разработчик присваивает входным, выходным сигналам и внутренним переменным адреса в соответствии с конфигурацией контроллера.

Адресация контроллера имеет следующие особенности:

– прямое указание адреса дает способ непосредственного обращения к конкретной области памяти;

– использование области памяти через объявленную особым образом переменную (входную, выходную или локальную).

Прямой адрес образуется из префикса «%», префиксов области памяти и размера, одного или нескольких целых чисел, разделенных точкой.

Префиксы области памяти: *I* – входы, *Q* – выходы, *M* – память данных.

Префиксы размера: *X* – один бит, *B* – байт (8 бит), *W* – слово (16 бит), *D* – двойное слово (32 бит).

Примеры:

1) *%QX*7.5 и *%Q*7.5 – бит 7.5 в области выходов;
2) *%IW*215 – 215-е слово в области входов;
3) *%QB*7 – байт 7 в области выходов;
4) *%MD*48 – двойное слово в позиции памяти 48;
5) *%IW*2.5.7.1 – зависит от конфигурации ПЛК;

По умолчанию конфигурация ПЛК имеет вид, представленный в табл. 6.

Таблица 6

Входные сигналы				**Выходные сигналы**			
Адрес ПЛК	Адрес пользователя	Адрес ПЛК	Адрес пользователя	Адрес ПЛК	Адрес пользователя	Адрес ПЛК	Адрес пользователя
*%IX*0.0	*I*1	*%IX*1.0.6	*I*9	*%QX*2.0	*Q*1	*%QX*3.0.2	*Q*7
*%IX*0.1	*I*2	*%IX*1.0.7	*I*10	*%QX*2.1	*Q*2	*%QX*3.0.3	*Q*8
*%IX*1.0.0	*I*3	*%IX*1.1.0	*I*11	*%QX*2.2	*Q*3	*%QX*3.0.4	*Q*9
*%IX*1.0.1	*I*4	*%IX*1.1.1	*I*12	*%QX*2.3	*Q*4	*%QX*3.0.5	*Q*10
*%IX*1.0.2	*I*5	*%IX*1.1.2	*I*13	*%QX*3.0.0	*Q*5	*%QX*3.0.6	*Q*11
*%IX*1.0.3	*I*6	*%IX*1.1.3	*I*14	*%QX*3.0.1	*Q*6	*%QX*3.0.7	*Q*12
*%IX*1.0.4	*I*7	*%IX*1.1.4	*I*15				
*%IX*1.0.5	*I*8	*%IX*1.1.5	*I*16				

Ниже рассматривается пример программирования на языке *LD*.

При программировании на языке *LD* в виде релейно-контактной схемы программа разделяется на сегменты. Каждый сегмент представляет собой отдельную цепь, по которой может протекать ток. Шина питания находится слева (вертикальная линия). Таким образом, каждому логическому уравнению соответствует свой сегмент.

По умолчанию в блоке *PLC_PRG* (*PRG*) уже есть пустой шаблон сегмента. Для создания нового сегмента необходимо на панели инструментов нажать пиктограмму  «Цепь (Перед)» или  «Цепь (После)»

Рассмотрим ввод программы на языке лестничных диаграмм (***LD***) для реализации простого уравнения:

$Q0 = I1 \cdot \overline{I2} + I3$

В адресах контроллера это уравнение примет следующий вид:

$\%QX\,2.0 = \%IX\,0.0 \cdot \overline{\%IX\,0.1} + \%IX1.0.0$

1) Установить в токовую цепь (сегмент) обмотку (рис. 11а). Для этого нажать на кнопку  .

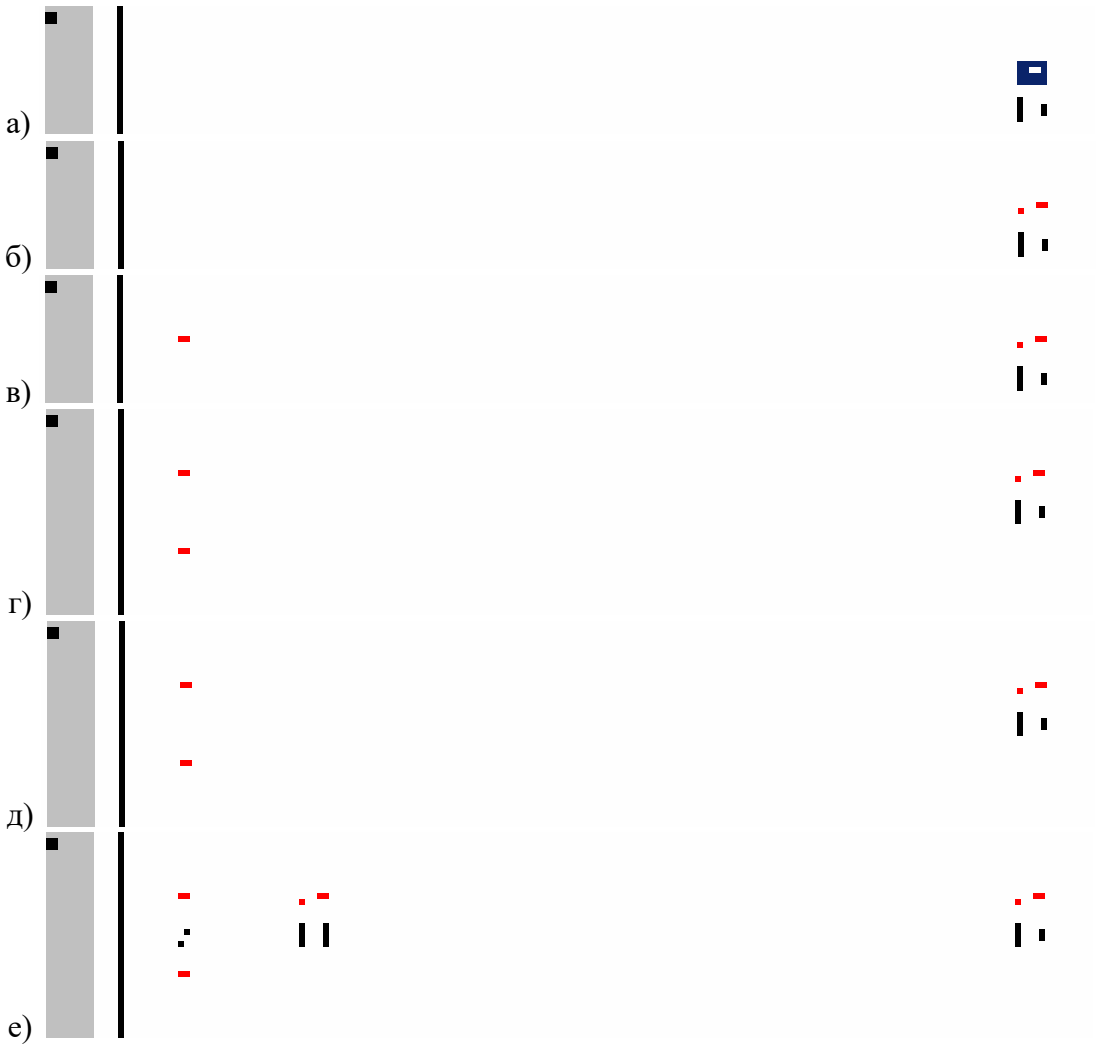


Рис. 11.

2) Щёлкнуть по тому месту (непосредственно по линии), куда нужно установить замыкающий (нормально открытый) контакт (рис. 11б).

3) Вставить замыкающий контакт, нажав на пиктограмму (рис. 11в).

4) Вставить параллельный замыкающий контакт, нажав на пиктограмму (рис. 11г).

5) Выделить место, куда необходимо поставить нормально замкнутый (размыкающий) контакт (рис. 11д).

6) Вставить размыкающий контакт, нажав на пиктограмму (рис. 11е).

7) Теперь необходимо ввести адреса контактов. Для этого щёлкнуть по знакам ??? над контактом и ввести адрес (ввод адреса завершается нажатием клавиши «ENTER» рис. 12).



Рис. 12.

Для удобства пользователя при разработке программы доступна символьная адресация. Для этого предварительно необходимо в окне задания переменных проекта объявить переменные.

Для этого необходимо выбрать элемент на схеме, ввести имя переменной и нажать «*ENTER*». В открывшемся окне необходимо выбрать класс, тип, адрес переменной и нажать «ОК» (рис. 13). После объявления всех входных и выходных переменных программа примет следующий вид (рис. 14), а окно задания переменных – рис. 15.

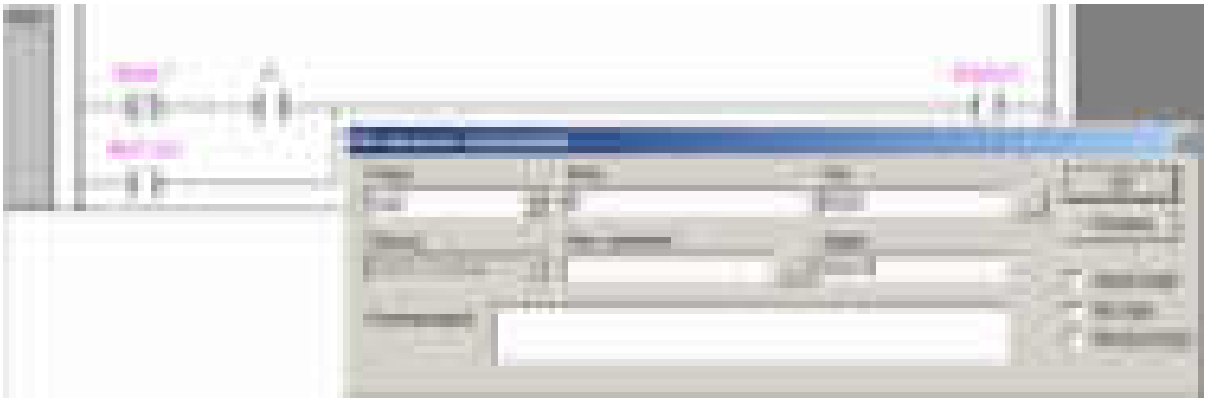


Рис. 13.



Рис. 14.

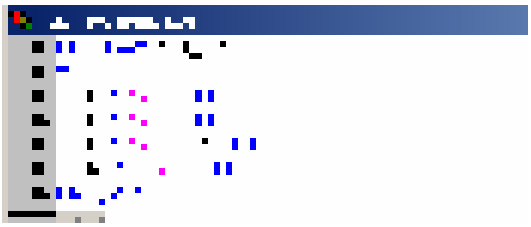


Рис. 15.

Для удаления какого-либо элемента программы необходимо его выделить и нажать на клавиатуре клавишу *Delete*. Для отмены предыдущего действия необходимо выбрать в меню «Правка» пункт «Отменить».

В случае некорректного ввода адреса или символического имени программа высвечивает некорректное обозначение красным цветом.

После ввода программы необходимо скомпилировать ее. Для этого в выпадающем меню «Проект» необходимо выбрать пункт «Компилировать», либо нажать «быструю» клавишу *F*11. Лог компиляции программы будет выведен в окно сообщений. Если программа набрана правильно (рис. 16а), то последняя строка будет вида: 0 ошибок, 0 предупреждений. В том случае, если в программе будут найдены ошибки (рис. 16б), то они будут выделены в логе красным цветом. Также в последней строке будет: *X* ошибок, *X* предупреждений. После исправления ошибок необходимо еще раз откомпилировать программу. После компиляции программа готова к загрузке в память ПЛК.



Рис. 16. Примеры сообщений при проведении компиляции пользовательской программы

Далее необходимо рассмотреть реализацию этого же логического уравнения ($Q0 = I1 \cdot \overline{I2} + I3$) на других языках:

1) **на языке инструкций (*IL*)** программа будет иметь достаточно простой и понятный вид:

*LDN %IX*1.0.0 (загрузить инверсный контакт)
*AND %IX*0.0 (загрузить контакт)
*OR %IX*0.1 (загрузить параллельный контакт)
*ST %QX*2.0 (результат выдать на обмотку)

2) разработка программы **на языке функциональных блоковых диаграмм (*FBD*)** ведется в следующей последовательности:

– в свойствах проекта настроить язык программирования *FBD*;

– на панели инструментов левой клавишей мыши нажать пиктограмму  . На рабочем поле в новом сегменте должно появиться изображение элемента (рис. 17а), В поле названия элемента указать тип элемента *AND* (И);

– около входов элемента указать адреса *%IX*0.0 и *%IX*0.1 сверху вниз соответственно;

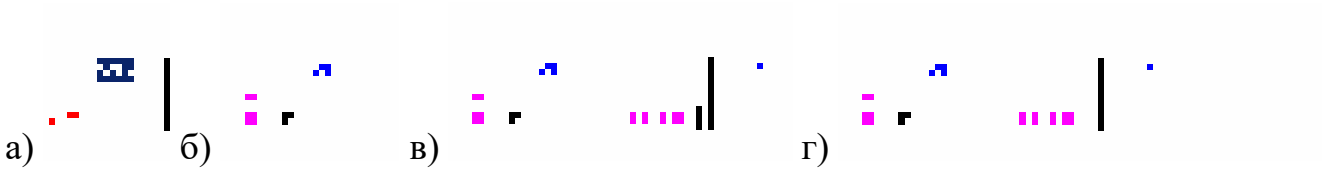
– на входе, соответствующем адресу %*IX*0.1, нажать правую клавишу мыши и выбрать пункт «Инверсия» (рис. 17б);

– установить курсор на выходной части элемента И;

– левой клавишей мыши нажать пиктограмму . В поле названия элемента указать тип элемента *OR* (ИЛИ), напротив свободного входа указать адрес %*IX*1.0.0 (рис. 17в);

– установить курсор на выходной части элемента *OR* (ИЛИ);

– левой клавишей мыши нажать пиктограмму . В сформировавшемся выходе необходимо указать адрес %*QX*2.0. Программа примет итоговый вид (рис. 17г).



а) б) в) г)

Рис. 17. Программа на языке *FBD*

Далее рассматривается вставка функции на примере создания следующей программы: если кратковременно включить тумблер *I*1 (адрес *IX*0.0), то включится выход *Q*1 (адрес *QX*2.0), если кратковременно включить тумблер *I*2 (адрес *IX*0.1), то выход *Q*1 выключится. Для этого воспользуемся функцией *SR*-триггера:

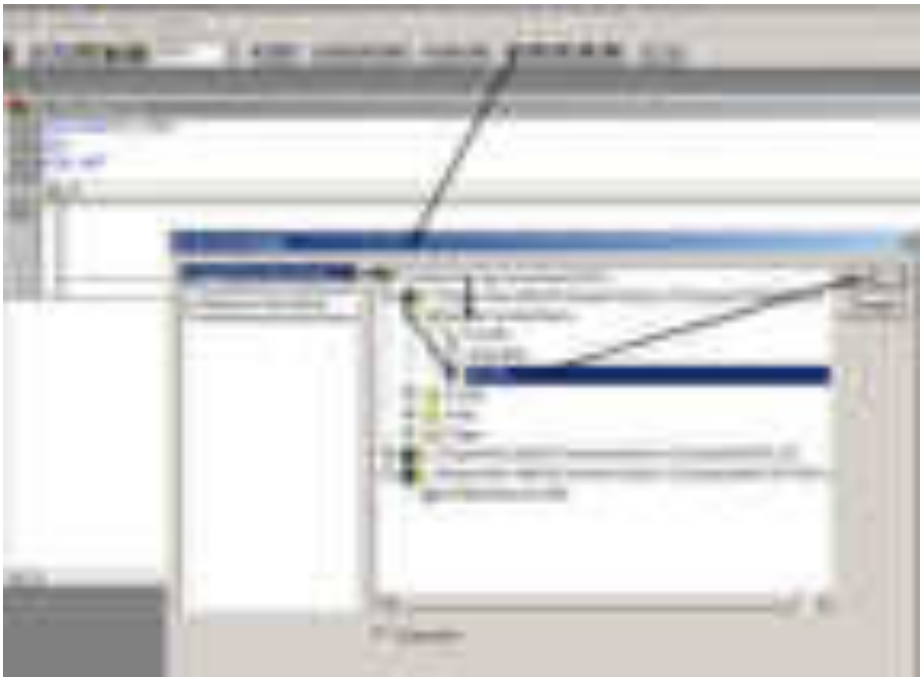
1) установить выходную обмотку с адресом *%QX*2.0, установить контакт с адресом *%IX*0.0;

2) установить курсор в новом сегменте. Левой клавишей мыши на панели инструментов нажать пиктограмму . В появившемся окне (рис. 18а) в закладке «Стандартные функциональные блоки» раскрыть библиотеку «*STANDART*». В открывшемся перечне раскрыть закладку «*Bistable Function Blocks*», в которой выбрать функциональный блок *SR*, после чего нажать «ОК». В сегменте установится блок *SR*-триггера (рис. 18б);

3) в поле ??? над блоком вписать название блока *SR*1;

4) во входной цепи *RESET* на месте ??? установить адрес %*IX*0.1. Программа примет следующий вид (рис. 18в).

а)



б)

в)

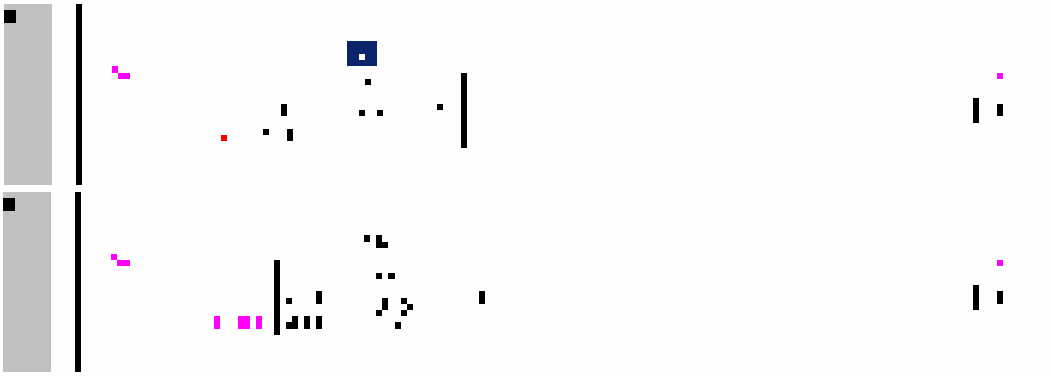


Рис. 18. Пример использования функциональных блоков в лестничных диаграммах

3. Для программирования контроллера ПЛК160 доступно 4 вида таймеров:

– таймер-формирователь импульса (*TP*);
– таймер с задержкой включения (*TON*);
– таймер с задержкой выключения (TOF);
– часы реального времени (RTC).

В табл. 7 представлены примеры реализации таймеров на языках IL и ST.

На рис. 19 представлено графическое изображение блоков таймеров, используемое в языке *FBD*. Блок, реализующий таймер, имеет следующие входы и выходы: *IN* – вход запуска, *EN* – вход разрешения, *PT* – уставка (заданное время), *Q* – выход (состояние таймера), *ET* – оставшееся время.

Для задания уставки времени используется идентификатор *T#*. Уставку времени можно задать в *BCD*-коде с использованием следующего синтаксиса:

T#AAd_BBh_CCm_DDs_EEEms,

где *AA* = сутки, *BB* = часы, *CC* = минуты, *DD* = секунды и *EEE* = миллисекунды.

Таблица 7

	Пример объявления	**Пример IL**	**Пример ST**
TP	*TPInst: TP*	*CAL TPInst(IN := VarBOOL1, PT := T#5s)* *LD TPInst.Q* *ST VarBOOL2*	*TPInst(IN := VarBOOL1, PT:= T#5s);* *VarBOOL2 :=TPInst.Q*
TON	*TONInst: TON*	*CAL TONInst(IN := VarBOOL1, PT := T#5s)* *LD TONInst.Q* *ST VarBOOL2*	*TONInst(IN := VarBOOL1, PT:= T#5s)*
TOF	*TOFInst: TOF*	*CAL TOFInst(IN := VarBOOL1, PT := T#5s)* *LD TOFInst.Q* *ST VarBOOL2*	*TOFInst(IN := VarBOOL1, PT:= T#5s);* *VarBOOL2 :=TOFInst.Q*

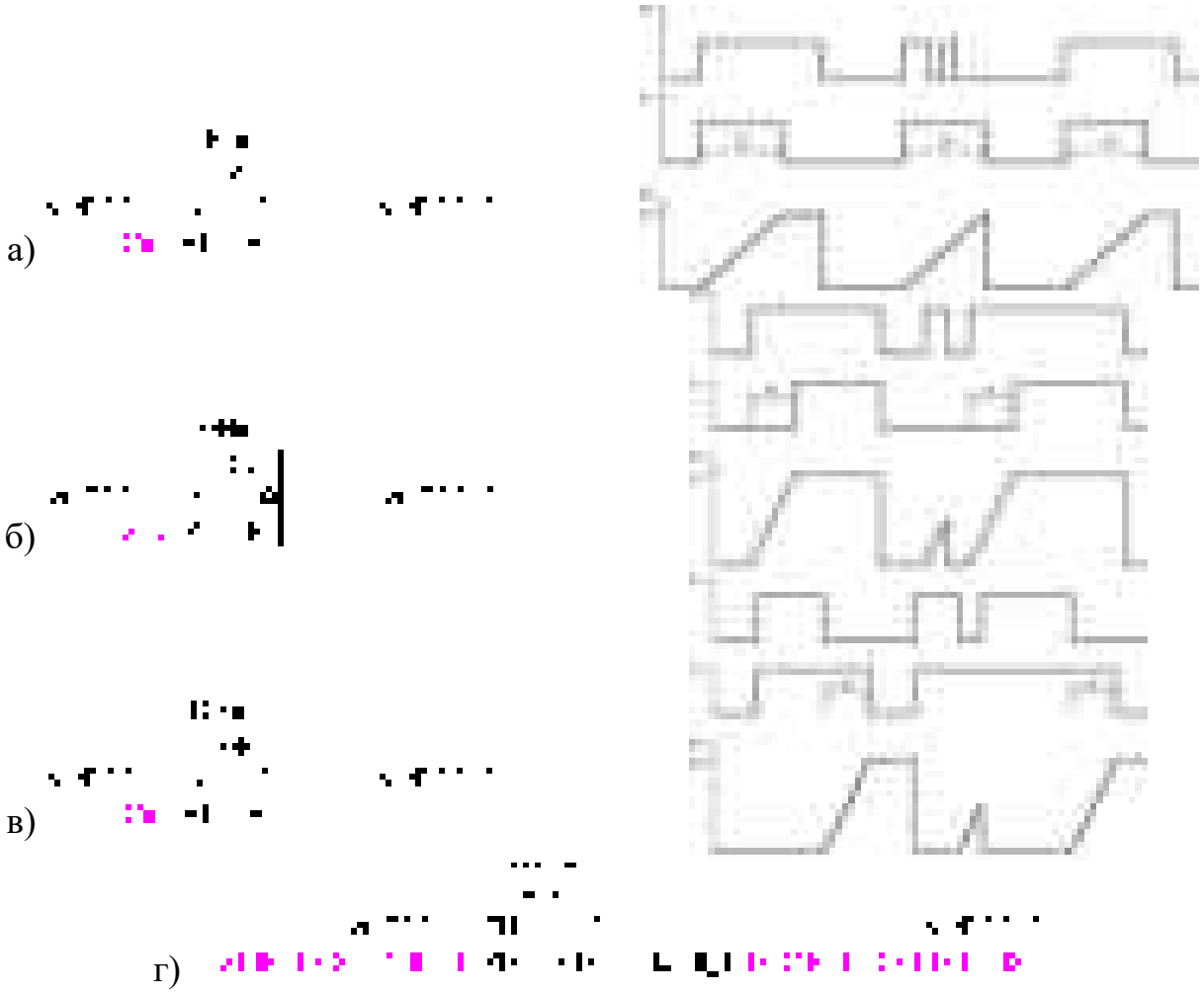


Рис. 19. Таймеры и их временные диаграммы работы

Каждый таймер использует структуру, хранящуюся в блоке данных, для сохранения данных о времени. При этом назначается блок данных, когда устанавливается команда таймера.

В режиме RUN текущее значение таймера уменьшается на одну единицу через интервал времени, установленный базой времени, до тех пор, пока значение времени не станет равным нулю, что соответствует срабатыванию таймера.

4. Для программирования контроллера ПЛК160 доступно 3 вида счетчиков:

- инкрементный (на сложение) счетчик (*CTU*);
- декрементный (на вычитание) счетчик (*CTD*);
- инкрементный/декрементный (реверсивный) счетчик (*CTUD*).

В табл. 8 представлены примеры реализации счетчиков на языках IL и ST. На рис. 20 представлено графическое изображение блоков счетчиков, используемое в языке *FBD*. Блок, реализующий счетчик, имеет следующие входы и выходы: *CU* – вход на сложение, *CD* – вход на вычитание, *PV* – задание (уставка) счетчика, *RESET* – вход сброса, *LOAD* – вход загрузки задания счетчика, *Q*, *QU*, *Q*D – выход (состояние) счетчика, *CV* – текущее значение счетчика в двоичном формате.

Таблица 8

	Пример объявления	**Пример IL**	**Пример ST**
CTU	*CTUInst: CTU*	*CAL CTUInst*(*CU* := *VarBOOL*1, *RESET* := *VarBOOL2*, *PV* := *VarINT*1) *LD CTUInst.Q* *ST VarBOOL3* *LD CTUInst.CV* *ST VarINT*2	*CTUInst*(*CU*:= *VarBOOL*1, *RESET*:=*VarBOOL2* , *PV*:= *VarINT*1); *VarBOOL3* := *CTUInst.Q* ; *VarINT2* := *CTUInst.CV*
CTD	*CTDInst: CTD*	*CAL CTDInst*(*CD* := *VarBOOL*1, *LOAD* := *VarBOOL2*, *PV* := *VarINT*1) *LD CTDInst.Q* *ST VarBOOL3* *LD CTDInst.CV* *ST VarINT*2	*CTDInst*(*CD*:= *VarBOOL*1, *LOAD*:=*VarBOOL2* , *PV*:= *VarINT*1); *VarBOOL3* := *CTDInst.Q* ; *VarINT2* := *CTDInst.CV*
CTUD	*CTUDInst : CUTD*	*CAL CTUDInst*(*CU*:=*VarBOOL2*, *RESET*:=*VarBOOL3*, *LOAD*:=*VarBOOL4*, *PV*:=*VarINT*1) *LD CTUDInst.Q* *ST VarBOOL5* *LD CTUDInst.QD* *ST VarBOOL5* *LD CTUInst.CV* *ST VarINT*2	*CTUDInst*(*CU* := *VarBOOL*1, *CU*:= *VarBOOL2*, *RESET* := *VarBOOL3*, *LOAD*:=*VarBOOL4* , *PV*:= *VarINT*1); *VarBOOL5* := *CTUDInst.QU* ; *VarBOOL6* := *CTUDInst.QD* ; *VarINT2* := *CTUDInst.CV*

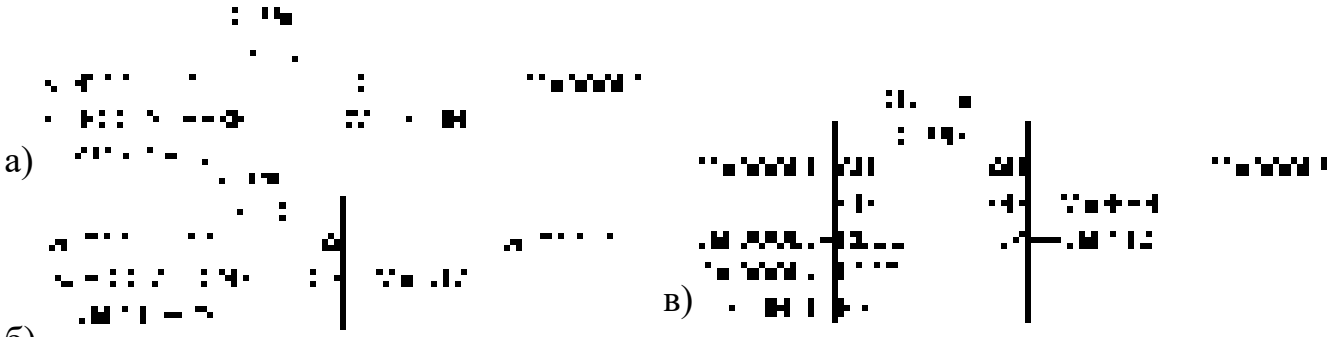


Рис. 20. Счетчики

Уставка счетчика задается либо константой в формате <значение>, либо из области памяти (I, Q, M). Нарастающим фронтом сигнала на входе LOAD в счетчик заносится уставка с входа PV. При нарастающем сигнале на входе CU значение счетчика увеличивается на «1». При нарастающем фронте сигнала на входе CD значение счетчика уменьшается на «1», если значение счетчика больше, чем «0». При нарастающем фронте сигнала на входе RESET счетчик сбрасывается (в счетчик записывается значение «0»).

Для реверсивного счетчика, если оба счетных входа имеют нарастающий фронт, то значение счетчика остается неизменным.

В счетчике CTU выход Q устанавливается в «1», когда значение CV достигает значения PV.

В счетчике CTD выход Q устанавливается в «1», когда значение CV достигает «0».

В счетчике CTUD выход QU устанавливается в «1», когда значение CV больше или равно значению PV, а выход QD – когда значение CV достигает «0».

5. Кроме таймеров и счетчиков в программируемом контроллере ОВЕН ПЛК160 используется стандартный набор операндов и функций, присущий всем контроллерам:

- логические;
- арифметические
- операции сдвига;
- операции сравнения и т.д.

6. Программирование функциональных блоков и функций

Среда разработки CoDeSys предусматривает возможность упростить программирование, если возникает необходимость в программировании управления однотипными технологическими операциями. Ниже рассматриваются, в качестве примера, испытания двигателей бензинового и дизельного. Испытания в принципе одинаковые, только аппараты (кнопки, датчики и устройства индикации) свои. В этом случае необходимо запрограммировать функциональный блок FB, который может многократно вызываться в программе

Например, создадим функциональный блок FB1, которому дадим символическое имя «ENGINE [двигатель]». При кратковременном появлении

команды «turn_on [включить]» двигатель должен включиться и сформировать сигнал «on [включен]».

При достижении фактической скорости «fact [факт]» заданного значения «preset [задание]» формируется сигнал «ready [готов]». Двигатель отключается по сигналу «turn_off [отключить]» или по сигналу «trouble [неисправность]».

Последовательность программирования сводится к следующему:

1) Создать новый проект, в котором создать три программных компонента POU: программный блок PLC_PRG, функциональный блок ENGINE и функция VENT (рис. 21);



Рис. 21.

2) Объявить переменные для функционального блока *ENGINE* (рис. 22а):

```
FUNCTION_BLOCK
ENGINE
VAR_INPUT
        turn_on: BOOL;
        turn_off: BOOL;
        trouble: BOOL;
        fact: INT;
        preset: INT;
END_VAR
VAR_OUTPUT
        on: BOOL;
        ready: BOOL;
END_VAR
VAR
END_VAR
```

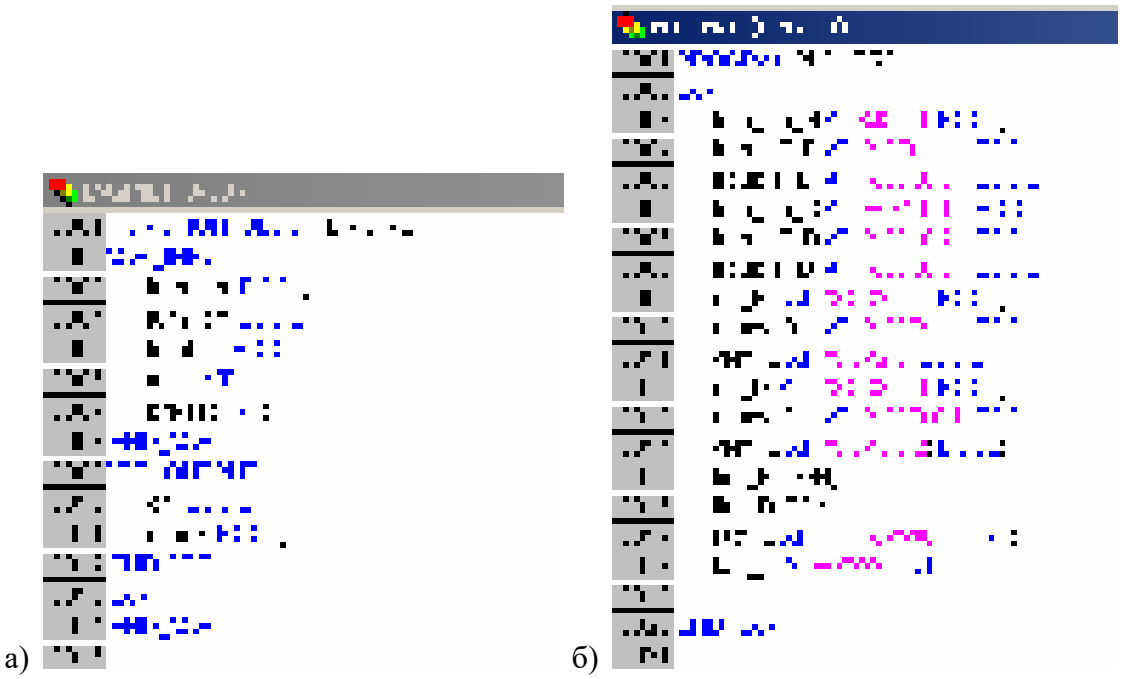
3) Объявить переменные для основной программы *PLC_PRG* (табл. 9 и рис. 22б).

4) Затем разрабатывается программа, управляющая включением и отключением двигателя, как было описано выше.

Таблица 9

Символическое имя	**Адрес на модуле**	**Адрес ПЛК**	**Тип данных**	**Комментарии**
Входные переменные				
turn_on_B	*I*1	*%IX*0.0	*BOOL*	Включить бензиновый
turn_off_B	*I*2	*%IX*0.1	*BOOL*	Отключить бензиновый
trouble_B	*I*3	*%IX1*.0.0	*BOOL*	Неисправность бензинового

Символическое имя	Адрес на модуле	Адрес ПЛК	Тип данных	Комментарии
turn_on_D	*I*4	*%IX1*.0.1	*BOOL*	Включить дизель
turn_off_D	*I*5	*%IX1*.0.2	*BOOL*	Отключить дизель
trouble_D	*I*6	*%IX1*.0.3	*BOOL*	Неисправность дизеля
Выходные переменные				
on_B	*Q*1	*%QX*2.0	*BOOL*	Бензиновый включен
ready_B	*Q*2	*%QX*2.1	*BOOL*	Заданная скорость достигнута
vent_B	*Q*3	*%QX*2.2	*BOOL*	Вентилятор бензинового включен
on_D	*Q*5	*%QX*3.0.0	*BOOL*	Дизель включен
ready_D	*Q*6	*%QX*3.0.1	*BOOL*	Заданная скорость достигнута
vent_D	*Q*7	*%QX*3.0.2	*BOOL*	Вентилятор дизеля включен
Промежуточные переменные				
fact_B		*MW*0	*INT*	Фактическая скорость бензинового двигателя
fact_D		*MW*2	*INT*	Фактическая скорость дизеля
Таймеры				
tim_B		*TON*		Таймер вентилятора бензинового
tim_D		*TON*		Таймер вентилятора дизеля



а) б)

Рис. 22. Объявление переменных

Набранная программа на языке лестничных диаграмм имеет вид, представленный на рис. 23.

Созданный блок *ENGINE* должен управлять и контролировать работу бензинового и дизельного двигателей. Различные заданные скорости хранятся в отдельных ячейках памяти.

5) Далее необходимо запрограммировать вызов функционального блока в программном блоке. Для этого в сегменте программного блока необходимо установить курсор в заданном положении, на панели инструментов нажать пиктограмму  и установить 2 блока на поле сегмента. В поле названия блока необходимо списать название пользовательского блока (*ENGINE*). Один блок

необходимо назвать «*Gasoline*», другой – «*Diesel*». Соответственно один блок будет отвечать за работу бензинового двигателя, а второй – за работу дизельного (рис. 24а).

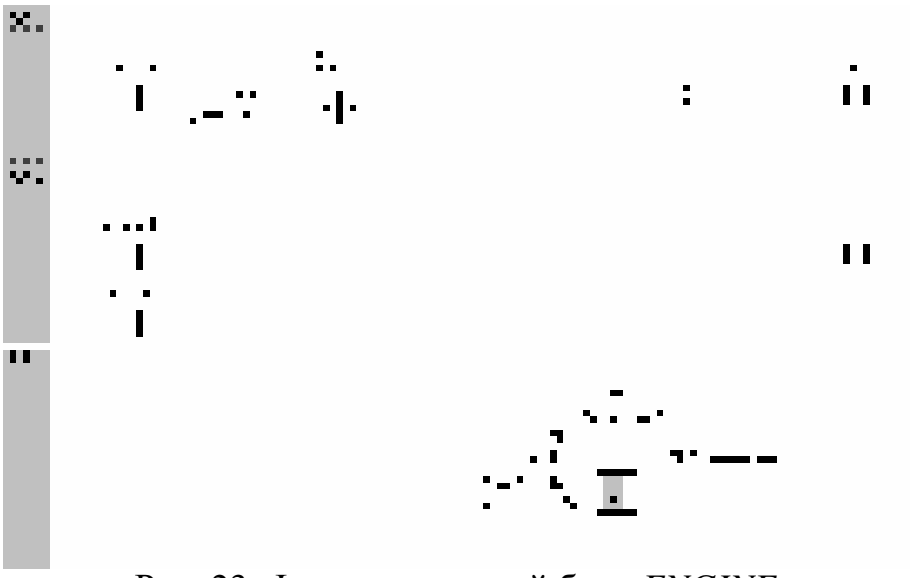


Рис. 23. Функциональный блок *ENGINE*

В поля напротив входов и выходов необходимо установить названия соответствующих переменных. Программный блок после этого примет вид, представленный на рис. 24б. Напротив внутренней переменной «*preset*» блока «*Gasoline*» необходимо установить значение 1500. Таким образом, определена максимальная скорость для бензинового двигателя. Аналогично установить значение 1200 напротив внутренней переменной «*preset*» блока «*Diesel*» (для дизельного двигателя).

6) Далее необходимо сохранить программу;

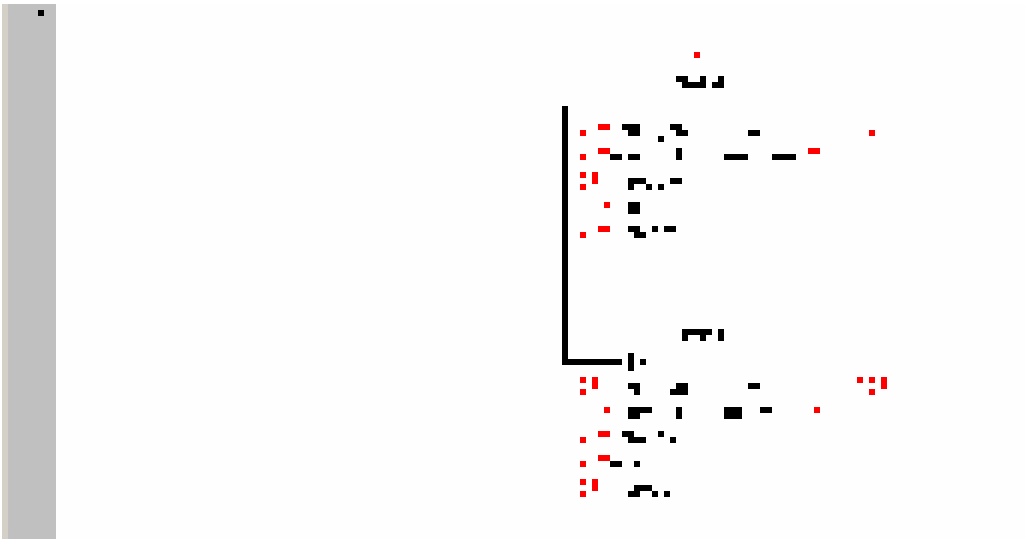
7) Функции, как и функциональные блоки, расположены в иерархии программы ниже программного блока. Однако в отличие от функционального блока, функции не нужен блок данных. У функций параметры также перечисляются в окне объявления переменных, но статические данные не разрешаются.

В рассматриваемой задаче предусматривается, что каждый двигатель как бензиновый, так и дизель имеет свой вентилятор. Вентилятор включается при работе двигателя и продолжает еще работать 4 с после отключения двигателя. Для управления этими двигателями программируется функция *VENT*.

Необходимо в менеджере проекта дважды щелкнуть на строке *VENT*, чтобы открыть ее. Открывается окно для программирования. Далее нужно объявить переменные:

```
FUNCTION VENT :
BOOL
VAR_INPUT
        turn_on: BOOL;
END_VAR
VAR
        tim: TON;
END_VAR
```

а)



б)



Рис. 24. Сегмент программы управления испытаниями двигателей

8) Затем необходимо запрограммировать управление вентилятором. Набранная программа на языке *FBD* имеет вид, представленный на рис. 25.



Рис. 25. Программирование функции *VENT*

9) Вызов функции *VENT* в программном блоке выполняется аналогично вызову функционального блока. Все переменные функции снабжаются в программном блоке соответствующими адресами бензинового или дизельного двигателя, которые уже отражены в табл. 9.

В программном блоке *PLC_PRG* вставить новый сегмент. Затем в этом сегменте необходимо установить курсор, на панели инструментов нажать пиктограмму  и

установить 2 блока на поле сегмента. В поле названия блока необходимо списать название пользовательской функции (*VENT*). Одна функция будет отвечать за работу вентилятора бензинового двигателя, а вторая – за работу вентилятора дизельного двигателя (рис. 26а). Далее в соответствующих полях ввести символьные имена из табл. 9. Сохранить программу.

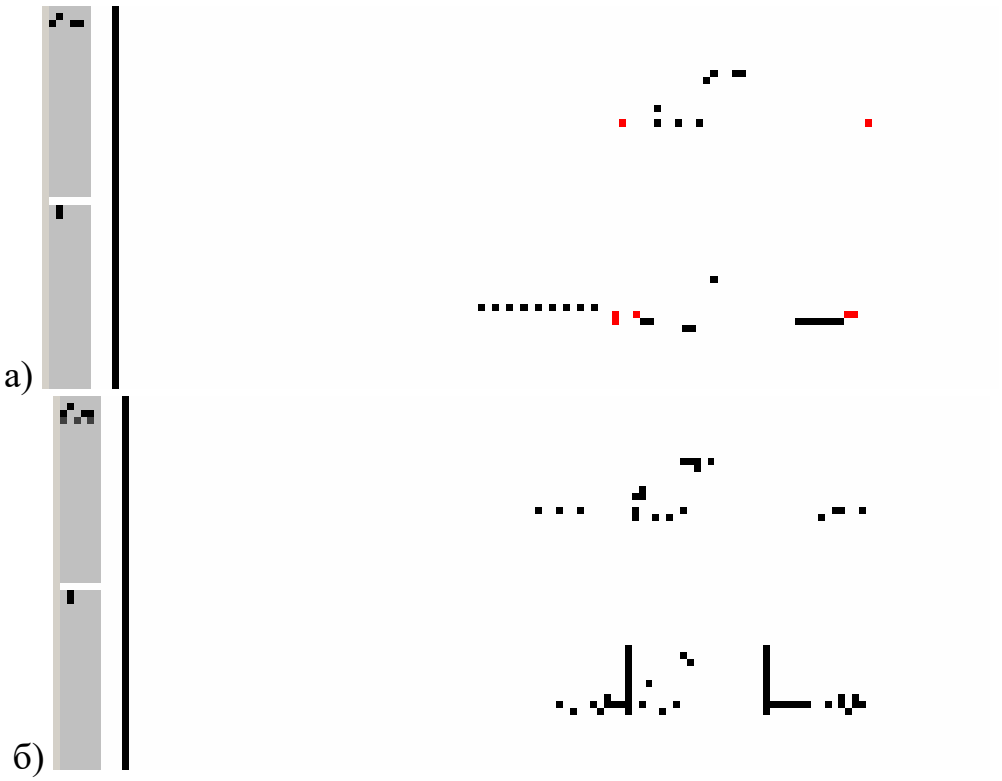


Рис. 26. Сегмент программы управления вентиляторами

7. Пример программирования контроллера ПЛК160. В качестве примера представлена программа управления движением тележки.

Тележка перемещается по прямолинейному пути. Имеется два фиксированных положения П0 и П1. Исходное положение тележки – П0.

При кратковременном нажатии на кнопку «Пуск» тележка движется вперед до положения П1, стоит в положении П1 5 с и возвращается назад в положение П0. В положении П0 немедленно возникает реверс привода тележки. Тележка вновь движется в положение П1, стоит в нем 5 с и возвращается в П0. В положении П0 вновь возникает команда на движение до положения П1 и т.д. после 10 циклов перемещения в положение П1 при возвращении тележки в положение П0 возникает сигнал «Конец цикла».

Для управления движением тележки следует предусмотреть счетчик (СЧ) со счетом до 10, задержку времени (таймер) для формирования задержанного сигнала $П1^{\uparrow}$ и память $Р_П$ о нажатии на кнопку «Пуск».

$$P_П = (Пуск + P_П) \cdot \overline{КЦ}$$

Команда на перемещение тележки вперед (В) возникает в положении П0, если отсутствует сигнал счетчика СЧ, и сохраняется при наличии сигнала памяти пуска

$Р_П$ до достижения положения П1. Этому описанию соответствует логическое уравнение

$$В = (П0 \cdot \overline{СЧ} + В) \cdot \overline{П1} \cdot Р_П$$

Команда на перемещение тележки назад (Н) возникает через 5 с нахождения в положении П1 и сохраняется при наличии переменной $Р_П$ до достижения положения П0. Тогда логическое уравнение для команды Н имеет вид

$$Н = (П1^{\uparrow} + Н) \cdot \overline{П0} \cdot Р_П$$

Сигнал конца цикла (КЦ) возникает в положении П0 при наличии сигнала счетчика СЧ о завершении 10 циклов перемещения в положение П1и сигнала $Р_П$. Сигнал КЦ сохраняется до очередного нажатия на кнопку “Пуск”. Тогда логическое уравнение для рассматриваемого сигнала имеет вид

$$КЦ = (П0 \cdot СЧ \cdot Р_П + КЦ) \cdot \overline{Пуск}$$

В ниже приведенной программе (рис. 49) использован счетчик на вычитание. При нажатии на кнопку «Пуск» в счетчик вводится уставка 10. Счетчик считает число циклов перемещения в положение П1, при достижении этого положения число в счетчике уменьшается на единицу. Счетчик сбрасывается по сигналу конца цикла КЦ. Признаком окончания цикла является число в счетчике равное нулю, при котором на выходе счетчика «0». Поэтому в уравнениях команд В и КЦ необходимо использовать инверсию сигнала СЧ по отношению к ранее записанным уравнениям:

$$В = (П0 \cdot СЧ + В) \cdot \overline{П1} \cdot Р_П$$

$$КЦ = (П0 \cdot \overline{СЧ} \cdot Р_П + КЦ) \cdot \overline{Пуск}\ .$$

Сброс счетчика производится сигналом конца цикла КЦ.

В табл. 10 представлена адресация команд и сигналов для ОВЕН ПЛК160. Соответственно, на рис. 27 представлена программа управления движением тележки.

Таблица 10

Команда, сигнал	**П0**	**П1**	**Пуск**	**В**	**Н**	**КЦ**	**$Р_П$**	**СЧ**	**$П1^{\uparrow}$**
Адрес на модуле	*I*1	*I*2	*I*3	*Q*1	*Q*2	*Q*3			
Адрес ПЛК	*%IX*0.0	*%IX*0.1	*%IX1*.0.0	*%QX*2.0	*%QX*2.1	*%QX*2.2	*%MX*0.0	*%MX*0.1	*%MX*0.2
Символьный адрес	*p*0	*p*1	*start*	*forw*	*rev*	*cycle*	*mem*	*count*	*tim*

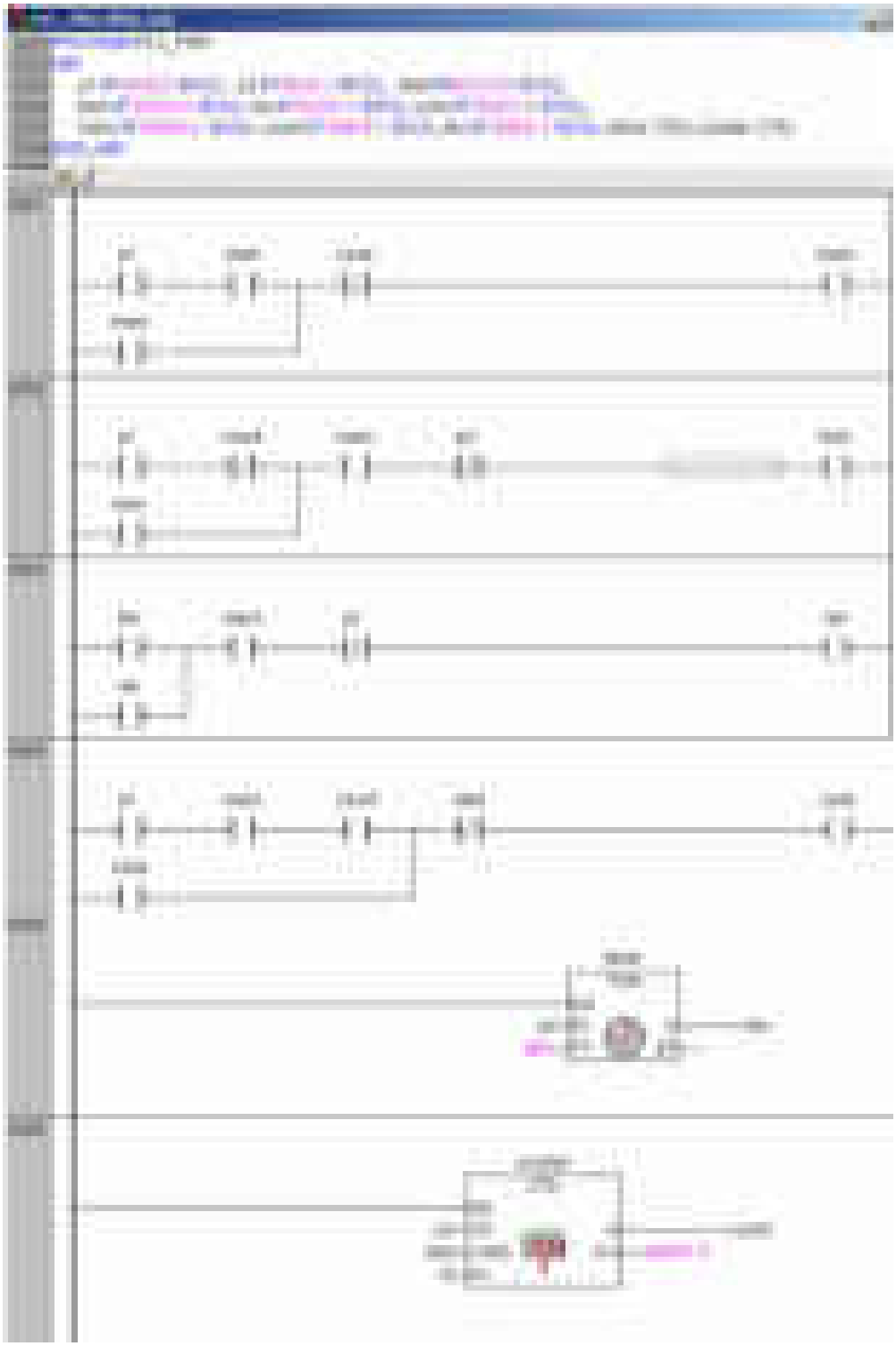


Рис. 27. Программа управления движением тележки

Загрузка программы в контроллер и запуск программы

Компиляция и загрузка программы в контроллер осуществляется в следующей последовательности:

– В выпадающем меню «Проект» выбрать пункт «Компилировать» либо воспользоваться «быстрой» клавишей *F11*. Пройдет компиляция проекта, по итогам

которой сформируется лог компиляции (см. рис. 16). Если ошибок в проекте нет, то весь текст будет серого цвета и в последней строке будет запись «0 ошибок, 0 предупреждений». В противном случае необходимо будет исправить все обозначенные ошибки.

– Настроить параметры порта связи с ПЛК160. Для этого в выпадающем меню «Онлайн» выбрать пункт «Параметры связи». В открывшемся окне нажать кнопку «New», в результате чего откроется окно создания нового канала связи (рис. 28а), в котором нужно выбрать строку *Serial* (*RS*232) и нажать «ОК».

– В открывшемся окне настроек порта связи (рис. 28б) указать следующие значащие параметры: ***Port* – *COM*2, *Baudrate* – 9600, *Parity* – *no*, *Stop bits* – 1**.

а)



б)

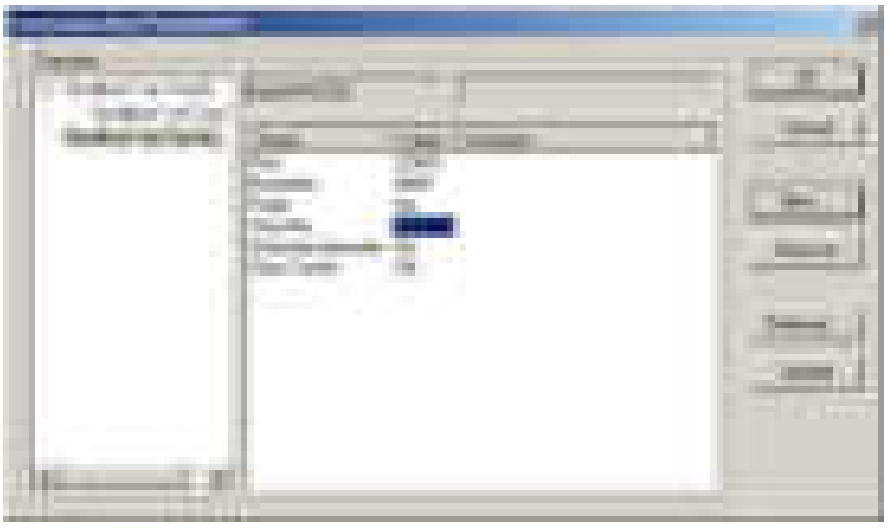


Рис. 28. Настройка параметров связи

– Создать загрузочный проект. Для этого в выпадающем меню «Онлайн» выбрать пункт «Создание загрузочного проекта». В итоге будут созданы файлы загрузочного проекта.

– Загрузить проект в память ПЛК. Для этого в выпадающем меню «Онлайн» выбрать пункт «Подключение», в появившемся окне (рис. 29а) выбрать «НЕТ». После этого в выпадающем меню «Онлайн» выбрать пункт «Загрузка». Прогресс процесса загрузки представлен на рис. 29б. В итоге проект полностью загружен в память ПЛК. Запуск контроллера осуществляется нажатием кнопки «СТАРТ/СТОП» либо выбором пункта «СТАРТ» в выпадающем меню «Онлайн»

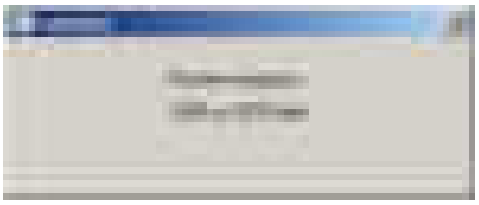
а)  б) 

Рис. 29.

Во время работы контроллера доступен режим мониторинга хода выполнения программы. *CoDeSys* переходит в режим мониторинга сразу же после перехода в онлайн-режим работы. В этом режиме будут отображаться состояния контактов и обмоток, а также значения счетчиков, таймеров и других функции в реальном времени (рис. 30).

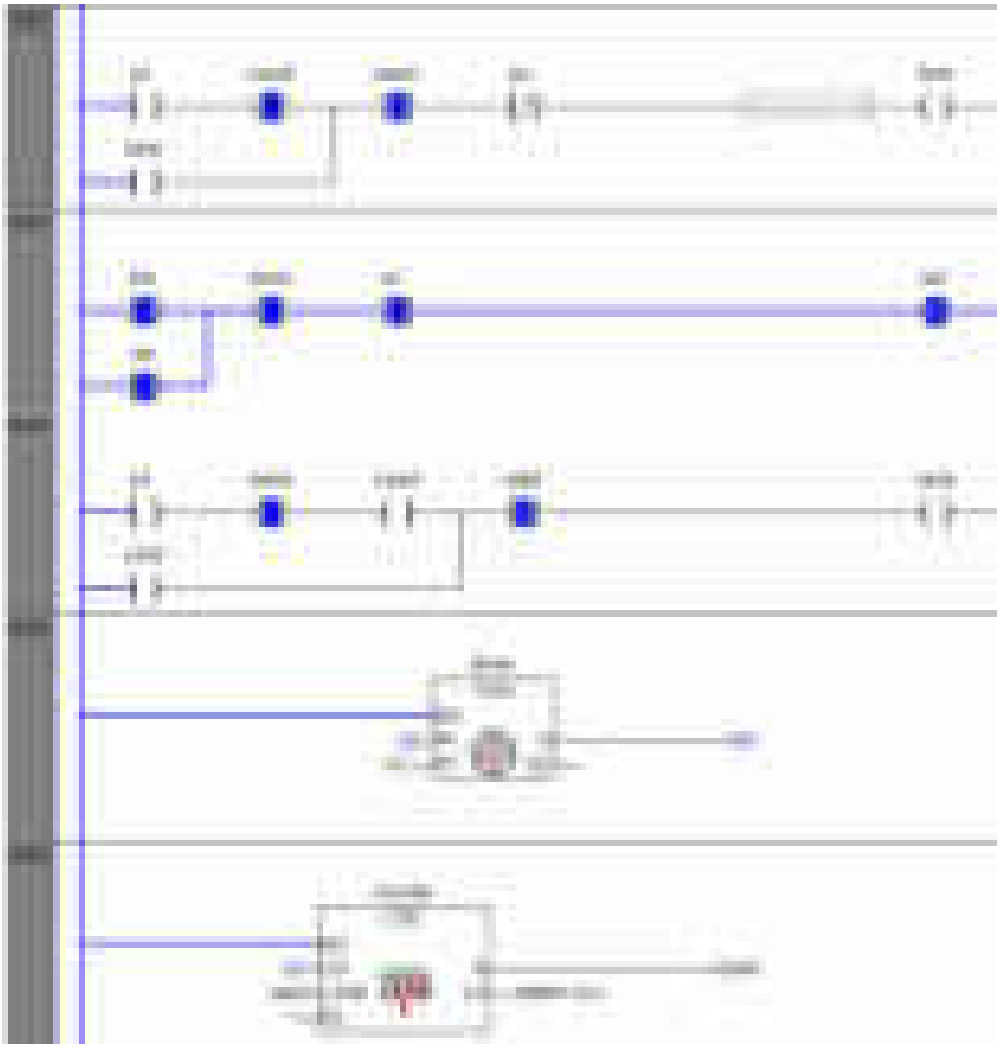


Рис. 30. Режим мониторинга

Варианты заданий

При подготовке к лабораторной работе студент должен в соответствии с табл. 11 выбрать свой вариант задания.

Для заданного варианта необходимо разработать алгоритм ее решения. В соответствии с заданием определиться с адресацией входных и выходных переменных. Затем определиться с адресацией вводимых промежуточных переменных и с адресацией используемых таймеров и счетчиков. Составить программу для контроллера ПЛК160.

Запустить программу в работу и убедиться в правильности ее работы. При наличии ошибок в работе устранить их и продемонстрировать преподавателю работу правильно функционирующей программы.

Таблица 11

Номер бригады	1 и 5			2 и 6			3 и 7			4 и 8		
Член бригады	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Номер варианта	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12

Вариант 1. Перекладыватель служит для перемещения листов со стола на постоянно вращающийся рольганг. Перекладыватель имеет подъемник листов, установленный на тележке. Подъемник представляет собой поперечину, перемещающуюся по вертикальным стойкам сверху вниз и обратно. Поперечина имеет на конце электромагнит для притягивания листов.

В исходном положении перекладыватель стоит в положении П0 над столом, а его подъемник в крайнем верхнем положении КВ. При поступлении листа на стол подается сигнал наличия листа, подъемник включается для движения вниз. При касании листа подъемник останавливается и включается электромагнит. Через 2 с включается подъемник на подъем, достигает положения КВ и останавливается. Включается тележка и перемещается в положение П1 над рольгангом, где останавливается и электромагнит отключается. Лист падает на рольганг. Через 2 с тележка движется в положение П0. Цикл повторяется при поступлении очередного сигнала наличия листа. Включение системы в работу – нажатием кнопки «Пуск».

Вариант 2. В контроллере программным путем необходимо реализовать генератор импульсов. Время наличия импульса 1 с, время его отсутствия 2 с. При нажатии на кнопку «Пуск» начинается счет импульсов. При прохождении 10 импульсов загорается лампа Л1, при прохождении следующих 10 импульсов – лампа Л2, аналогично включаются лампы Л3 и Л4. После загорания лампы Л4 (т.е. после прохождения 40 импульсов) счет прекращается, и все лампы горят до нажатия на кнопку «Стоп». Генератор импульсов реализовать программным путем.

Вариант 3. Автоматизировать перемещение пунсона штампованного пресса. Рабочий заправляет металлическую ленту (заготовку) и нажимает кнопку «Пуск». Пуансон из крайнего верхнего положения П0 движется вниз, при своем движении до положения п1 входит в матрицу, выбивая из ленты деталь необходимой формы, и возвращается в положение П0. чисто механическим устройством лента перемещается на один шаг и через 2 с пуансон совершает очередное движение.

Лента рассчитана на изготовление 10 деталей, поэтому через 10 ходов пуансона формируется сигнал «конец цикла». При подаче питания на систему автоматизации пуансон из любой точки должен прийти в положение П0.

Вариант 4. На программируемом контроллере реализовать систему управления толкателем с кривошипно-шатунным механизмом с реверсивным электродвигателем. Толкатель имеет два фиксированных положения П0 и П1. При подаче питания на систему толкатель из любого положения движется вперед медленно до положения П0. При появлении кратковременного сигнала «Пуск» толкатель из положения П0 медленно движется до положения П1, стоит там в течение 2 с, а затем электродвигатель включается для движения назад быстро и возвращается в положение П0, где формируется сигнал «Конец цикла». Цикл повторяется при нажатии кнопки «Пуск». При нажатии кнопки «Стоп» толкатель из любого положения на быстрой скорости возвращается в положение П0.

Вариант 5. Автоматизировать управление крышкой котла (типа большой кастрюли).При кратковременном нажатии кнопки «Открыть» крышка поднимается до крайнего верхнего положения, в котором поворачивается, открывая доступ к содержимому котла.При кратковременном нажатии на кнопку «Закрыть» крышка поворачивается в положение точно над котлом и затем опускается, закрывая котел. Для исключения ударов предусмотреть переход на пониженную скорость перед касанием крышкой котла при его закрывании.

Вариант 6. Автоматизировать управление дверью (воротами) въезда/выезда гаража. Нормальное (исходное) положение двери закрытое. При кратковременном нажатии кнопки «Открыть» включается звонок и через 5 с включается привод двери на открывание. При полном открытии двери привод двери отключается сразу, а звонок звенит еще 2 с. Закрывание дверей – аналогично: при кратковременном нажатии кнопки «Закрыть» включается звонок, через 5 с включается привод двери на закрывание. При полном закрытии двери привод двери отключается, а звонок звенит еще 2 с.

Вариант 7. Печь сопротивлений содержит три нагревательных элемента (НЭ), каждый из которых питается от собственного тиристорного преобразователя соответственно ТП1…ТП3. Сигнал «1» на входе ТП соответствует максимально допустимому току НЭ, сигнал «0» – минимально допустимому току НЭ. Синтезировать схему, обеспечивающую алгоритм работы группы ТП, представленный в табл. 12.

Таблица 12

Номер импульса генератора	-	1	2	3	4	5	6	7	8	9	…
Состояние ТП1	0	1	0	0	1	1	0	1	0	0	…
Состояние ТП2	0	0	1	0	0	1	1	0	1	0	
Состояние ТП3	0	0	0	1	1	0	1	0	0	1	

Начало работы осуществляется после нажатия на кнопку «Пуск». Цикл управления печью сопротивления состоит из 6 тактов. Переход с одного такта на другой осуществляется при поступлении очередного импульса от генератора импульсов. Циклы управления непрерывно следуют друг за другом. При

поступлении команды «Стоп» прекращается подача импульсов и все ТП отключаются. Для возобновления работы необходимо нажать на кнопку «Пуск». Генератор импульсов реализуется программным путем.

Вариант 8. Манипулятор (рука со схватом) служит для подачи заготовок из накопителя в пресс. Рука манипулятора может перемещаться вперед/назад из крайнего заднего КЗ в крайнее переднее КП положение и назад, а также поворачиваться из крайнего правого положения КПр в крайнее левое положение КЛ и обратно. Схват имеет электромагнитный механизм зажима/разжима заготовок. Исходное положение манипулятора перед накопителем (в положениях КЗ и КПр, схват под действием пружин зажат). При поступлении запроса со станка и наличии заготовки в накопителе включается электромагнит разжима схвата. Рука идет в крайнее переднее положение КП, через 2 с схват зажимает заготовку (электромагнит схвата отключается) и рука возвращается в положение КЗ. Рука поворачивается в положение КЛ и выдвигается вперед до КП. Схват разжимается (электромагнит схвата включается) и через 2 с рука идет в положение КЗ, затем поворачивается в положение КПР (исходное положение руки). Если есть запрос со станка, а накопитель пуст, то включается сигнальная лампа «Нет детали» и кратковременный звуковой сигнал (в течение 5 с). Световой сигнал снимается кнопкой «Сброс». Включение системы в работу – нажатием кнопки «Пуск».

Вариант 9. Автоматизировать процесс безупорной остановки длинномерного металла на рольганге Р1. На рольганг Р1 металл передается с предыдущего рольганга Р0, наличие металла на котором контролируется датчиком Д0. Вдоль рольганга Р1 расположены датчики, контролирующие наличие металла последовательно в положениях П1, П2 и П3. Нормальное положение рольганга Р1 – неподвижное. При наличии сигнала с датчика Д0 и отсутствии металла на рольганге Р1, рольганг Р1 включается, и металл перемещается по рольгангу Р1. При достижении передним концом металла положения П1 происходит снижение скорости Р1 до «ползучей» скорости, а в положении П2 привод рольганга Р1 отключается. Если по каким-либо причинам металл достиг положения П3, то привод рольганга Р1 реверсируется и работает на пониженной скорости, пока металл не уйдет из положения П3. При остановке переднего конца металла между положениями П2 и П3 формируется сигнал разрешения работы механизмов уборки металла с Р1. Включение системы в работу – при нажатии на кнопку «Пуск».

Вариант 10. Автоматизировать работу толкателя с кривошипно-шатунным механизмом с нереверсивным электродвигателем. При нажатии кнопки «Пуск» кривошип из положения $\alpha = 0^0$ движется до положения $\alpha = 120^0$. В этом положении происходит переход на пониженную (малую) скорость, кривошип идет до положения $\alpha = 180^0$ и останавливается. Через 3с электродвигатель автоматически вновь включается и на повышенной скорости шатун идет в положение $\alpha = 0^0$. Стоит в нем 3 с, включается и движется к положению $\alpha = 120^0$ и на пониженной скорости до $\alpha = 180^0$ и т.д. После 5 толканий толкатель останавливается в исходном положении (кривошип - в положении $\alpha = 0^0$) и формируется сигнал «Конец цикла».

Очередной цикл из пяти толканий – после очередного нажатия на кнопку «Пуск». При нажатии на кнопку «Стоп» толкатель из любого положения на повышенной скорости движется в положение $\alpha = 0^0$ и останавливается.

Вариант 11. Тележка движется по кольцевому пути, на котором есть 3 фиксированных положения П0, П1 и П2. Привод тележки – от нереверсивного электродвигателя. При подаче питания из любого положения тележка должна идти в положение П0. При нажатии на кнопку «Пуск» тележка без задержки движется в положение П1, стоит там в течение 3 с, затем движется в П2, стоит там в течение 4 с, движется в положение П0, стоит там в течение 5 с, движется в П1, стоит там в течение 3 с и т.д. То есть тележка непрерывно движется по кольцевому пути с остановками в фиксированных положениях. При нажатии на кнопку «Стоп» тележка должна без остановки идти в П0 и там ожидать очередного нажатия кнопки «Пуск».

Вариант 12. Автоматизировать линию сортировки изделий. По конвейеру движутся низкие изделия, но редко могут встречаться и высокие. По ходу конвейера установлены две фотоголовки на расстоянии друг от друга, равном половине ширины изделия. Первая по ходу конвейера фотоголовка настроена на низкие изделия (нижняя фотоголовка), вторая – на высокие изделия (верхняя фотоголовка). При прохождении низкой детали перекрывается только нижняя фотоголовка, а при высоких – вначале нижняя, а затем верхняя фотоголовки. На выходе конвейера детали ударяются о сортировочную планку, и высокие изделия поступают в правый накопитель (левое положение планки), низкие – в левый (правое положение планки). Планка перебрасывается пневмоприводом. Для переброски планки влево или вправо достаточно хотя бы кратковременно подать команду на ее перемещение влево или вправо. Включение системы в работу – нажатием кнопки «Пуск».

Требования к отчёту

Отчет должен содержать:

1. цель работы;
2. условия задачи по варианту, принятые обозначения переменных, логические функции для выходных и промежуточных переменных, при необходимости циклограмму работы оборудования;
3. логические функции в адресах программируемого контроллера;
4. программу для реализации системы управления;
5. методику экспериментальной проверки функционирования реализованной системы управления и результаты проверки;
6. выводы по работе.

Контрольные вопросы

1. Что означает термин «конфигурирование проекта»?
2. Что означает термин «*target*-файл», где и как он используется в программной среде *CoDeSys*?
3. Что такое объявление переменных и это используется при программировании контроллера?
4. Можно ли в ПЛК160 реализовать таймер с уставкой времени 0,07 с?
5. При каких условиях на выходе таймеров контроллера формируется сигнал «0» и сигнал «1»?
6. При каких условиях на выходе счетчиков контроллера формируется сигнал «0» и сигнал «1»?
7. Что означает создание функционального блока (*FB*) при программировании контроллера?
8. Что означает создание и открытие функции (*FC*) при программировании контроллера?

2.2 Работа №2. Основы работы со SCADA-системой

Цель работы

Ознакомиться с основами работы *SCADA*-системы *TRACE MODE* и приобрести навыки разработки исполнительной среды для осуществления обмена данными. Разработать систему автоматизации на базе *SCADA*-системы *TRACE MODE*.

Содержание работы

а) Изучить назначение и технические характеристики устройств автоматизации, входящих в состав лабораторного комплекса.

б) Изучить принципы конфигурирования функций обмена данными между *SCADA*-системой *TRACE MODE* и устройствами автоматизации, а также принципы программирования задач управления технологическими процессами.

в) Дома при подготовке к работе:

– составить последовательность, в которой будет вестись настройка и конфигурирование изучаемых устройств автоматизации;

– составить программу управления для ПЛК160;

– разработать проект для исполнительной среды *SCADA*-системы *TRACE MODE*.

г) В лаборатории:

– пройти тестирование по функциональным возможностям, режимам работы и основам конфигурирования оборудования, участвующего в обмене данными со *SCADA*-системой;

– пройти тестирование по системе команд и принципу программирования на ПЛК160;

– учитывая установленную при конфигурировании адресацию, откорректировать подготовленные дома программы, записать их в программной среде *CoDeSys* 2.3 для ПЛК160/

Общие сведения

Краткие сведения о *SCADA*-системе *TRACE MODE*

SCADA (от англ. *Supervisory Control And Data Acquisition* – Диспетчерское управление и сбор данных) – программный пакет, предназначенный для разработки или обеспечения работы в реальном времени систем сбора, обработки, отображения и архивирования информации об объекте мониторинга или управления.

SCADA-система может являться частью АСУТП (автоматизированная система управления технологическим процессом), АСКУЭ (автоматизированная система коммерческого учета электроэнергии), системы экологического мониторинга, научного эксперимента, автоматизации здания и т. д. *SCADA*-системы используются

во всех отраслях хозяйства, где требуется обеспечивать операторский контроль за технологическими процессами в реальном времени.

Данное программное обеспечение устанавливается на компьютеры и, для связи с объектом, использует драйверы ввода-вывода или *OPC/DDE* серверы. Программный код может быть как написан на языке программирования (например, на *C++*), так и сгенерирован в среде разработки.

Иногда *SCADA*-системы комплектуются дополнительным ПО для программирования промышленных контроллеров. Такие *SCADA*-системы называются интегрированными и к ним добавляют термин *SoftLogic*.

Термин *SCADA* имеет двоякое толкование. Наиболее широко распространено понимание *SCADA* как приложения, то есть программного комплекса, обеспечивающего выполнение указанных функций, а также инструментальных средств для разработки этого программного обеспечения. Однако, часто под *SCADA*-системой подразумевают программно-аппаратный комплекс. Подобное понимание термина *SCADA* более характерно для раздела телеметрия.

Значение термина *SCADA* претерпело изменения вместе с развитием технологий автоматизации и управления технологическими процессами. В 80-е годы под *SCADA*-системами чаще понимали программно-аппаратные комплексы сбора данных реального времени. С 90-х годов термин *SCADA* больше используется для обозначения только программной части человеко-машинного интерфейса АСУ ТП.

Основные задачи, решаемые *SCADA*-системами:

– обмен данными с УСО (устройства связи с объектом, то есть с промышленными контроллерами и платами ввода/вывода) в реальном времени через драйверы;

– обработка информации в реальном времени;

– логическое управление;

– отображение информации на экране монитора в удобной и понятной для человека форме;

– ведение базы данных реального времени с технологической информацией;

– аварийная сигнализация и управление тревожными сообщениями;

– подготовка и генерирование отчетов о ходе технологического процесса;

– осуществление сетевого взаимодействия между *SCADA* и ПК;

– обеспечение связи с внешними приложениями (СУБД, электронные таблицы, текстовые процессоры и т. д.). В системе управления предприятием такими приложениями чаще всего являются приложения, относимые к уровню *MES*;

– *SCADA*-системы позволяют разрабатывать АСУ ТП в клиент-серверной или в распределенной архитектуре.

SCADA-система обычно содержит следующие подсистемы:

1) Драйверы или серверы ввода-вывода - программы, обеспечивающие связь *SCADA* с промышленными контроллерами, счётчиками, АЦП и другими устройствами ввода-вывода информации.

2) Система реального времени - программа, обеспечивающая обработку данных в пределах заданного временного цикла с учетом приоритетов.

3) Человеко-машинный интерфейс (*HMI*) - инструмент, который представляет данные о ходе процесса человеку оператору, что позволяет оператору контролировать процесс и управлять им. Программа-редактор для разработки человеко-машинного интерфейса.

4) Система логического управления - программа, обеспечивающая исполнение пользовательских программ (скриптов) логического управления в *SCADA*-системе. Набор редакторов для их разработки.

5) База данных реального времени - программа, обеспечивающая сохранение истории процесса в режиме реального времени.

6) Система управления тревогами - программа, обеспечивающая автоматический контроль технологических событий, отнесение их к категории нормальных, предупреждающих или аварийных, а также обработку событий оператором или компьютером.

7) Генератор отчетов - программа, обеспечивающая создание пользовательских отчетов о технологических событиях. Набор редакторов для их разработки.

8) Внешние интерфейсы - стандартные интерфейсы обмена данными между *SCADA* и другими приложениями. Обычно *OPC*, *DDE*, *ODBC*, *DLL* и т. д.

SCADA-система *TRACE MODE* 6 (*Adastra Research Group, LTD*) предназначена для автоматизации промышленных предприятий, энергетических объектов, интеллектуальных зданий, объектов транспорта, систем энергоучета и т.д. Масштаб систем автоматизации, создаваемых в *TRACE MODE*, может быть любым – от автономно работающих управляющих контроллеров и рабочих мест операторов (АРМ) до территориально распределенных систем управления, включающих десятки контроллеров и АРМ, обменивающихся данными с использованием различных коммуникаций – локальной сети, интранета/интернета, последовательных шин на основе *RS*232/485, выделенных и коммутируемых телефонных линий, радиоканалов и *GSM*/*GPRS*-сетей. Причем, благодаря наличию в составе *TRACE MODE* 6 компонентов *T-Factory.exe*, появляется возможность комплексной автоматизации управления как технологическими, так и бизнес-процессами производства для достижения высокой экономической эффективности и быстрого возврата инвестиций.

TRACE MODE 6 располагает встроенными драйверами, позволяющими подключать более 2500 наименований устройств ввода/вывода – программируемых логических контроллеров, удаленных УСО, плат ввода/вывода и промышленных сетей. Поддержка спецификаций *OPC DA* и *HDA*, протоколов *DDE* и *NetDDE*, а также открытый формат драйвера ввода/вывода и возможность прямого обращения к динамическим библиотекам (*DLL*) средствами языка программирования *ST* определяют широкие возможности по включению в состав систем автоматизации, разрабатываемых в *TRACE MODE*, разнообразного оборудования и обмену данными с внешними приложениями.

Системы, создаваемые в *TRACE MODE* 6, могут быть как информационно-измерительными (мониторинг), так и управляющими (НЦУ). Архитектура таких систем в свою очередь может быть как централизованной, так и распределенной, в зависимости от заданных требований.

Особое место отводится системам, использующим свободно-программируемые контроллеры *(PC-based* и/или *PAC*-контроллеры), поскольку в этом случае в *TRACE MODE* 6 применяется единый инструмент создания информационного и математического обеспечения, как для АРМ верхнего уровня, так и для контроллеров, реализующих нижний уровень в иерархии систем автоматизации. Использование технологии автопостроения и подход к разработке проекта распределенной системы автоматизации как единого проекта существенно повышают производительность труда разработчиков систем, значительно уменьшая долю рутинных ручных операций и снижая количество ошибок, неизбежных в больших проектах.

Надежный и высокопроизводительный обмен данными между контроллерами и АРМ в *TRACE MODE* 6 обусловлен использованием логического сетевого протокола *I-Net* (поверх *TCP/IP*), или *M-Link*. Хранение и доступ к накапливаемой информации реализуются через мощную систему архивирования технологических параметров СУБД РВ *SIAD* 6.

Динамические характеристики и надежность создаваемого в *TRACE MODE* программного обеспечения позволяют применять разработанные системы автоматизации в таких отраслях промышленности, как нефтехимия, металлургия, энергетика, машиностроение, коммунальное хозяйство, пищевая промышленность, транспорт, а также при проведении научных исследований.

Программная среда *TRACE MODE* 6 подразделяется на интегрированную среду разработки и исполнительные модули (исполнительную среду).

Инструментальная система *TRACE MODE* (среда разработки) устанавливается на рабочем месте инженера-разработчика АСУ и предназначена для создания системы автоматизации и отладки всех ее компонентов. Сохраняемое в файл с расширением **.prj* описание создаваемой системы автоматизации является проектом *TRACE MODE*.

Исполнительные модули TRACE MODE (среда исполнения) предназначены для запуска проекта в реальном времени, т.е. для эксплуатации на действующем объекте автоматизации. Основным исполнительным модулем *TRACE MODE* для АРМ является монитор реального времени (МРВ), реализующий такие основные функции, как непрерывный сбор данных, их математическую обработку и визуализацию. Для запуска проекта в контроллерах используются исполнительные модули МикроМРВ, которые различаются по типу контроллеров (разрядность процессора, операционная система, использование сетевого взаимодействия и др.).

Каждому компьютеру/контроллеру, запускаемому под управлением исполнительного модуля в проекте *TRACE MODE*, сопоставлен отдельный узел. Максимальное количество узлов в проекте – 255.

В рамках узла создаются каналы – основные информационные единицы для ввода и первичной обработки данных. Каналы в рамках узла могут объединяться в группы, группы могут содержать подгруппы, образуя иерархическую информационную структуру произвольной вложенности. Каналы разделяются на классы в зависимости от типа обрабатываемых данных, например, для целочисленных – *HEX*16 и *HEX*32, для вещественных – *FLOAT* и *DOUBLE FLOAT*.

Каналы содержат атрибуты. Атрибуты каналов могут быть вычисляемыми в реальном времени и не вычисляемыми, общими и специализированными, т.е. отражающими специфику класса канала.

Атрибуты канала, задаваемые при редактировании в ИС это Базовое имя, Комментарий, Кодировка. Они являются общими атрибутами каналов всех классов.

Атрибуты «Верхний предел», «Нижний предел» – не вычисляемые специализированные аргументы канала класса *FLOAT*, атрибут «Достоверность» является вычисляемым атрибутом, индицирующим в реальном времени состояние обмена данными с аппаратурой для каналов класса *HEX*16 и *FLOAT*. Значения не вычисляемых атрибутов можно изменять в реальном времени, например, варьировать параметры внутренней обработки в канале класса *FLOAT* с помощью атрибутов «Множитель» и «Смещение» для выполнения линейного преобразования – перехода от кодов АЦП к физическим величинам и т.д.

Различают два типа каналов – *INPUT* и *OUTPUT*. В общем случае каналы типа *INPUT* могут получать информацию от источников данных, каналы типа *OUTPUT* – посылать управляющие воздействия в приемники данных.

Источники и приемники данных представляют собой описатели точек ввода-вывода, то есть связей с контроллерами, платами УСО, интеллектуальными датчиками и т.д. Каждая точка ввода-вывода может быть одним аналоговым сигналом или группой (до 16-ти) дискретных сигналов.

Связи с тэгами во внешних *OPC*-серверах и программными компонентами по протоколам *DDE/NetDDE* также относятся к точкам ввода-вывода.

Такие компоненты проекта как экраны, программы, связи с внешними реляционными СУБД и документы разрабатываются как шаблоны. Для связи шаблонов с атрибутами каналов используются аргументы. Вызов шаблонов в узлах проекта осуществляется с помощью специализированных каналов класса *CALL* (Вызов). Один шаблон может быть вызван многократно на разных узлах с передачей в аргументы различных атрибутов различных каналов. Допустимы связи между аргументами вызываемых шаблонов, если они заданы в рамках одного узла.

Для повторного использования в последующих проектах любых компонентов проекта – шаблонов экранов, программ, связей с СУБД, документов, источников/приемников и узлов в целом предназначена пользовательская библиотека.

Количество проектов, разрабатываемых с помощью одной инструментальной системы *TRACE MODE*, как и время работы в ней не ограничены.

В состав инструментальной системы *TRACE MODE* 6 входят:

1) Интегрированная среда разработки *TRACE MODE* 6 *IDE* (файл *tmdevenv.exe*).

2) Профайлеры – отладочные МРВ (файл *rtc.exe* – с поддержкой графических экранов. Файл *rtmg*32.*exe* – без поддержки графических экранов).

3) Бесплатный набор драйверов устройств ввода\вывода.

4) Библиотека компонентов – файл *tmdevenv.tmul* и набор ресурсов – обои, логотипы, анимации в каталоге *Lib* папки инструментальной системы.

5) Электронная документация (встроенная справочная система).

6) Демонстрационные проекты *TRACE MODE* (примеры систем автоматизации, основанные на имитации технологического процесса).

Создание проекта АСУ осуществляется в единой интегрированной среде разработки (ИС) *TRACE MODE* 6, работающей под управлением операционной системы *MS Windows*. Операции по созданию компонентов проекта, их редактированию и установлению взаимосвязей между ними выполняются в навигаторе проекта ИС. Разрабатываемый проект представляется в виде дерева компонентов. Создание дерева проекта облегчается применением различных технологий автопостроения.

При создании программ, экранов, связей с СУБД, документов и других компонентов вызываются соответствующие редакторы. Разработанные шаблоны могут быть применены для повторного использования, как в текущем проекте, так и в последующих при условии их сохранения в пользовательской библиотеке компонентов.

Конечным результатом работы инструментальной системы *TRACE MODE* 6 является набор файлов, предназначенных для исполнения задач АСУ в мониторах реального времени на АРМ и в контроллерах. В рассматриваемых далее случаях в качестве МРВ для АРМ будет использоваться профайлер с поддержкой графических экранов *rtc.exe*, а для контроллера – без поддержки графических экранов *rtmg*32.*exe*, расположенные в директории инструментальной системы *TRACE MODE* 6. Профайлер позволяет запускать на компьютере с установленной инструментальной системой один узел разработанного проекта. Узлы проекта, запущенные в отладчиках *TRACE MODE* 6 на разных компьютерах, могут обмениваться данными как по сети, так и по последовательным коммуникациям. На одном компьютере с несколькими сетевыми адаптерами, соединенными через *hub* или *switch*, можно одновременно запускать соответствующее количество узлов, обменивающихся данными по сети. На одном компьютере с несколькими последовательными портами, соединенными соответствующим образом (для двух – нуль-модемным кабелем), можно запускать также несколько узлов, обменивающихся данными по интерфейсам *RS*232/485.

Порядок выполнения лабораторной работы

В лабораторной работе студентам предлагается вариант системы автоматизации *SCADA*-система *TRACE MODE* + программируемый контроллер ПЛК160.

Порядок выполнения лабораторной работы заключается в следующем:

1) Конфигурирование устройства и разработка управляющей программы.
2) Разработка и настройка в инструментальной среде следующих компонентов:
- системы визуализации (экрана контроля и управления);
- области «Источники/приёмники»;
- области «Каналы»;
- привязка источников к каналам.
3) Создание исполнительного файла для среды исполнения.
4) Отладка.

Порядок разработки системы автоматизации на базе *SCADA*-системы *TRACE MODE* и программируемого контроллера ПЛК160:

1) Программирование ПЛК160 в программной среде *CoDeSys* 2.3. Выполняется в соответствии с методическими указаниями к лабораторной работе №5.

Так как в рассматриваемом варианте обмен информацией между *SCADA*-системой *TRACE MODE* и программируемым контроллером ПЛК160 осуществляется посредством использования *OPC*-сервера, то в программном блоке *POU* необходимо только определить переменные, которые будут участвовать в обмене данными (рис. 31).

2) Далее необходимо настроить конфигурацию проекта для совместной работы с *OPC*-сервером *CoDeSys* 2.3:

– на вкладке «Ресурсы» найдите пункт «Настройки целевой платформы» (рис. 32);

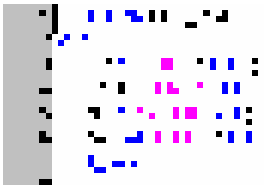


Рис. 31. Определение переменных программы

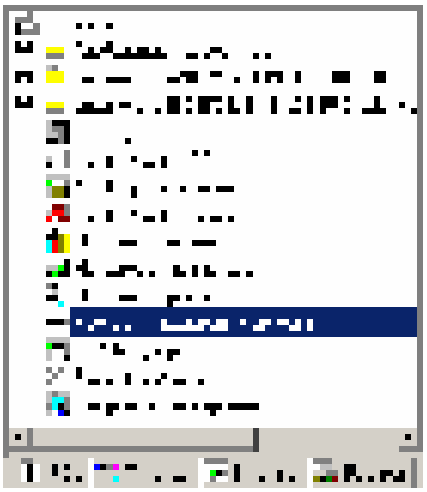


Рис. 32

– в появившемся окне в вкладке «Общие» установить галочку напротив пункта «Загружать символьный файл» (рис. 33);

– выбрать в меню «Проект» пункт «Опции». В разделе «Символьная конфигурация» установить галочку напротив пункта «Создавать описания»;

– нажать кнопку «Настроить символьный файл». В открывшемся окне «Установка атрибутов объекта» выделить те переменные, с которыми нужно будет работать в *SCADA*-системе, и нажать кнопку «ОК» (рис. 34);

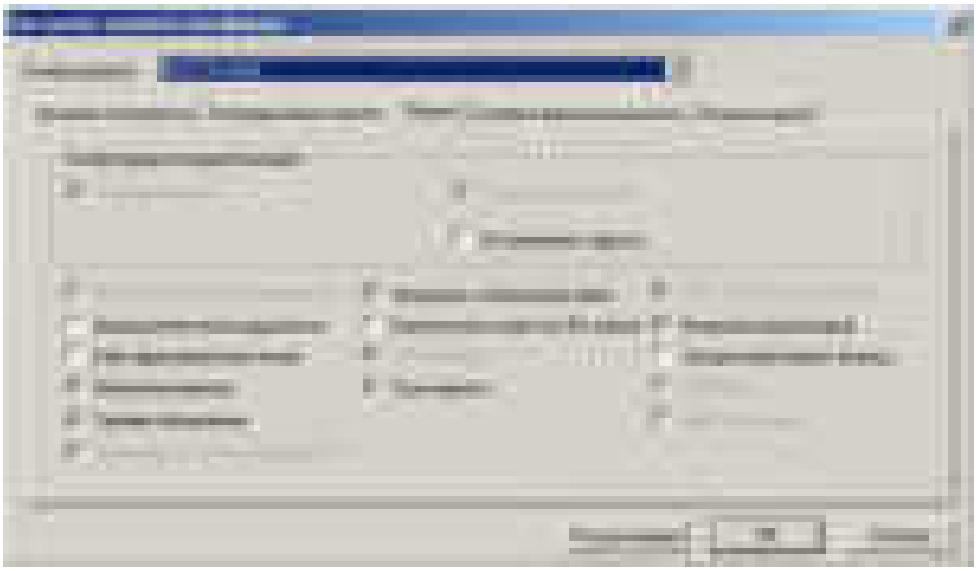


Рис. 33

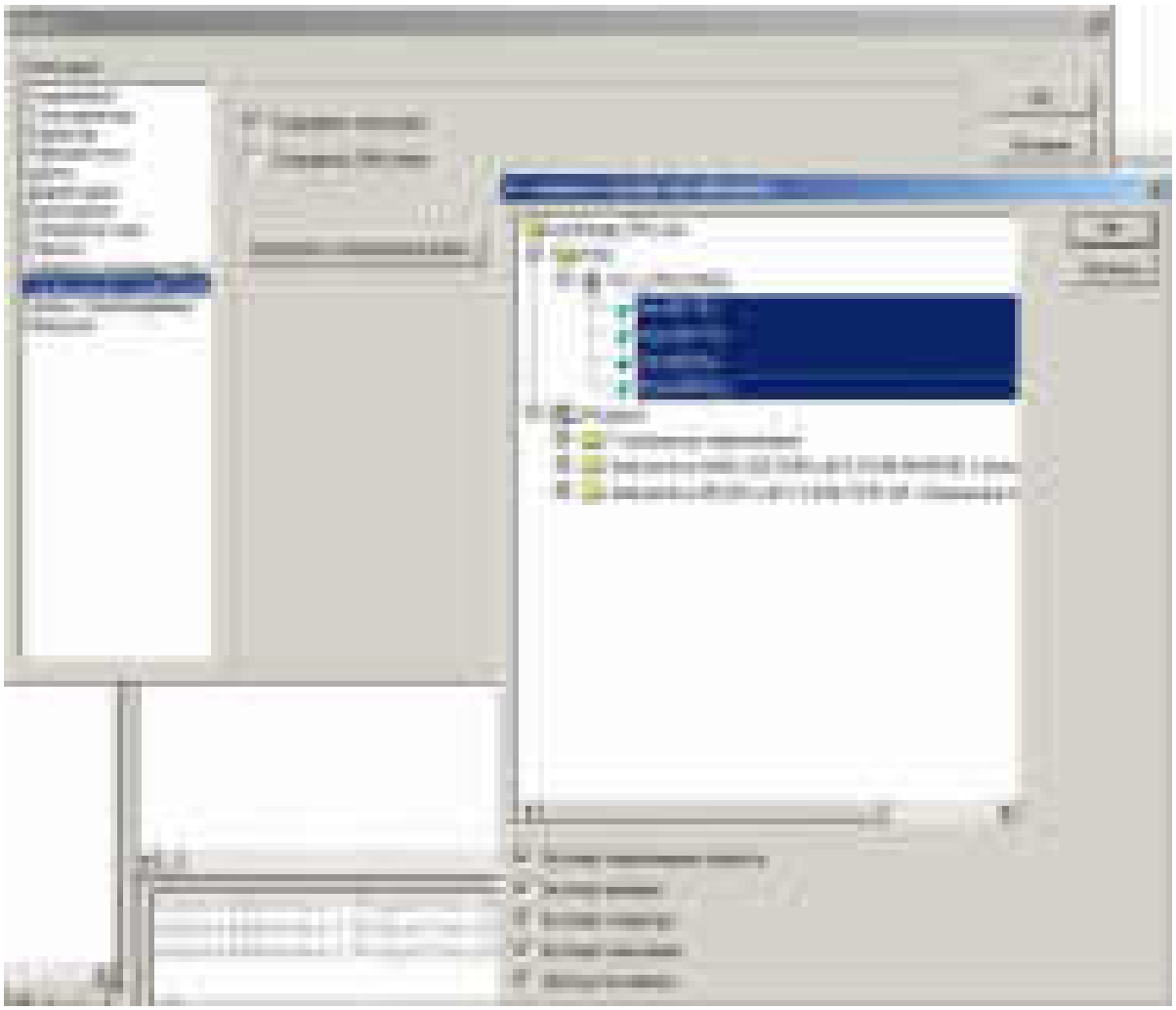


Рис. 34

– выполнить компиляцию проекта. Для этого выбрать в меню «Проекты» пункт «Компилировать все»;

– сохранить проект. Затем связаться с ПЛК, выбрав пункт «Подключение» в меню «Онлайн». После установки связи в меню «Онлайн» выбрать пункт «Создать загрузочный проект». Дождаться окончания загрузки проекта в ПЛК.

3) Конфигурирование *OPC*-сервера с помощью программы *OPC Configurator*:

– запустить программу *CoDeSys OPC Configurator* (рис. 35а). Это можно сделать через кнопку «Пуск» в Windows (Пуск → Программы → *3S Software* → *Communication* → *CoDeSys OPC Configurator*);

а) б)

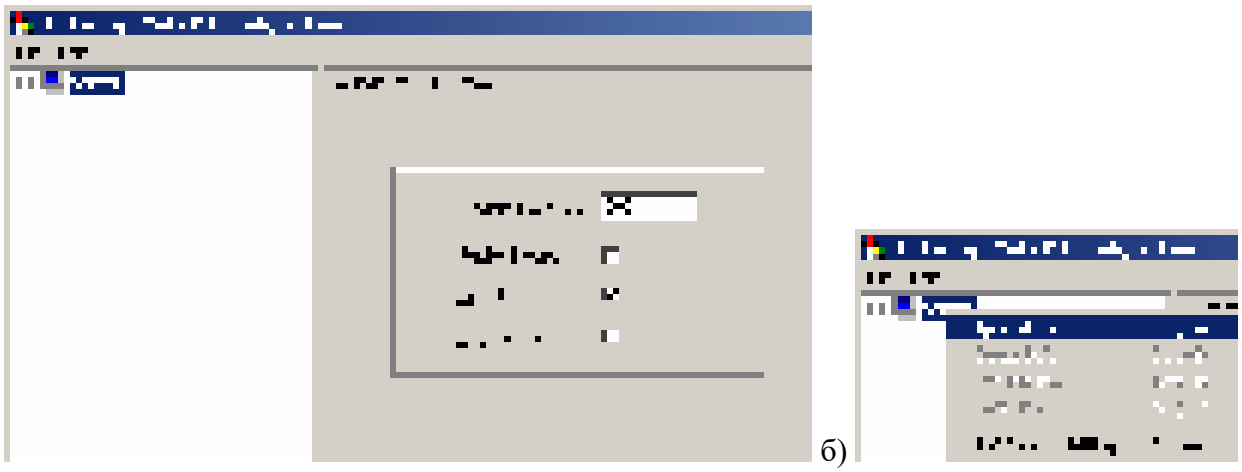


Рис. 35

– нажать правой кнопкой мыши на надписи «*Server*». В появившемся контекстном меню необходимо выбрать пункт «*Append PLC*» (рис. 35б). После этого в окне добавится значки и ;

– выделить и в появившемся поле ввода «*Project name*» ввести имя проекта, который был загружен в ПЛК (рис. 36);

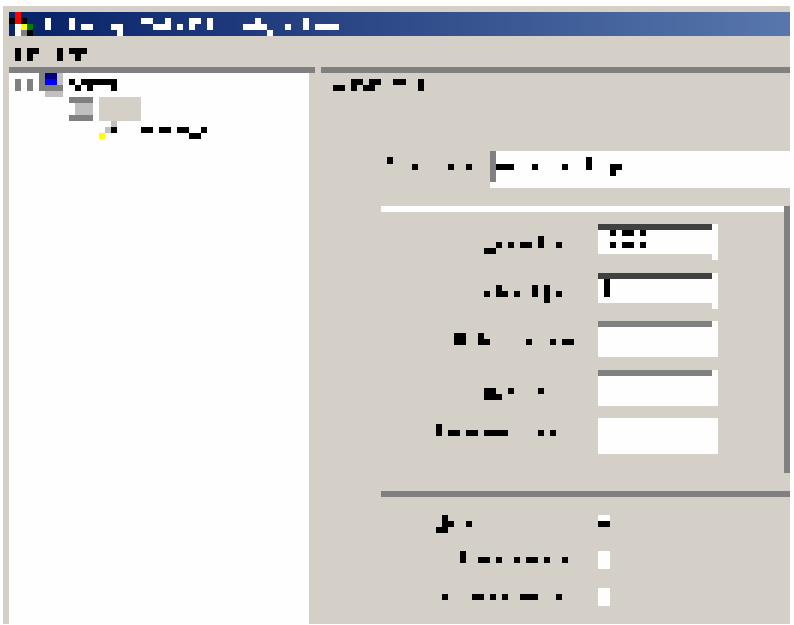


Рис. 36

– выделить значок [redacted] и нажать кнопку «*Edit*» (рис. 37). В появившемся окне необходимо выбрать интерфейс и параметры сетевого обмена между ПЛК и компьютером. Эта процедура аналогична настройке сетевого обмена с ПЛК, описанной в методических рекомендациях к лабораторной работе по изучению программируемого контроллера ПЛК160. После выполнения всех необходимых действий таблица, приведенная на рис. 37, будет заполнена значениями параметров сетевого обмена. После этого программу *CoDeSys OPC Configurator* можно закрыть. После выполнения всех этих действий данные из *OPC*-сервера можно использовать в *SCADA*-системе.

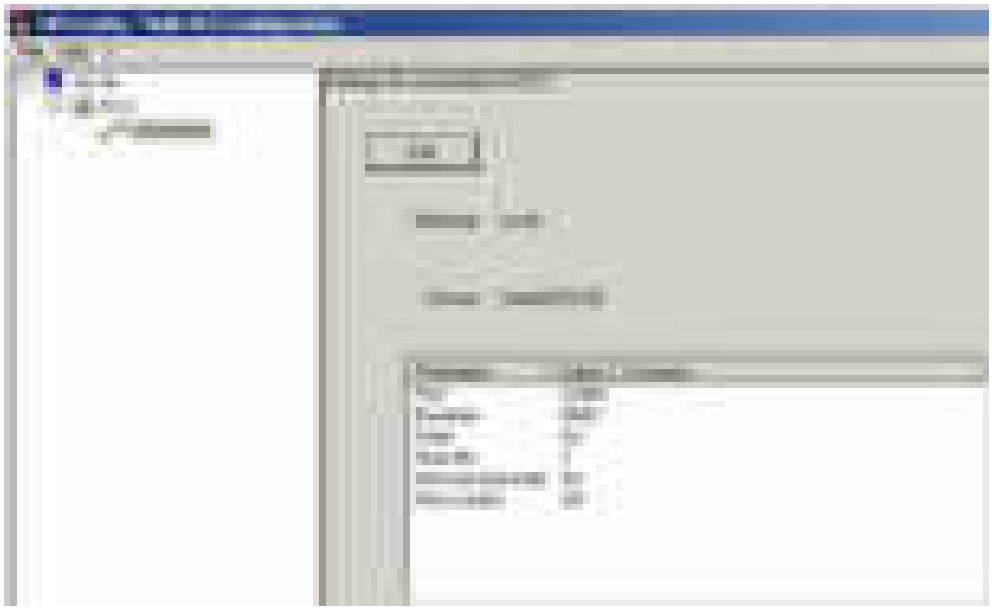


Рис. 37

4) Разработка исполнительной среды (исполнительного файла) *SCADA*-системы *TRACE MODE* выполняется в следующей последовательности:

– запустить инструментальную систему *TRACE MODE* 6 двойным щелчком левой кнопки мыши по иконке «*TRACE MODE*» рабочего стола *Windows* или из меню «Пуск»;

– в открывшемся окне выбрать *Файл* → *Новый*;

– в окне навигатора проекта представлены слои проекта. В слое «Система» создать новый узел *RTM*_1, нажав правую клавишу мыши и выбрав в открывшемся меню *Новый узел* → *RTM*;

– в созданном узле установить один экран. Для этого необходимо нажать правую клавишу мыши на узле *RTM*_1 и выбрать *Создать компонент* → *Экран*. Окно навигатора проекта примет вид, представленный на рис. 38;



Рис. 38. Внешний вид проекта

– дважды щелкнув левой клавишей мыши по элементу «Экран#1:1» открыть созданный экран. В нем, используя графические элементы «Кнопка» , выключатель , плоские фигуры и «Текст» , создать экран для визуализации обмена между *SCADA*-системой *TRACE MODE* и программируемым контроллером ПЛК160 (рис. 39);

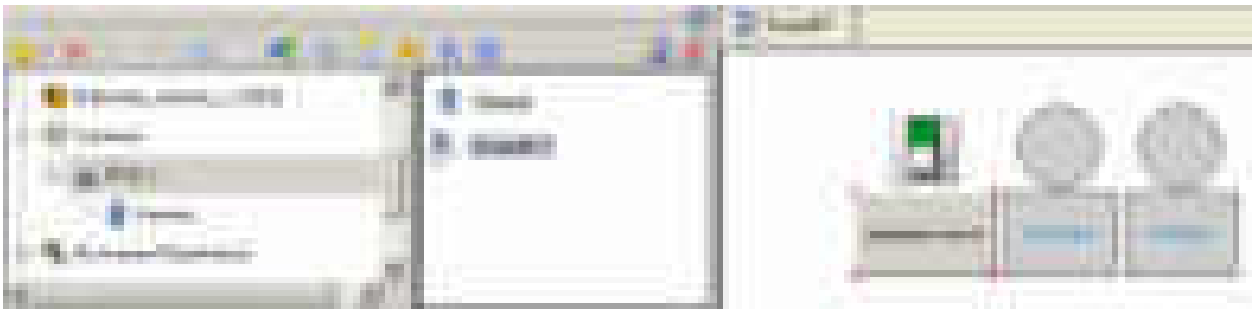
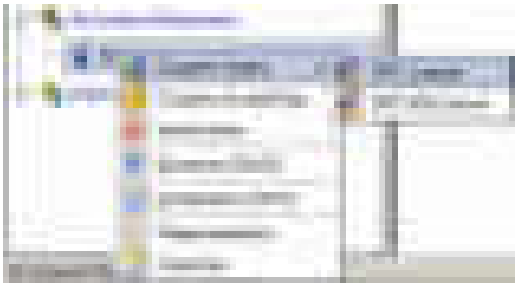


Рис. 39. Экран визуализации обмена между *SCADA*-системой и контроллером

– в слое «Источники/приемники» создать группу «*OPC*_1», для чего необходимо выбрать «Источники/приемники» и, нажав правой клавишей мыши, в открывшемся окне выбрать *Создать группу* → *OPC*;

– в группе «*OPC*_1» создать группу «*OPC* Сервер» (рис. 40а). Для этого необходимо выбрать «*OPC*_1» и, нажав правой клавишей мыши, в открывшемся окне выбрать *Создать группу* → *OPC* Сервер;

а) 

б)



в)

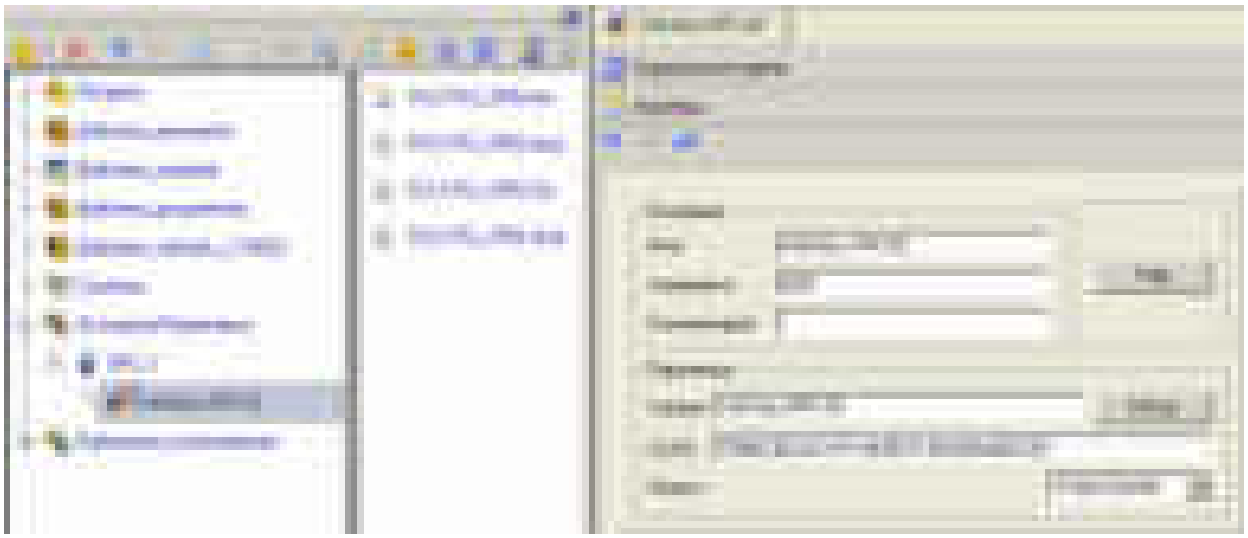


Рис. 40. Создание точек ввода/вывода в слое «Источники/приемники»

– правой клавишей мыши нажать на группе «*OPC*_Сервер_1» и в выпадающем меню выбрать пункт «Редактировать». В окне «Содержимое группы» (рис. 40б) в строке «Сервер» нажать кнопку «Обзор» и в открывшемся окне выбрать требуемый сервер *OPC – CoDeSys.OPC*.02. При выборе сервера в правой части окна отобразятся все созданные ранее переменные OPC. Необходимо установить галочку напротив требуемой переменной, после чего нажать «Готово». В результате этих действий в группе «*CoDeSys.OPC*.02» будет создано 4 точки ввода/вывода (рис. 40в);

– настроить свойства созданных точек ввода/вывода, для чего два раза щелкнуть левой клавишей мыши по необходимой точке ввода/вывода и в открывшемся окне задать настройки для точки в соответствии с табл. 13;

Таблица 13

№	Точка	Направление	Формат
1	*PLC*1:*PLC_PRG.Ain*	*Input*	Аналог
2	*PLC*1:*PLC_PRG.Aout*	*Output*	Аналог
3	*PLC*1:*PLC_PRG.Din*	*Input*	Дискрет
4	*PLC*1:*PLC_PRG.Dout*	*Output*	Дискрет

– создать каналы. Для этого для удобства необходимо открыть дополнительное окно навигатора, нажав кнопку «Открыть дополнительное окно навигатора» .

Используя указатель мыши последовательно перетащить созданные точки ввода/вывода в группу «Каналы» узла *RTM*_1 (рис. 41);

– открыв экран, в меню «Вид» выбрать «Аргументы экрана». В открывшееся окно последовательно перетащить созданные каналы (см. рис. 41), после чего созданные аргументы экрана привязать к элементам экрана, последовательно перетащив аргументы на изображения элементов в соответствии с табл. 14;

Таблица 14

№	Канал	Аргумент	Элементы экрана
1	*PLC*1:*PLC_PRG.Ain*	*PLC*1:*PLC_PRG.Ain_R*	Текст «получено»
2	*PLC*1:*PLC_PRG.Aout*	*PLC*1:*PLC_PRG.Aout_R*	Кнопка «передать число», текст «передано»
3	*PLC*1:*PLC_PRG.Din*	*PLC*1:*PLC_PRG.Din_R*	Объект «л2»
4	*PLC*1:*PLC_PRG.Dout*	*PLC*1:*PLC_PRG.Dout_R*	Выключатель, объект «л1»

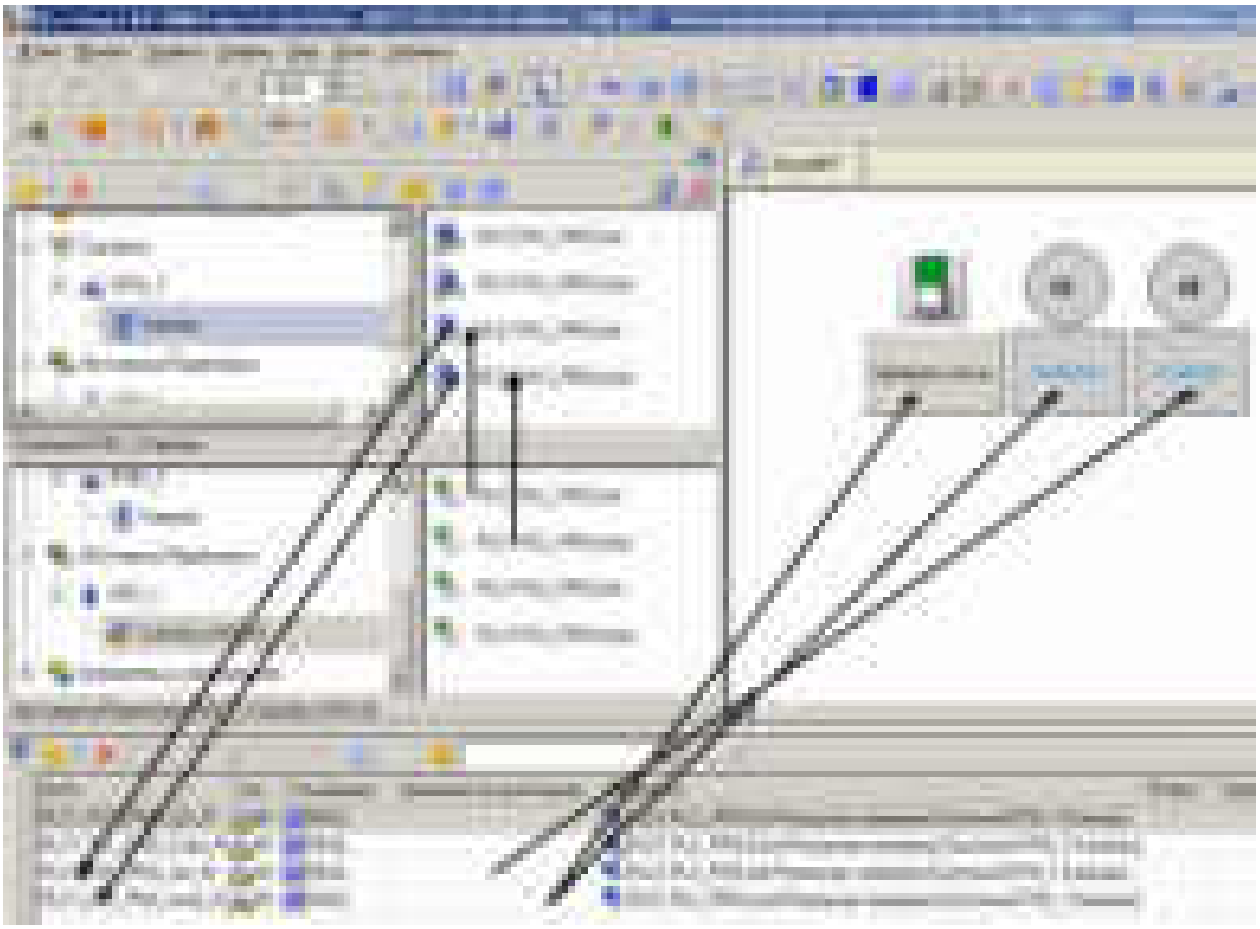


Рис. 41. Создание каналов и их привязка

– настроить свойства элементов экрана. Для этого дважды щелкнуть левой клавишей мыши по требуемому элементу. В открывшемся окне свойств для кнопки выбрать закладку «События» (рис. 42а), для выключателя, эллипса и текстового поля – «Общие свойства» (рис. 42б – 42г). Для кнопки необходимо настроить свойства передачи в закладке «Передать значение» в соответствии с табл. 14, для ламп – таблица 15, а для текстового поля в закладке «Текст» проверить правильность привязки элемента экрана и канала в соответствии с табл. 16;



Рис. 42. Настройка свойств графических элементов

Таблица 14

№	Графический элемент	Тип передачи	Результат	Значение
1	Кнопка «передать число»	Ввести и передать	*PLC*1:*PLC_PRG.Aout_R*	0

Таблица 15

№	Графический элемент	Функция	Вид индикации	Привязка	Константа
1	Объект «л1»	Заливка	*Arg = Const*	*PLC*1:*PLC_PRG.Dout_R*	1
2	Объект «л2»	Заливка	*Arg = Const*	*PLC*1:*PLC_PRG.Din_R*	1

Таблица 16

№	Графический элемент	Функция	Вид индикации	Привязка	Формат
1	Текст «передано»	Текст	Значение	*PLC*1:*PLC_PRG.Aout_R*	*generic*, *%g*
2	Текст «получено»	Текст	Значение	*PLC*1:*PLC_PRG.Din_R*	*generic*, *%g*

– выделить узел *RTM*_1 и нажать кнопку «Сохранить для МРВ»  на панели меню для создания исполнительного файла для монитора реального времени (МРВ). В результате выполнения этой процедуры в папке с фалом проекта должна появиться папка с таким названием, в которой располагается папка «*RTM*_1». В этой папке находится исполнительный файл для профайлера (исполнительной среды), имеющий имя «*Имя файла_0*».

3) Проверка правильности работы системы выполняется в следующей последовательности:

– подать питание на лабораторный стенд и используемые в лабораторной работе модули. При необходимости перевести программируемый контроллер ПЛК160 в режим «РАБОТА», нажав соответствующую кнопку на лицевой панели контроллера;

– запустить исполнительный файл дважды щелкнув по названию файла. В открывшемся окне для запуска профайлера необходимо нажать кнопку «Запуск»  ;

– используя кнопки на экране монитора, передать дискретное или числовое значение. На лицевой панели модуля должно отобразиться изменение состояний выходов контроллера. Аналогично проверить получение сигналов от контроллера: включая тумблеры на лицевой панели модуля, наблюдать изменение отображаемых значений в соответствующих числовых полях;

– при необходимости исправить ошибки, заново сохранить, нажав кнопку «Сохранить для МРВ» и проверить в профайлере.

Требования к отчёту

Отчет должен содержать:

1. цель работы;
2. описание технологической задачи по варианту, конфигурацию или технологическую схему автоматизированного объекта, обозначение переменных;
3. параметры программируемого контроллера введенные в него при конфигурировании;
4. проект для инструментальной среды SCADA-системы с коментариями.
5. описание методики и экспериментальной проверки работоспособности системы автоматизации;
6. выводы по работе.

Контрольные вопросы

1. Что означает термин «конфигурирование контроллера»?
2. В какой последовательности осуществляется конфигурирование ПЛК160?
3. В какой последовательности осуществляется разработка *SCADA*-проекта?
4. Как осуществляется обмен информацией между программируемым контроллером и *SCADA*-системой?
5. Как осуществляется конфигурирование *OPC*-сервера?
6. Как в лабораторной работе проверить правильность работы разработанной системы автоматизации?

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по учебно-методическому комплексу
_____ С.А.Упоров

Методические указания к выполнению лабораторных работ Часть 2

Б1.В.09.08 МИКРОПРОЦЕССОРНАЯ ТЕХНИКА В МЕХАТРОНИКЕ И РОБОТОТЕХНИКЕ

Специальность
21.05.04 Горное дело

Специализация
Мехатроника и робототехника промышленных комплексов

Одобрены на заседании кафедры
Технической механики
(название кафедры)
Зав. кафедрой _____
(подпись)
Волков Е. Б.
(Фамилия И.О.)
Протокол № 1 от 15.09.2023
(Дата)

Рассмотрены методической комиссией факультета
Горно-механического
(название факультета)
Председатель _____
(подпись)
Осипов П.А.
(Фамилия И.О.)
Протокол № 2 от 20.10.2023
(Дата)

Екатеринбург

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. ОБЩЕЕ ОПИСАНИЕ СТЕНДА 4
1.1 Назначение стенда 4
1.2 Состав 5
1.3 Технические характеристики стенда 5
2. ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ 6
2.1 Работа №1. Изучение бесконтактных датчиков технологической информации 6
2.2 Работа №2. Изучение дискретной системы управления двигателем постоянного тока на основе программируемого логического контроллера 10
2.3 Работа №3. Синтез и анализ алгоритмов управления мехатронной станцией сборки деталей 14

1. ОБЩЕЕ ОПИСАНИЕ СТЕНДА

1.1 Назначение стенда

Лабораторный стенд предназначен для изучения программируемого логического контроллера с объектом управления в виде мехатронного модуля – сборки деталей. Стенд позволяет изучить основы построения систем цикловой автоматики. Элементная база мехатронного модуля состоит из ленточного конвейера с электроприводом постоянного тока, модуля подачи базовых деталей, модулей подачи крышек из различного материала, пневматических толкателей и датчиков различного типа.

Внешний вид учебного комплекта представлен ниже (см. Рисунок 1).



Рисунок 1 – Внешний вид стенда ММ-СБ-НН

1.2 Состав

Лабораторный стенд включает в себя следующие компоненты (см. Таблица 1).

Таблица 1 – Состав

№	Наименование	Кол-во
1	Моноблок, содержащий: источник питания, программируемый логический контроллер, элементы индикации и управления	1 шт.
2	Мехатронный модуль сборки деталей	1 шт.
3	Модуль пульта симуляции	1 шт.
4	Компрессор	1 шт.
5	Ноутбук	1 шт.
7	Комплект кабелей и принадлежностей для проведения лабораторных работ	1 шт.
8	Техническое описание	1 шт.
9	Методические указания к проведению лабораторных работ	1 шт.

1.3 Технические характеристики стенда

Общие технические характеристики типового комплекта учебного оборудования представлены ниже (см. Таблица 2).

Таблица 2 – Технические характеристики

Параметр	Значение
Напряжение электропитания, В	220
Частота питающего напряжения, Гц	50
Потребляемая мощность, ВА	1600
Габаритные размеры, мм	480x600x650
Масса, кг	60 кг
Диапазон рабочих температур	+10…+35 ˚С
Относительная влажность воздуха, не более	80%

2. ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ

2.1 Работа №1. Изучение бесконтактных датчиков технологической информации

Цель работы

Приобретение опыта работы с устройствами детектирования, идентификации и управления.

Содержание работы

Дома, при подготовке к работе:

– Изучить назначение, технические характеристики пульта управления, основные узлы и возможности лабораторного стенда;

– Изучить описание мехатронного модуля, ознакомиться с характеристиками всех его элементов;

– Уделить особое внимание датчикам, которые применяются в мехатронном модуле;

В лаборатории:

– Закрепить полученные при подготовке к лабораторной работе знания на практике;

Общие сведения

Мехатронный модуль представляет собой набор узлов, пневматических и электрических компонентов, объединенных в единое мехатронное устройство, имитирующее участок сборки деталей.

Модуль содержит следующие устройства детектирования и идентификации:

1. Датчик втянутого положения штока цилиндра узла выдачи заготовок – магнитный концевой выключатель B1 типа – D-A93 (характеристики представлены в техническом описании стенда);

2. Датчик выдвинутого положения штока цилиндра узла выдачи заготовок – магнитный концевой выключатель B2 типа – D-A93 (характеристики представлены в техническом описании стенда);

3. Датчик наличия заготовок в магазине узла выдачи заготовок – световой барьер BQ1, типа – BF3RX-P (характеристики представлены в техническом описании стенда);

4. Датчик типа материала заготовки – индуктивный концевой выключатель B3 типа – ВБИ-М18-34У-1111-3 (характеристики представлены в техническом описании стенда);

5. Датчик наличия заготовки в зоне выдачи крышек – световой барьер BQ2, типа – BF3RX-P (характеристики представлены в техническом описании стенда);

6. Датчик наличия заготовки в зоне накопительного узла – диффузионный оптический датчик B4, типа – BEN300-DDT (характеристики представлены в техническом описании стенда);

7. Датчик наличия крышек в магазине узла выдачи крышек 1 – световой барьер BQ3, типа – BF3RX-P (характеристики представлены в техническом описании стенда);

8. Датчик наличия крышек в магазине узла выдачи крышек 2 – световой барьер BQ4, типа – BF3RX-P (характеристики представлены в техническом описании стенда);

Модуль содержит следующие устройства управления:

1. Подача заготовки на ленту из магазина узла выдачи заготовок – пневматический цилиндр двухстороннего действия YA1, типа – CD85N16-60-B, на штоке которого закреплен пластиковый толкатель (характеристики представлены в техническом описании стенда);

Управление пневмоцилиндрами осуществляется с помощью пневмораспределителей с электроуправлением PYA1 типа – SY3120-5LOU-C4-Q, закрепленном на пневмоострове

2. Пуск/стоп двигателя постоянного тока узла конвейера – двигатель постоянного тока с редуктором A1, типа – RB3500090-30Y02R, управляемого контроллером UT-DrDPT-M01 имеющий возможность реверса A2 (характеристики представлены в техническом описании стенда);

3. Комплектовка заготовки крышкой из магазина узла выдачи крышек 1 – пневматический цилиндр двухстороннего действия YA2, типа – CD85N16-60-B, на штоке которого закреплен пластиковый толкатель (характеристики представлены в техническом описании стенда);

Управление пневмоцилиндрами осуществляется с помощью пневмораспределителей с электроуправлением PYA2 типа – SY3120-5LOU-C4-Q, закрепленном на пневмоострове

4. Комплектовка заготовки крышкой из магазина узла выдачи крышек 2 – пневматический цилиндр двухстороннего действия YA3, типа – CD85N16-60-B, на штоке которого закреплен пластиковый толкатель (характеристики представлены в техническом описании стенда);

Управление пневмоцилиндрами осуществляется с помощью пневмораспределителей с электроуправлением PYA3 типа – SY3120-5LOU-C4-Q, закрепленном на пневмоострове

Ход работы

Для проведения данной лабораторной работы необходимо использовать мехатронный модуль – сборка деталей (Рисунок 2) и пульт ручного управления модулем (Рисунок 3).

1. Подключить мехатронный модуль (Терминал подключения к ПЛК *UT-CRP-M01*) к Пульту ручного управления;
2. Подавая сигналы с тумблеров пульта ручного управления зафиксировать срабатывание всех устройств управления;
3. Произвести требуемые воздействия для срабатывания устройств детектирования и идентификации и зафиксировать индикацию соответствующих светодиодов пульта симуляции.
4. Выполнить отчет о проделанной работе



Рисунок 2 – Мехатронный модуль – сборка деталей



Рисунок 3 – Пульт ручного управления модулем

2.2 Работа №2. Изучение дискретной системы управления двигателем постоянного тока на основе программируемого логического контроллера

Цель работы

Ознакомиться с принципом работы дискретной системы управления, изучить назначение и технические характеристики датчиков и устройств управления, приобрести навыки разработки алгоритма управления, а также программирования данной системы с применением специализированного программного обеспечения.

Содержание работы

Дома, при подготовке к работе:

– Изучить назначение, технические характеристики логического моноблока ОВЕН ПЛК160, основные узлы и возможности лабораторного стенда;

– Изучить систему команд и принципы программирования ПЛК160;

– Изучить описание мехатронного модуля, ознакомиться с характеристиками всех его элементов;

– Выполнить синтез системы автоматизации согласно выданному варианту задания;

– Составить программу для ввода в контроллер;

В лаборатории:

– Закрепить полученные при подготовке к лабораторной работе знания на практике;

– Отладить мехатронный модуль в ручном режиме;

– С помощью разработанного алгоритма выполнить управление мехатронной станции.

Общие сведения

Текущую работу рекомендуется выполнять после успешного завершения лабораторной работы №1 текущих методических указаний, подробное описание устройств детектирования, идентификации и управления переведено в лабораторной работе №1 и в техническом описании стенда.

Для проведения данной лабораторной работы необходимо использовать мехатронный модуль – сборка деталей (Рисунок 4) и лабораторный моноблок «ОВЕН ПЛК 160» (Рисунок 5).



Рисунок 4 – Мехатронный модуль – сборка деталей

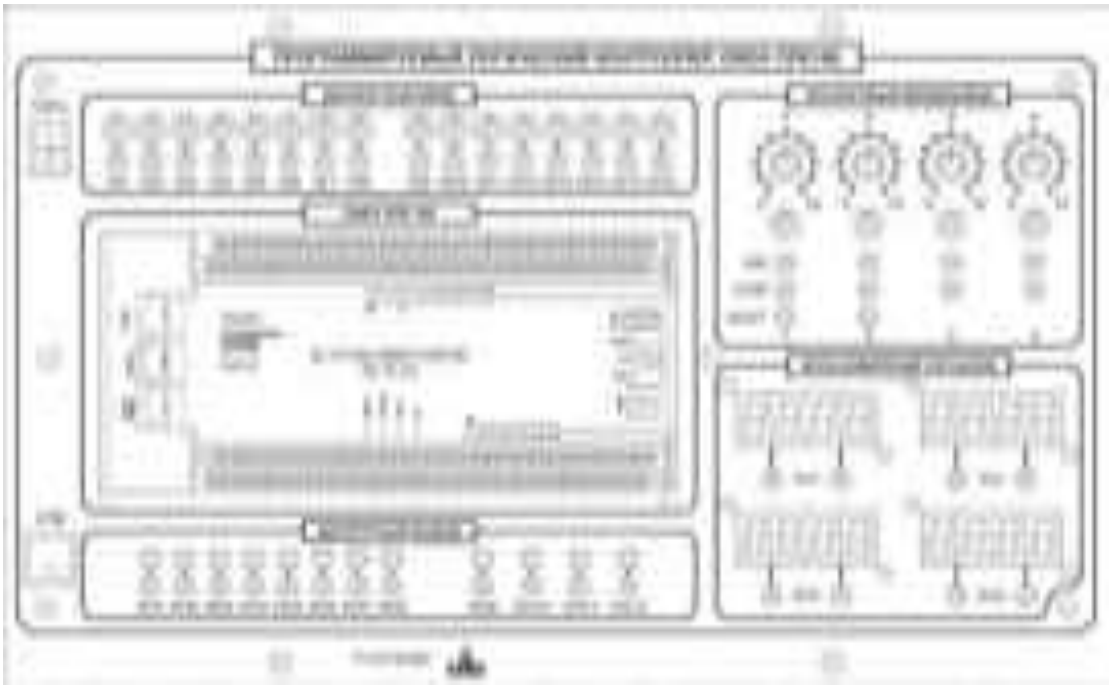


Рисунок 5 – Лабораторный моноблок «ОВЕН ПЛК 160»

Подключить мехатронный модуль (Терминал подключения к ПЛК *UT-CRP-M01*) к ПЛК (разъем X2, который находится на тыльной стороне кожуха моноблока «ОВЕН ПЛК 160»).

При подключении используется кабель 24Pin(M) – 24Pin(F).

В качестве датчика начального положения используется датчик типа материала заготовки – индуктивный концевой выключатель B3 типа – ВБИ-М18-34У-1111-3 (характеристики представлены в техническом описании стенда);

В качестве датчика конечного положения используется датчик наличия заготовки в зоне накопительного узла – диффузионный оптический датчик B4, типа – BEN300-DDT (характеристики представлены в техническом описании стенда);

Объект для перемещения – металлическая заготовка.

Ход работы

Выполнить подготовительные работы, установить металлическую деталь в начало конвейера и в соответствии со своим вариантом выполнить индивидуальное задание. Убедиться в правильности работы алгоритма.

Подготовить отчет о выполненной работе.

Таблица 3 – Варианты заданий

	Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3	Вариант 4
Пуск автоматического режима управления	DI16	DI15	DI14	DI13
Останов автоматического режима управления	DI13	DI14	DI15	DI16
Индуктивный датчик B3 (правый)	DI4	DI4	DI4	DI4
Диффузионный датчик B4 (левый)	DI6	DI6	DI6	DI6
Пуск двигателя A1	DO2	DO2	DO2	DO2
Реверс двигателя A2	DO3	DO3	DO3	DO3
Задержка *t*, сек	3	4	2	5
Кол-во циклов *k*	3	2	4	5

Варианты заданий

При подготовке к лабораторной работе студент должен в соответствии с таблицей (см. Таблица 3) выбрать свой вариант задания и заполнить коммутационную таблицу подключения мехатронного объекта к ПЛК.

Для заданного варианта необходимо разработать алгоритм его решения и составить программу для контроллера ОВЕН ПЛК160.

Запустить программу в работу и убедиться в правильности ее работы. При наличии ошибок в работе устранить их и продемонстрировать преподавателю работу правильно функционирующей программы. Подготовить отчет о выполненной работе.

Вариант 1 и 2.

После включения тумблера «Пуск автоматического режима управления» программа переходит в режим ожидания заготовки правым датчиком. После появления заготовки в поле зрения датчика, лента конвейера перемещает её до левого датчика и ожидает t секунд. Затем конвейер возвращает заготовку в исходное место. Данный цикл повторяется k раз.

Вариант 3 и 4

После включения тумблера «Пуск автоматического режима управления» программа переходит в режим ожидания заготовки правым датчиком. После появления заготовки в поле зрения датчика, лента конвейера перемещает её до левого датчика и сразу же возвращает в исходное место. По истечении t секунд цикл повторяется. Данный цикл повторяется k раз.

2.3 Работа №3. Синтез и анализ алгоритмов управления мехатронной станцией сборки деталей

Цель работы

Ознакомиться с принципом работы дискретной системы управления, изучить назначение и технические характеристики датчиков, приобрести навыки разработки алгоритма управления, а также программирования данной системы с применением специализированного программного обеспечения.

Содержание работы

Дома, при подготовке к работе:

– Изучить назначение, технические характеристики логического моноблока ОВЕН ПЛК160, основные узлы и возможности лабораторного стенда;

– Изучить систему команд и принципы программирования ПЛК160;

– Изучить описание мехатронного модуля, ознакомиться с характеристиками всех его элементов;

– Выполнить синтез системы автоматизации согласно выданному варианту задания;

– Составить программу для ввода в контроллер;

В лаборатории:

– Закрепить полученные при подготовке к лабораторной работе знания на практике;

– Отладить мехатронный модуль в ручном режиме;

– С помощью разработанного алгоритма выполнить управление мехатронной станции.

Общие сведения

Лабораторную работу №3 рекомендуется выполнять после успешного завершения работ №1 и №2.

Для проведения данной лабораторной работы необходимо использовать лабораторный моноблок «ОВЕН ПЛК 160» (Рисунок 6), мехатронный модуль – сборка деталей (Рисунок 7), пульт ручного управления модулем (Рисунок 8).

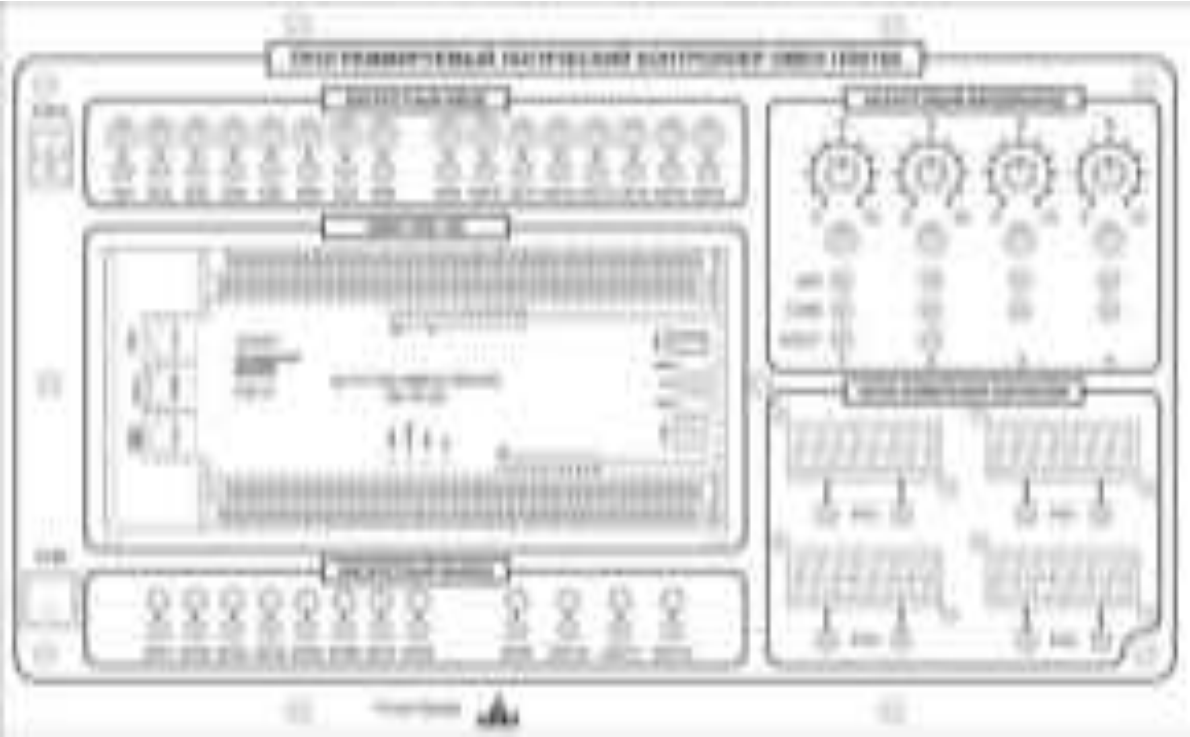


Рисунок 6 – Лабораторный моноблок «ОВЕН ПЛК 160»

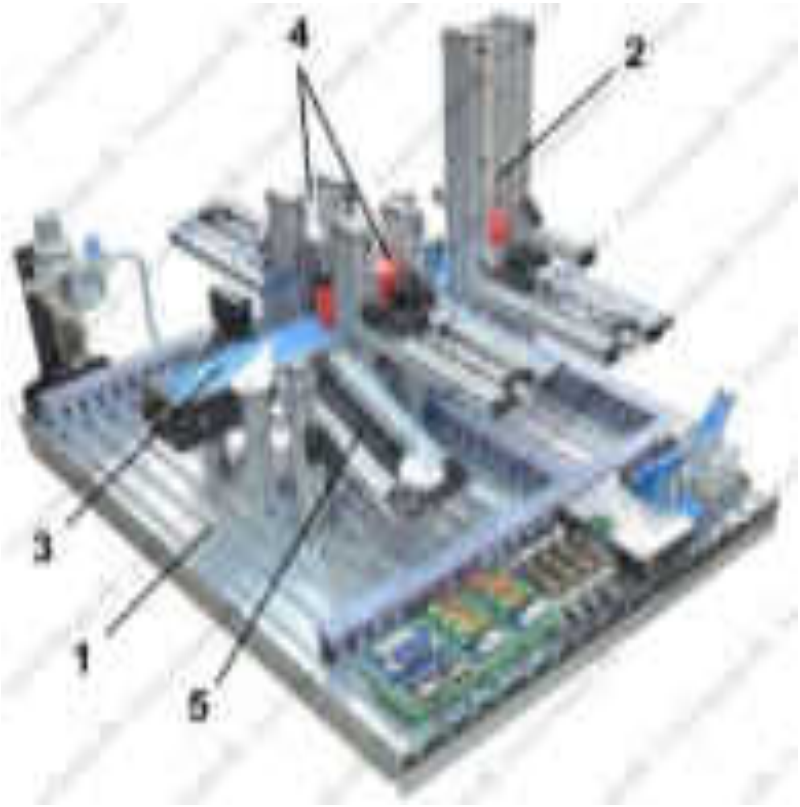


Рисунок 7 – Мехатронный модуль – сборка деталей



Рисунок 8 – Пульт ручного управления модулем

Для подключения мехатронного модуля (Терминал подключения к ПЛК *UT-CRP-M01*) к ПЛК используется разъем X2, который находится на тыльной стороне кожуха моноблока «ОВЕН ПЛК 160».

Для подключения мехатронного модуля (Терминал подключения к ПЛК *UT-CRP-M01*) к Пульту ручного управления используется разъем X1, который находится на тыльной стороне кожуха Пульта ручного управления.

При подключении используется кабель 24Pin(M) – 24Pin(F).

Порядок выполнения работы

Подключить питание к модулям, необходимым для выполнения лабораторной работы. После подключения питания следует выполнить отладку мехатронного модуля в ручном режиме, для этого:

– Подключить мехатронный модуль (Терминал подключения к ПЛК *UT-CRP-M01*) к Пульту ручного управления;

– Подавая сигналы с тумблеров пульта ручного управления (выходные сигналы) выполнить полный цикл в ручном режиме, убедиться в корректной работе датчиков в процессе работы (входные сигналы пульта ручного управления).

Полный цикл работы для мехатронного модуля сборка деталей: в узле выдачи заготовок находятся детали (металлические и пластмассовые красные/синие). При выдачи на конвейер металлической детали и при наличии крышки в узле накопления крышек 1 обеспечить выдачу крышки на деталь и ее последующий спуск в узел накопления деталей. При выдачи на конвейер

пластмассовой детали и при наличии крышки в узле накопления крышек 2 обеспечить выдачу крышки на деталь и ее последующий спуск в узел накопления деталей. При отсутствии необходимой крышки для детали – выполнить перемещение детали в узел накопления. Таблица датчиков и исполнительных элементов приведена в Приложении А технического описания стенда.

При успешном завершении полного цикла составить таблицу подключения устройств к терминалу подключения к ПЛК UT-CRP-M01 (Таблица 4).

Таблица 4 – Пример таблицы соответствия входных/выходных сигналов

Адрес	Комментарий
DI1	Датчик втянутого положения штока цилиндра УВЗ
….	….
DO1	Подача заготовки на ленту из магазина УВЗ
….	….

После проведения отладки мехатронного модуля в ручном режиме можно преступать к разработке алгоритма управления мехатронного модуля.

!В качестве примера будет рассмотрен процесс создания алгоритма управления ленточным конвейером. Разработка алгоритма для мехатронной станции – сборка деталей является самостоятельной задачей для подгруппы. (Вариации исполнения цикла работы уточняются у преподавателя).

Разработка алгоритма управления

Разработка алгоритма управления разделяется на следующие этапы:
– Словесное описание полного цикла работы;
– Разработка функциональной схемы процесса;
– Составление таблицы соответствия адресов;
– Составление логических уравнений;
– Составление программы на одном из языков программирования;
– Отладка и проверка проекта на работоспособность.

Словесное описание полного цикла работы

Конвейер начинает работать при появлении детали в области срабатывания щелевого оптического датчика. В зависимости от материала изделия следует

выполнить следующую сортировку – металлические детали поместить в приемный лоток с помощью электрического стоппера, пластмассовые детали – перемещаются до конца конвейера. Определение металлических деталей происходит с помощью, установленного вначале конвейера, индуктивного датчика.

Разработка функциональной схемы процесса

Функциональная схема системы представлена ниже (см. Рисунок 9).

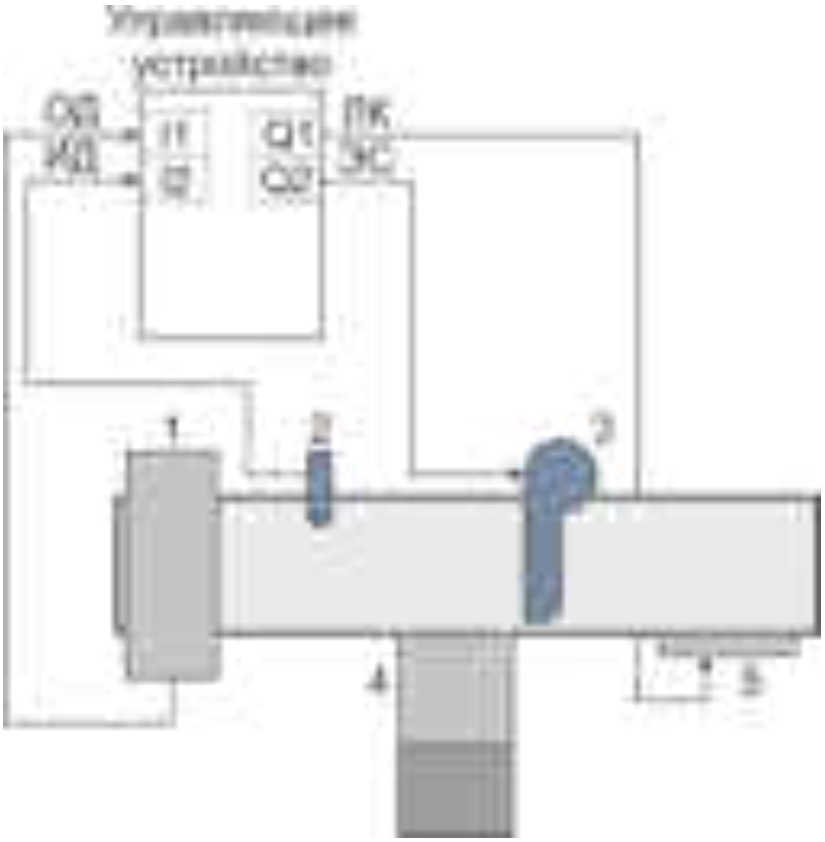


Рисунок 9 – Функциональная схема системы

На функциональной схеме изображается управляющее устройство и его выходные/выходные сигналы. Так же на схеме необходимо отобразить главные узлы технологического процесса, в данном случае: 1 – щелевой оптический датчик, 2 – индуктивный датчик, 3 – электрический стоппер, 4 – приемный лоток, 5 – двигатель ленточного конвейера.

Составление таблицы соответствия адресов

Для структурирования и удобности создания программы управления, необходимо составить таблицу соответствия адресов (Таблица 12).

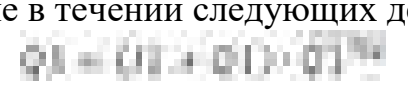
Таблица 5 – Таблица соответствия адресов

Адрес переменной	Имя переменной	Комментарий
I1	ОД	Сигнал с щелевого оптического датчика о наличии заготовки
I2	ИД	Сигнал с индуктивного датчика о наличии металлического объекта на конвейере
Q1	ЛК	Управляющий сигнал на двигатель ленточного конвейера
Q2	ЭС	Управляющий сигнал на электрический стоппер

Составление логических уравнений

Для реализации системы управления технологическим процессом необходимо составить логические уравнения в адресах или в буквенных обозначениях переменных (по усмотрению преподавателя) которые обеспечат корректное выполнение полного цикла работы. В примере будут приведены уравнения в адресах управляющего устройства.

1. При наличии детали в области срабатывания щелевого оптического датчика конвейер начинает свое движение в течении следующих девяти секунд



↓ – Задержка сигнала по заднему фронту, ↑ – по переднему.

2. При наличии сигнала с индуктивного датчика подается управляющий сигнал на электрический стоппер для помещения металлической детали в накопительный лоток.



Составление программы на одном из языков программирования

После написания логических уравнений следует создать проект в программной среде CODESYS для ПЛК160. Подробное описание создания проекта представлено в методических указаниях часть 1 и написать программу для последующей загрузки ее в контроллер. Программа написанная на языке ST, для загрузки в управляющее устройство имеет следующий вид (Рисунок 10).



Рисунок 10 – Алгоритм на языке ST для реализации требуемого цикла работы

Отладка и проверка проекта на работоспособность

Последний этап разработки проекта автоматизации – отладка и проверка проекта на работоспособность. Провести тестирование системы в нескольких циклах, убедиться в её корректной работе, при наличии ошибок – провести корректировку проекта.

Задание

Подробно ознакомиться с разобранным примером создания алгоритма управления мехатронным объектом. Выполнить все этапы разработки алгоритма автоматизации технологического процесса для мехатронной станции – сборка деталей. Написать отчёт о проделанной работе.

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по учебно-методическому комплексу
_____ С.А.Упоров

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЕ СТУДЕНТОВ

Б1.В.09.08 МИКРОПРОЦЕССОРНАЯ ТЕХНИКА В МЕХАТРОНИКЕ И РОБОТОТЕХНИКЕ

Специальность -
21.05.04 Горное дело
Специализация -
Мехатроника и робототехника промышленных комплексов

Одобрены на заседании кафедры	Рассмотрены методической комиссией факультета
Технической механики	Горно-механического
(название кафедры)	*(название факультета)*
Зав. кафедрой _____	Председатель _____
(подпись)	*(подпись)*
Волков Е. Б.	Осипов П.А.
(Фамилия И.О.)	*(Фамилия И.О.)*
Протокол № 1 от 06.09.2022	Протокол № 1 от 13.09.2022
(Дата)	*(Дата)*

ЕКАТЕРИНБУРГ

ЛЕКЦИЯ 1. 4

ВВЕДЕНИЕ. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ БОЛЬШИХ ИНТЕГРАЛЬНЫХ СХЕМ ДЛЯ МИКРОПРОЦЕССОРНЫХ КОМПЛЕКТОВ. 4

Микропроцессоры и микроконтроллеры 5

Микросхемы памяти 6

ЛЕКЦИЯ 2. 17

Программируемые логические интегральные схемы 17

Направление развития микроэлектронных компонентов вычислительных систем 21

ЛЕКЦИЯ 3. 21

АРХИТЕКТУРА И СТРУКТУРА МИКРОПРОЦЕССОРОВ. ЦИКЛ РАБОТЫ МИКРОПРОЦЕССОРА: ТИПЫ АДРЕСАЦИИ И СИСТЕМА КОМАНД. 21

Типы команд микропроцессоров. 21

Структурный параллелизм микропроцессоров 22

ЛЕКЦИЯ 4. 24

Структурные методы уменьшения времени доступа к памяти 24

CISC- и RISC- процессоры. 30

ЛЕКЦИЯ 5. 35

Методы ускорения переключения контекста процессора 35

Стандартизация архитектур микропроцессоров 36

ЛЕКЦИЯ 6. 38

ILP ПРОЦЕССОРЫ 38

Архитектура ILP- процессоров 38

Суперскалярные процессоры 40

VLIW-процессоры. 47

EPIC-процессоры. 48

Направления развития ILP архитектуры. 49

ЛЕКЦИЯ 7. 50

МУЛЬТИСКАЛЯРНЫЕ ПРОЦЕССОРЫ 50

Мультискалярная модель выполнения программы. 50

Мультискалярные программы. 54

Мультискалярные аппаратные средства. 56

Преимущества мультискалярной архитектуры. 57

ЛЕКЦИЯ 8. 58

ОРГАНИЗАЦИЯ ИНТЕРФЕЙСА МП УСТРОЙСТВ С ВНЕШНИМИ УСТРОЙСТВАМИ И ПАМЯТЬЮ. ВСТРОЕННЫЕ МИКРОПРОЦЕССОРНЫЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ. 58

ЛЕКЦИЯ 9. 62

ОДНОКРИСТАЛЬНЫЕ МИКРО-ЭВМ. 62

Общие сведения об однокристальных микроЭВМ семейства МК48. 63

Однокристальные микро-ЭВМ семейства МК51. 65

Структура микроконтроллеров семейства MCS-x96. 74

Периферийные устройства микроконтроллеров семейства MCS-x96. 76

ЛЕКЦИЯ 10. 78

Преимущества регистр-регистровой архитектуры 78

Блок-схема микроконтроллера MCS-196. 80

Регистровый файл 83

Особенность организация памяти микроконтроллеров MCS-196 84

Возможности подключения внешней памяти и внешних устройств ввода/вывода 86

ЛЕКЦИЯ 11. 87

ПРИМЕНЕНИЕ МИКРОПРОЦЕССОРОВ В ПРИВОДАХ МЕХАТРОННЫХ СИСТЕМ. ПРИМЕРЫ МП ПРИВОДОВ СОВРЕМЕННЫХ СИСТЕМ. 87

Пример МК-системы на основе ОМЭВМ семейства МК51. 87

Унифицированная структура силовой части статических преобразователей частоты для широкого класса приводов переменного тока. 89
Универсальный контроллер для встроенных применений 93
Выводы 97

ЛЕКЦИЯ 12. 98

МУЛЬТИПРОЦЕССОРНЫЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ. ТРАНСПЬЮТЕРЫ - ЭЛЕМЕНТНАЯ БАЗА МУЛЬТИПРОЦЕССОРНЫХ СИСТЕМ 98
Основные особенности транспьютеров 98
Архитектура и структура транспьютеров фирмы Inmos 99

ЛЕКЦИЯ 13. 109
Транспьютер Т9000 109
Транспьютероподобные микропроцессоры серии "Квант" 110

Лекция 1.

Введение. ***Основные типы больших интегральных схем для микропроцессорных комплектов.***

Особая роль в совершенствовании систем автоматического управления в настоящее время принадлежит микроэлектронике и микропроцессорной технике, использование которых в САУ обеспечивает не только улучшение точностных характеристик, повышение отказоустойчивости, обеспечение стабильности функционирования, но и придает САУ принципиально новых свойств, таких, как гибкость и перестраиваемость структуры, адаптивность, способность решать вычислительные и логические задачи, самоконтроль и т.д.

Использование микропроцессоров в САУ требует решения целого ряда задач, специфика которых обусловлена как распределенным управлением в реальном масштабе времени, так и цифровым характером обрабатываемой информации. В связи с этим требуется подготовка специалистов обладающими знаниями и опытом по разработке и эксплуатации микропроцессорных систем различного назначения: информационных, связанных, вычислительных, управляющих и т.д.

Изучение такой интенсивно развивающейся и наукоемкой предметной области, как микроэлектроника, и микропроцессорная техника в частности - задача весьма интересная и сложная, требующая постоянного совершенствования и пополнения получаемых знаний и знакомства со смежными научно-техническими областями. Для эффективного решения прикладных задач любой современный специалист, профессионально связанный с вычислительной техникой, должен иметь адекватное представление о состоянии и перспективах развития ее элементной базы.

Создание фирмой Intel первого микропроцессора в 1971 году положило начало эпохе компьютеризации. "Благодаря микропроцессорам компьютеры стали массовым, общедоступным продуктом", - заявил Тед Хофф (Ted Поп), один из изобретателей первого микропроцессора. Его имя, вместе с именами его коллег - Федерико Феджина (Federico Faggin) и Стена Мейзора (Stan Mazor), внесено в список лауреатов Национального зала славы изобретателей США, а само изобретение признано одним из величайших достижений XX века.

За чуть более чем четверть вековую историю микропроцессоры прошли поистине гигантский путь. Первый чип Intel 4004 работал на частоте 750 КГц, содержал 2300 транзисторов и стоил около $200. Производительность его оценивалась в 60 тыс. операций в секунду. На сегодняшний день рекордные показатели принадлежат микропроцессорам Pentium 4 и составляют: 3,46 ГГц, 55 млн. транзисторов, и около $650 соответственно.

Такое интенсивное развитие технологий в обществе, где основным предметом труда становится информация, является следствием растущего спроса на новые орудия труда - компьютеры. На сегодняшний день компьютеризация является одним из главных направлений научно-

технического прогресса и концентрированным его выражением. Количество и качество производимых в стране компьютеров, степень насыщенности вычислительной техникой самых разных отраслей становится одним из основных критериев ее экономического и военного потенциала.

В формируемом ежегодно в США группой экспертов перечне "критических технологий", охватывающем практически все направления производства, исследований и разработок, оказывающих влияние на военный и экономический статус страны, микроэлектронные технологии традиционно занимают первое место.

В микропроцессорах - наиболее сложных микроэлектронных устройствах - воплощены самые передовые достижения инженерной мысли. В условиях свойственной данной отрасли производства жесткой конкуренции и огромных капиталовложений, выпуск каждой новой модели микропроцессора - так или иначе связан с очередным научным, конструкторским, технологическим прорывом.

Современная элементная база - сверхбольшие интегральные схемы (СБИС), характеризуется большим числом транзисторов на кристалле и относительно малым числом выводов у корпуса. Поэтому БИС адекватны построению логически законченных устройств.

Различные выполняемые функции и сферы применения обусловили специализацию СБИС. Достаточно условно их можно разделить на следующие классы:

1) СБИС с аппаратной реализацией алгоритмов обработки данных:

микропроцессоры универсальные и сигнальные, а также микроконтроллеры, включая интерфейсные схемы для образования мультипроцессорных систем;

2) микросхемы памяти: статические и динамические;

3) программируемые логические интегральные схемы (ПЛИС).

Микропроцессоры и микроконтроллеры

Универсальные микропроцессоры предназначаются для применения в вычислительных системах: персональных ЭВМ, рабочих станциях, а в последнее время и в массово-параллельных супер-ЭВМ. Основной их характеристикой является наличие развитых устройств для эффективной реализации операций с плавающей точкой над 64 разрядными и более длинными операндами. Предназначаются в основном для проведения научно-технических расчетов.

Цифровые сигнальные процессоры рассчитаны на обработку в реальном времени цифровых потоков, образованных путем оцифровывания аналоговых сигналов. Это обусловливает их сравнительно малую разрядность и преимущественно целочисленную обработку. Однако современные сигнальные процессоры способны проводить вычисления с плавающей точкой над 32 — 40-разрядными операндами. Кроме того, появился класс медийных процессоров,

представляющих собой законченные системы для обработки аудио- и видеоинформации.

Наибольшей специализацией и разнообразием функций обладают микроконтроллеры, используемые во встроенных системах управления, в том числе в бытовых приборах. Общее число типов кристаллов с различными системами команд превышает 500, и все они, в силу существования изделий с их использованием, имеют свою устойчивую долю рынка.

По прогнозам компаний-производителей дальнейшее развитие технологии производства микропроцессоров будет идти в направлении увеличения плотности транзисторов на кристалле, роста числа слоев металлизации и повышения тактовой частоты, наряду с уменьшением напряжения питания и удельной (на один транзистор) потребляемой электрической и выделяемой тепловой энергии.

Технологический предел линейных размеров транзисторов на кристалле, обусловленный физическими ограничениями, составляет около 0,05 мкм. На пути дальнейшей миниатюризации кроме физических ограничений имеются и экономические. Для каждого следующего поколения микросхем стоимость технологии удваивается (в 1986 г. Intel 80386 имел 250 тыс. транзисторов и выпускался на заводе стоимостью 200 млн. долларов. Завод, производящий микросхемы по технологии 0,25 мкм, стоил 10 млрд. долларов). Возрастают сроки изготовления микропроцессоров, так процессор Pentium производился за шесть месяцев, а более новый Pentium Pro - за девять. Во многом уже сейчас уровень технологии, используемой в массовом производстве, определяется экономическими соображениями. Увеличение числа слоев металлизации экспоненциально повышает процент брака при производстве, увеличение площади кристалла также приводит к снижению выхода годных кристаллов. Современный уровень технологии СБИС позволяет уверенно производить схемы с проектными нормами 0,13-0,09 мкм, 5-6 слоями металлизации, площадью кристалла менее 150 кв.мм и числом транзисторов порядка 55 млн. Смена поколений микропроцессоров происходит каждые 2 года. С каждым поколением линейные размеры элементов уменьшаются в 0,7 раза. В настоящее время ширина проводников составляет 0,13 мкм, а к 2004 г. достигнет 0,09 мкм. Тактовая частота будет составлять более 4 ГГц, что существенно усложнит проблему внутрикристальных, а еще более межкристальных соединений.

Основной технологической проблемой будет, по-видимому, отвод тепла от процессоров. Уже сейчас рассеиваемая мощность некоторых процессоров составляет до 70 Вт. И в дальнейшем, с увеличением тактовой частоты и числа транзисторов, ее рост будет продолжаться. Для снижения потребляемой энергии применяются разные технологические способы - уменьшение проектных норм и снижение питающего напряжения. Если мощность и впрямь будет расти, отвод тепла действительно станет непреодолимой преградой.

Микросхемы памяти

Как известно, производительность системы определяется скоростью работы

наиболее «медленного» её компонента. Поэтому для достижения оптимального быстродействия необходимо использовать сбалансированные конфигурации. Это означает, что наиболее важные узлы микропроцессорного устройства, к которым относится процессор, набор системной логики и подсистема памяти, должны обладать приблизительно равной производительностью.

Упрощённо работу микропроцессорного устройства можно представить как последовательность операций, совершаемых над различными данными. Задача процессора заключается в выполнении этих операций, а подсистемы памяти – в доставке данных и сохранении результатов. Взаимодействие процессора и памяти управляется чипсетом либо осуществляется напрямую.

Естественно, что для создания быстрого микропроцессорного устройства необходимо прежде всего обеспечить высокую скорость выполнения операций. Но даже самый совершенный процессор, работая в связке с памятью обладающей недостаточной пропускной способностью, окажется бесполезен, т.к. попросту будет простаивать в ожидании очередных порций информации. Поэтому для современных приложений большое значение имеет пропускная способность памяти, объём и сколько задержки в выдаче данных при каждом обращении (латентность).

Любой подсистеме памяти соответствует набор характеристик, которые более-менее полно будут описывать её возможности. К ним, в первую очередь относится частота работы памяти (частота передачи данных) и разрядность шины. Эти два показателя определяют теоретическую пропускную способность шины памяти, которая равна произведению разрядности и частоты. В действительности теоретическая пропускная способность не достижима из-за присутствия латентности (в среднем 60-80%).

В спецификациях модулей часто указывается время доступа (численно оно равно обратной величине рабочей частоты) и представляет собой длительность одного такта. Т.о., чем меньше время доступа, тем на большей частоте сможет работать модуль памяти.

В настоящее время в микропроцессорных устройствах широко применяется многоуровневая иерархическая архитектура памяти, где на верхнем уровне иерархии расположена более быстродействующая кэш-память, в которую в процессе вычислений помещаются интенсивно используемые фрагменты программного кода и обрабатываемых данных. В реальных системах используется до 3 уровней кэш-памяти. Разработчики используют более быстродействующую и, соответственно, более дорогую память в наиболее "ответственных" узлах системы.

Оперативная память (энергозависимая, т.е. теряющая запомненную информацию при снятии питания) случайного доступа RAM развивается уже довольно долгое время, и к настоящему моменту сформировались две основные её разновидности – статическая (SRAM) и динамическая (DRAM). Их отличие заключается в способе хранения данных. Динамическая память (память использует для запоминания бита информации состояния конденсатора "заряжен - не заряжен") требует постоянного обновления записанной

информации с периодом порядка десятков мсек, что сказывается на увеличении латентности. При этом она проста и дёшева в производстве. Статическая память, наоборот, достаточна дорога за счёт более сложного устройства ячеек (статические микросхемы памяти запоминают биты данных в триггерах, что требует 4-6 транзисторов для хранения бита), но обладает очень низкой латентностью. Тем не менее именно стоимость во многом определяет популярность продукции. Поэтому SRAM не получила большого распространения в модулях ОЗУ, зато активно применяется в процессорах в качестве кеша 2-го уровня.

В одной из первых разновидностей DRAM под названием EDO RAM применялся асинхронный режим доступа (процессор при считывании данных приостанавливает свою работу), что приводило к существенной потере производительности системы. Но несколько лет назад рынок стал заполняться новым типом DRAM – SDRAM с синхронным режимом работы.

Память SDRAM представляет собой набор элементарных ячеек, в каждой из которых может быть записан 1 бит информации. Они объединяются в матрицы, по номерам строк и столбцов которых производится адресация. Физически каждая ячейка DRAM состоит из конденсатора и транзистора. И в этом кроется основной недостаток DRAM. Дело в том, что конденсатор не может самостоятельно поддерживать электрический заряд, поэтому для функционирования ячейку необходимо периодически подзаряжать. Эта процедура должна повторяться и после каждой операции чтения, что в определенных случаях существенно увеличивает латентность.

Поиск ячейки в матрице осуществляется с помощью двух сигналов – RAS и CAS. Первый несёт информацию о номере строки, второй – о номере столбца.

Операцию считывания данных из ячейки можно разбить на несколько элементарных стадий:

пересылка запроса процессора набору системной логики (1 такт системной шины);

перенаправление запроса на банк памяти, соответствующий запрашиваемому адресу (1 цикл работы ОЗУ);

поиск необходимой строки в матрице (2-3 цикла) – “RAS-to-CAS delay” или “RAS-to-CAS latency”;

поиск необходимого столбца в найденной строке, т.е. ячейке, располагающейся на их пересечении (2-3 цикла) – CAS-латентность;

непосредственно считывание и помещение информации в выходной буфер (1 цикл);

передача считанной информации набору системной логики (1 цикл);

перенаправление её процессору (1 такт системной шины).

Т.о., простая на первый взгляд операция растягивается на 9-11 тактов системной шины и соответственно 45—55 тактов процессора при множителе 5. Но столь большая задержка имеет место лишь при считывании первых 8

байтов. Тогда как другие ячейки из той же строки будут доступны уже по истечении лишь времени CAS-латентности. Если же происходит последовательное чтение ячеек, то задержки будут отсутствовать вовсе. С другой стороны, возможен вариант, когда первая и вторая считываемые ячейки располагаются в одном банке, но на разных строках. В этом случае к выше перечисленным задержкам добавится ещё одна – “Precharge delay”, необходимая на подзарядку первой ячейки после операции считывания (2-3 цикла).

Три выше упомянутых параметра - CAS-латентность, RAS-to-CAS-латентность и “Precharge delay” – образуют набор таймингов модуля памяти.

Общая латентность системы складывается не только из задержек выдачи данных ОЗУ, но и времени их пересылки процессору.

Наименьшие потери при пересылке данных будут иметь место при синхронном обмене информацией, т.е. когда частоты системной шины и шины памяти совпадают. При использовании асинхронного режима появляется дополнительная латентность, вызванная необходимостью согласования двух шин.

DDR SDRAM является эволюционным шагом в развитии обычной памяти SDRAM. Основное отличие между ними заключается в способе передачи данных. В DDR SDRAM используется так называемая DDR (Double Data Rate) технология, при которой для кодирования информации используются как передний, так и задний фронт тактового импульса. В результате при той же частоте FSB эффективная частота шины памяти удваивается. При этом на удвоенной частоте передаются только данные, а пересылка адресов осуществляется на основной частоте. В остальном модули SDRAM и DDR SDRAM мало отличаются друг от друга.

Подобная схема передачи данных весьма чувствительна даже к самой незначительной задержке тактового сигнала, поэтому, в отличие от SDRAM, для синхронизации передачи данных помимо сигнала тактового генератора применяется дополнительный сигнал DQS. Этот сигнал передается параллельно с тактовым сигналом и корректирует процесс передачи данных для каждой линии шины данных. Для выдачи сигнала DQS, означающего доступность данных на выходе, используется специальный цикл с фиксированной задержкой DLL (Delay Locked Loop).

Для точной синхронизации сигналов DQS и передачи данных (DQ) соответствующие проводники имеют одинаковую длину и емкость. Таким образом, колебания напряжения и температуры одинаково отражаются на обоих сигналах, что обеспечивает отсутствие нарушения синхронизации между контроллером памяти и микросхемами модулей памяти. Дополнительный контроль синхронизации передачи данных обеспечивает более надежную и высокую скорость передачи данных, чем при использовании только сигнала тактового генератора. Чтение и запись данных производится не в соответствии с тактовым сигналом, а синхронизируется сигнал DQS (рис. 1).

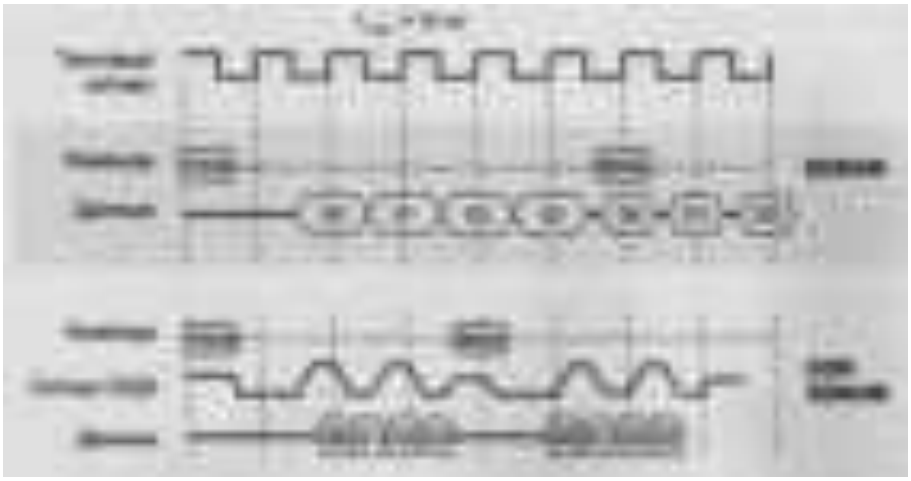


Рис. 1. Временная диаграмма DDR SDRAM

Архитектура микросхемы состоит из четырех независимых банков (рис. 2).

При тактовой частоте 100 и 133 МГц пропускная способность шины памяти DDR SDRAM составляет соответственно 1,6 и 2,1 Гбайт/с.

В настоящее время тактовая частота шины памяти с поддержкой DDR SDRAM составляет 100, 133, 166, 200 МГц, соответствующие микросхемы памяти называются соответственно DDR200, DDR266, DDR333 и DDR400, а модули памяти PC1600, PC2100, PC2700 и PC3200 (в названии модулей указана фактическая пропускная способности шины памяти в Гб/сек).

Дальнейшим развитием технологии DDR SDRAM является технология DDR II. Появление этого типа памяти ожидается в 2003 году. В отличие от DDR SDRAM в DDR П за один такт по каждой линии будет перерваться не 2, а 4 бита информации (при 64-разрядной шине — 32 байта), что вдвое увеличит пропускную способность шины памяти. Естественно, данный подход требует более совершенной системы синхронизации. Рабочие напряжения DDR П уменьшены с 2,5 до 1,8 В. Микросхемы выполнены в корпусе микро-BGA.

Первоначально модули DDR-II будут работать на эффективных частотах 400, 533 и 667 Мгц, что позволит говорить о теоретической пропускной способности 3,2, 4,2 и 5,3 Гб/сек.

Для уменьшения времени доступа к данным планируется использовать технологию Virtual Channel (разработанную компанией NEC), а также кэширование информации.

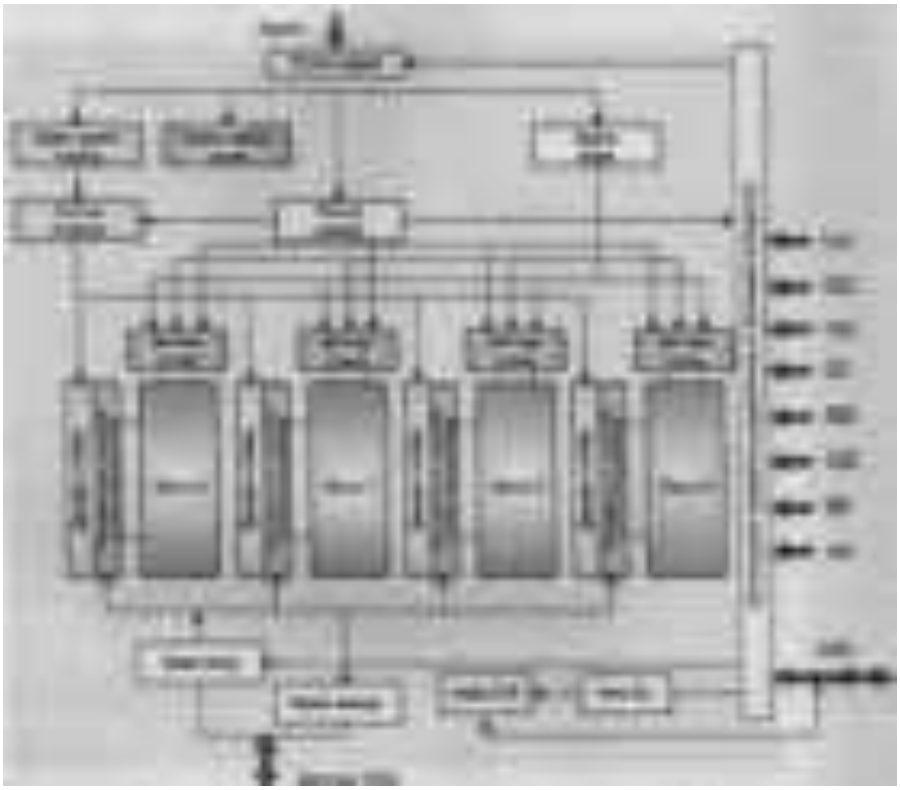


Рис. 2. Структурная схема DDR SDRAM

Следующий большой шаг в развитии DDR SDRAM должен будет произойти лишь 2007 году, когда планируется появление памяти следующего стандарта DDR-III. По предварительным данным, стартовая эффективная частота модулей составит 800 Мгц, которая впоследствии вырастет до 1,5 Ггц. Планируется дальнейшее понижение напряжения питания до 1,2 В. Будут приняты специальные меры по борьбе с возникающими на высоких частотах помехами.

В ближайшее время может появиться ещё один тип ОЗУ – QBM SDRAM. QBM (Quad Band Memory) фактически представляет собой слегка усовершенствованную память DDR, но с увеличенной вдвое теоретической пропускной способностью. При производстве модулей QBM используются те же самые чипы DDR SDRAM. Однако циклы работы половины из них смещены на четверть такта. В результате ширина шины как бы увеличивается до 128 бит, а модуль как бы превращается в двухканальный (для PC2100 пропускная способность составит 4,2 Гб/сек).

Повышение пропускной способности шины памяти может осуществляться либо за счёт увеличения тактовой частоты шины, либо её разрядности. К сожалению, внутреннее устройство SDRAM не позволяет существенно продвинуться в этой области. Дело в том, что каждая разрядная линия шины памяти при распространении по ней переменного сигнала неизбежно излучает электромагнитные волны. Чем выше частота сигнала и плотность расположения линий, тем сильнее влияние излучаемых помех на сигнал. Поэтому у памяти SDRAM существует предел пропускной способности. Чтобы как можно ближе к нему подобраться, можно увеличивать частоту шины при неизменном количестве разрядов. Но есть и альтернативное решение – заметно сократить количество линий в шине, что позволит существенно увеличить

частоты. Именно эта идея и была реализована в памяти Rambus DRAM.

Разрядность шины большинства модулей RDRAM составляет 16 бит, а рабочая частота 400 МГц. К тому же в памяти RDRAM используется DDR-технология. Поэтому эффективная частота шины равняется 800 Мгц. Модули RDRAM должны устанавливаться парами, т.к. предназначены для работы в двухканальной конфигурации. Т.о., суммарная теоретическая пропускная способность – 3,2 Гб/сек.

Несмотря на принципиально иной подход к организации памяти, ячейки RDRAM не отличаются от ячеек SDRAM – это та же совокупность транзистора и конденсатора. Тем не менее для реализации RDRAM потребовалось перестроить инфраструктуру модулей. Если у SDRAM один банк состоит из 8 чипов, то у RDRAM, наоборот, каждый чип является независимым и сам может состоять из нескольких десятков банков. В результате такого «распараллеливания» RDRAM способна производить гораздо больше, чем SDRAM, операций чтения за один и тот же промежуток времени. Причём латентность при считывании окажется незначительной как раз из-за того, что многие банки памяти могут постоянно держаться открытыми. С помощью подобных технических решений достигается высокая эффективность использования шины памяти – более 90%.

Обратная сторона медали заключается в усложнении модулей. В отличии от SDRAM чипы RDRAM необходимо оснащать управляющей логикой, что увеличивает их площадь, а высокая частота функционирования приводит к значительному тепловыделению. Более того, сложность в проектировании и производстве определила высокую конечную стоимость, что и сказалось в итоге на отсутствии популярности данного типа памяти среди массового потребителя.

Но у RDRAM есть ещё один серьёзный недостаток – высокая латентность при выдаче первых байтов информации, которая может в 2-3 раза превышать соответствующую латентность памяти SDRAM. В результате RDRAM показывает рекордную пропускную способность при считывании потоковых данных, располагающихся друг за другом. Но в задачах с хаотическим характером обращения к памяти эффективность использования шины памяти резко снижается.

Вся подсистема памяти Rambus состоит их следующих компонентов (рис. 3):

• контроллера памяти (RMC — Rambus Memory Controller);

• Rambus-канала (RC — Rambus Channel);

• генератора тактовых импульсов (DRCG — Direct Rambus Clock Generator);

• микросхемы памяти RDRAM (Rambus DRAM), которая установлена на модулях памяти RIMM (Rambus In-line Memory Module).

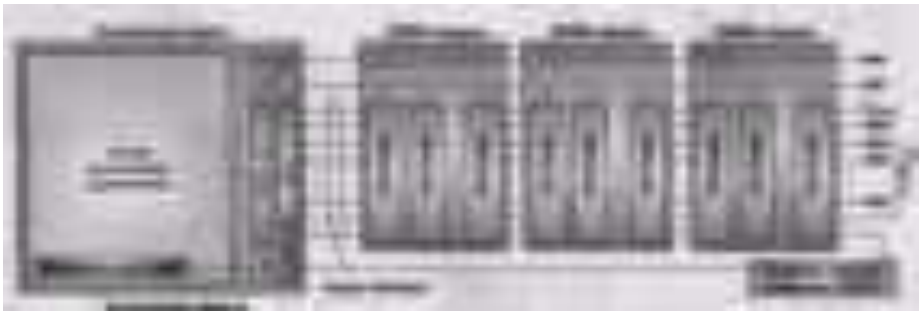


Рис.3 Подсистема памяти RambusDRAM.

Rambus-канал

Rambus-канал (рис. 4) предназначен для осуществления электрической связи между контроллером памяти и микросхемами RDRAM. Физически он представляет собой шину, которая состоит из 30 проводников, разведенных строго параллельно на материнской плате.

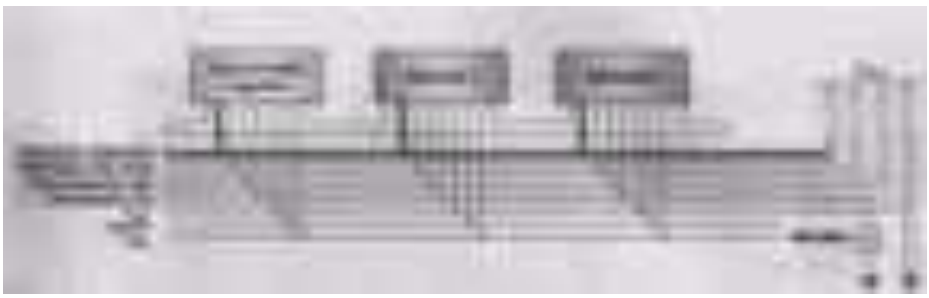


Рис.4 Схема Rambus-канала

Сигналы в Rambus-канале передаются в соответствии с высокоскоростным протоколом сигналов RSL (Rambus Signal Levels). Согласно данному протоколу осуществляется низковольтовый перенос номинальных напряжений логического «0» и логической «1» с разностью 800 мВ (рис. 5).



Рис.5

Генератор тактовых импульсов

Rambus-канал является синхронным. Команды и данные передаются параллельно по переднему и заднему фронту синхроимпульсов, создаваемых генератором тактовых импульсов (рис.6).

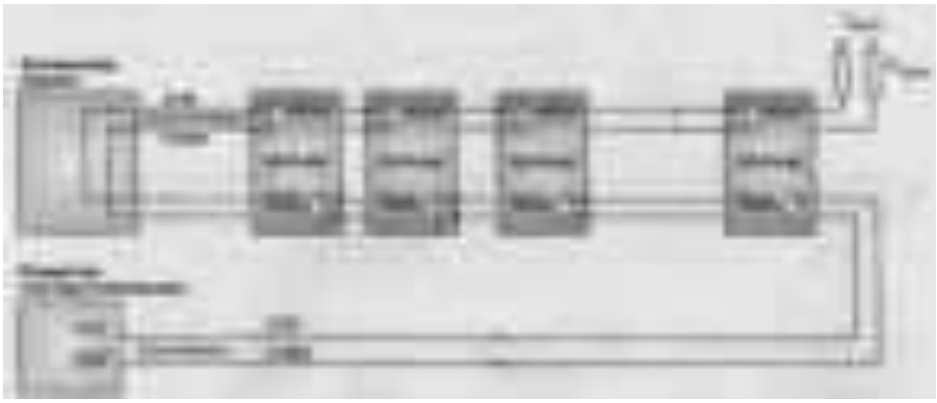


Рис.6 Схема генератора тактовых импульсов

Конструктивно генератор тактовых импульсов может быть интегрирован в контроллер памяти или установлен в виде отдельной микросхемы (в 24-контактном корпусе типа SSOP).

Передача данных

Данные и служебные биты передаются по каждому фронту тактового сигнала с частотой 800 МГц (1,25 нс), что соответствует скорости передачи 800 Мбит/с на линию. Таким образом, пропускная способность шины составляет 1,6 Гбайт/с. Передача данных осуществляется только между контроллером и микросхемами памяти, обмен только между микросхемами невозможен.

Вся информация передается по Rambus-каналу пакетами (пакеты строк, столбцов и данных). Каждый пакет передается за четы ре такта (10 нс).

Конвейеризация

Операция чтения/записи в Rambus-канале могут быть конвейеризированы. В этом случае время задержки первого пакета составляет 50 нс, далее операции чтения/записи осуществляются практически непрерывно.

При последовательном чередовании двух операций записи и двух операций чтения, адресованных к одной микросхеме, пропускная способность канала составляет 86% от предельной, а при адресации к разным микросхемам — 95%.

Контроллер памяти

Контроллер памяти Rambus осуществляет управление системой памяти RDRAM и основные функции мультиплексирования/демультиплексирования при преобразовании данных, передающихся по 16-разрядной последовательной шине Rambus-канала в 64-разрядную системную шину. Контроллер принадлежит к семейству специализированных интегрированных микросхем ASIC (Application Specific Integrated Circuits). Данные микросхемы способны объединить в себе функции, обычно реализуемые целым набором микросхем, но при этом оказываются существенно быстрее, компактнее и дешевле.

Основным элементом контроллера памяти Rambus (RMC — Rambus Memory Controller) является специализированная микросхема библиотеки макроядра (RAC — Rambus ASIC Cell). Здесь происходит преобразование высокоскоростных сигналов RSL канала Rambus в низкоскоростные сигналы CMOS-уровня.

Контроллер памяти осуществляет взаимодействие подсистемы памяти Rambus с другими компонентами персонального компьютера, взаимодействующими с памятью (центральным процессором, жестким диском, видеосистемой и др.).

Структурная схема микросхемы RDRAM представлена на рис. 7.

Внутреннее ядро RDRAM имеет 128/144-разрядную шину, работающую на частоте 100 МГц - 1/8 тактовой частоты Rambus-канала. Таким образом, каждые 10 нс в ядро (или из ядра) может быть передано 16 байт данных.

Компания Rambus планирует эволюционное развитие существующей линейки модулей RDRAM. В 2003-2004 годах ожидается выпуск как 32-, так и 64-битных чипов, работающих на эффективных частотах 1,2 и 1,33 Ггц (10,6 Гб/сек).

Параллельно Rambus представила новый сигнальный интерфейс памяти Yellowstone. Для реализации данного интерфейса планируется использовать три разработки: дифференциальный протокол передачи запросов, технологию ODR (Octal Data Rate), позволяющую за один такт передавать 8 бит данных, и технологию упрощающую привязку данных к тактовой частоте. По заявлению компании Rambus, технология Yellowstone позволит достичь тактовых частот 6,4 Ггц и пропускной способности до 100 Гб/сек.

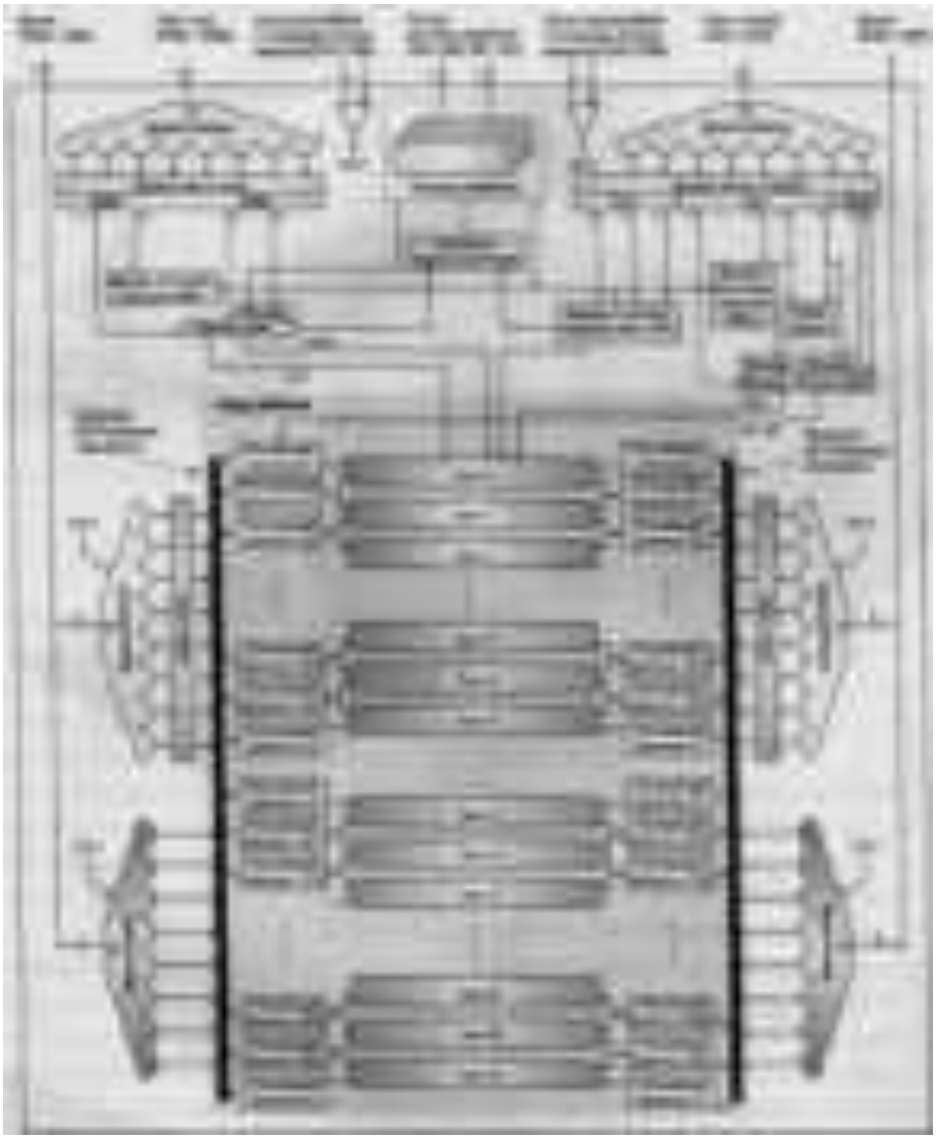
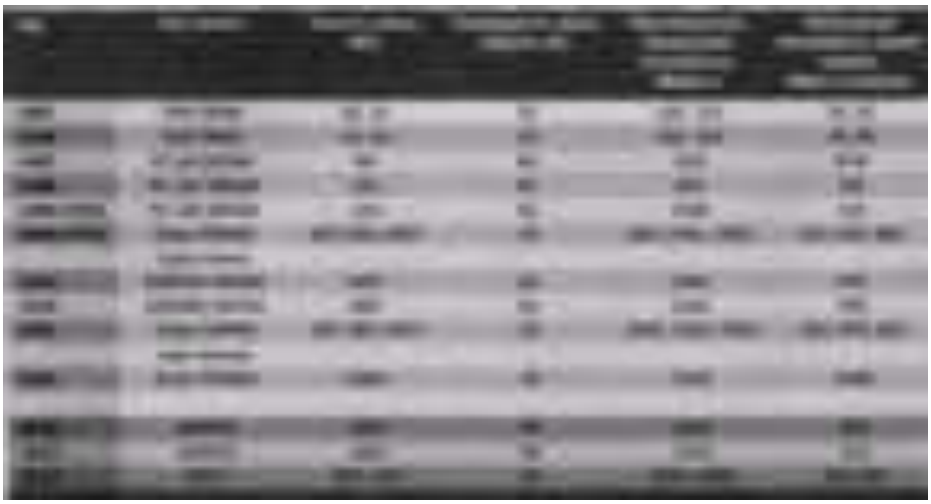


Рис.7 Структурная схема RDRAM



Лекция 2.

Программируемые логические интегральные схемы

ПЛИС - это матричные большие интегральные схемы, позволяющие программно скомпоновать в одном корпусе электронную схему, эквивалентную схеме, включающей от нескольких десятков до нескольких сотен ИС стандартной логики. По сравнению с другими микроэлектронными технологиями, в том числе базовыми матричными кристаллами (БМК), технология ПЛИС обеспечивает рекордно короткий проектно-технологический цикл (от нескольких часов до нескольких дней), минимальные затраты на проектирование, максимальную гибкость при необходимости модификации аппаратуры.

ПЛИС содержат программируемую матрицу элементов логического И, программируемую или фиксируемую матрицу элементов логического ИЛИ и так называемые макро ячейки. Макро ячейки как правило включают в себя триггер, тристабильный буфер и вентиль исключающее ИЛИ, управляющий уровнем активности сигнала. Размерность матриц и конфигурация макро ячеек определяют степень интеграции и логическую мощность ПЛИС. В сочетании с разнообразными обратными связями перечисленные элементы формируют завершённую автоматную структуру, ориентированную на реализацию как комбинационных (дешифраторов, мультиплексоров, сумматоров), так и последовательных схем (управляющих автоматов, контроллеров, счётчиков).

В ПЛИС заложены возможности, которые позволяют превратить её в ИС с любой функцией цифровой логики. Проектирование сводится к выявлению программируемых элементов (перемычек или запоминающих ячеек), после удаления которых в структуре схемы остаются только связи, которые необходимы для выполнения требуемых функций. На практике эта задача весьма не простая, т.к. современные ПЛИС содержат в среднем несколько десятков тысяч перемычек. Поэтому для проектирования применяют САПР ПЛИС. Каждая компания - производитель ПЛИС разрабатывает и выпускает свою САПР, обеспечивающую реализацию всех этапов проектирования для каждого типа программируемой логики. Благодаря различным САПР, а также структурным и технологическим особенностям, ПЛИС представляют технологию рекордно-короткого цикла разработки РЭА.

Если за рубежом ПЛИС уже заняли заметное место в арсенале разработчика РЭА, то в России эта технология только начинает по-настоящему развиваться.

В каких случаях целесообразно применять ПЛИС?

При разработке оригинальной аппаратуры, а также для замены обычных ИС. При этом значительно уменьшаются размеры устройства, снижается потребляемая мощность и повышается надёжность. (Наиболее эффективно использование ПЛИС в изделиях, требующих нестандартных схемотехнических решений. В этих случаях ПЛИС даже средней степени интеграции (24 вывода) заменяет, как правило, до 10-15 обычных ИС.)

При необходимости резко сократить сроки и затраты на проектирование, а также повысить возможность модификации и отладки аппаратуры. Поэтому ПЛИС широко применяется в стендовом оборудовании, на этапах разработки и производства опытной партии новых изделий, а также для эмуляции схем, подлежащих последующей реализации на другой элементной базе.

Отдельная область применения ПЛИС – проектирование на их основе устройств для защиты программного обеспечения и аппаратуры от несанкционированного доступа и копирования. ПЛИС обладают такой технологической особенностью, как «бит секретности», после программирования которого схема становится недоступной для чтения. Обычно применение 1-2 ПЛИС средней степени интеграции оказывается вполне достаточной для надёжной защиты информации.

Наиболее широко ПЛИС используются в микропроцессорной технике. На их основе разрабатываются контроллеры, адресные дешифраторы, логика обрамления микропроцессоров, формирователи управляющих сигналов и др. На ПЛИС часто изготавливают микропрограммные автоматы и другие специализированные устройства (цифровые фильтры, схемы обработки сигналов и изображений, процессоры быстрого преобразования Фурье, аппаратура уплотнения телефонных сигналов и т.д.).

Применение ПЛИС становится актуальным ещё и потому, что у разработчика зачастую нет необходимых стандартных микросхем.

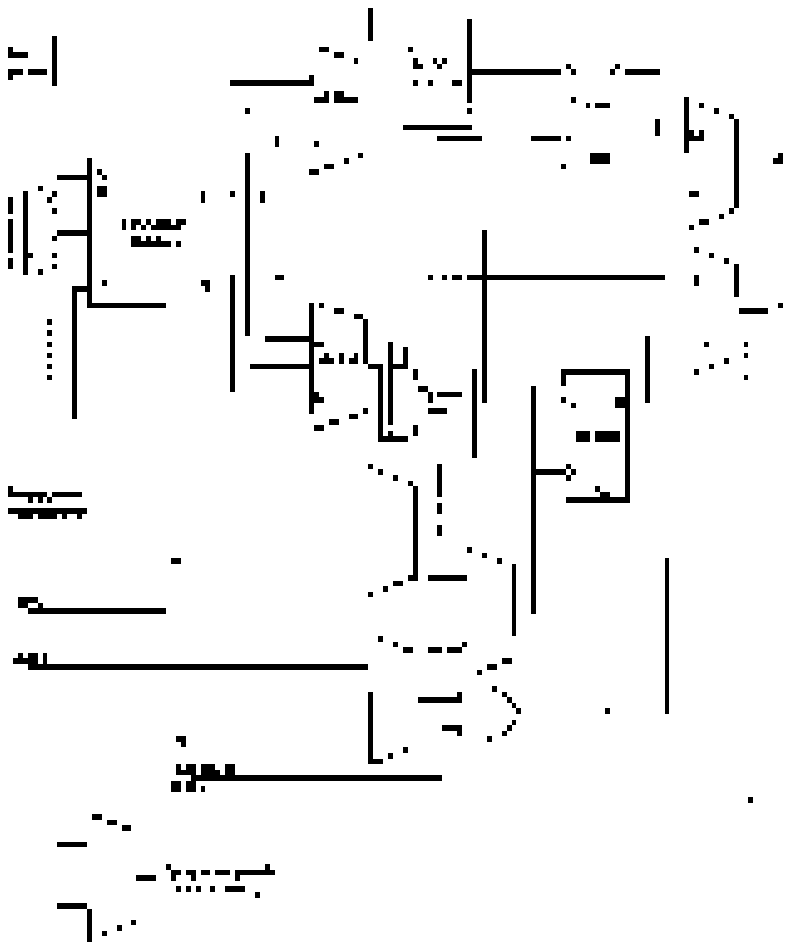


Рис. 8. Логический блок ПЛИС

В настоящее время на мировом рынке можно отметить несколько основных компаний-производителей — ПЛИС-XILINX, ALTERA, LATTICE, AT&T, INTEL, выпускающих микросхемы с архитектурой EPLD (EPROM technology bazed complex Programmable Logic Device) - многократно программируемые, и FPGA (Field Programmable Gate Array) - многократно реконфигурируемые.

В качестве памяти для хранения конфигурации в ПЛИС EPLD используется ППЗУ с ультрафиолетовым стиранием, а у ПЛИС FPGA - статическое ОЗУ.

Микросхема FPGA представляет собой матрицу логических ячеек, соединенных между собой логическими ключами. Содержащаяся в микросхемах FPGA статическая память, будучи заполненной определенной битовой последовательностью, воздействует на логические ячейки и соединяющие их ключи, позволяя получить требуемые электрические схемы (регистры, счетчики, логические схемы и т.д., соединенные друг с другом в требуемом порядке). Каждая микросхема FPGA имеет также вход для записи битовой последовательности, заполняющей статическую память, а также элементы "вход/выход" для связи с другими микросхемами.

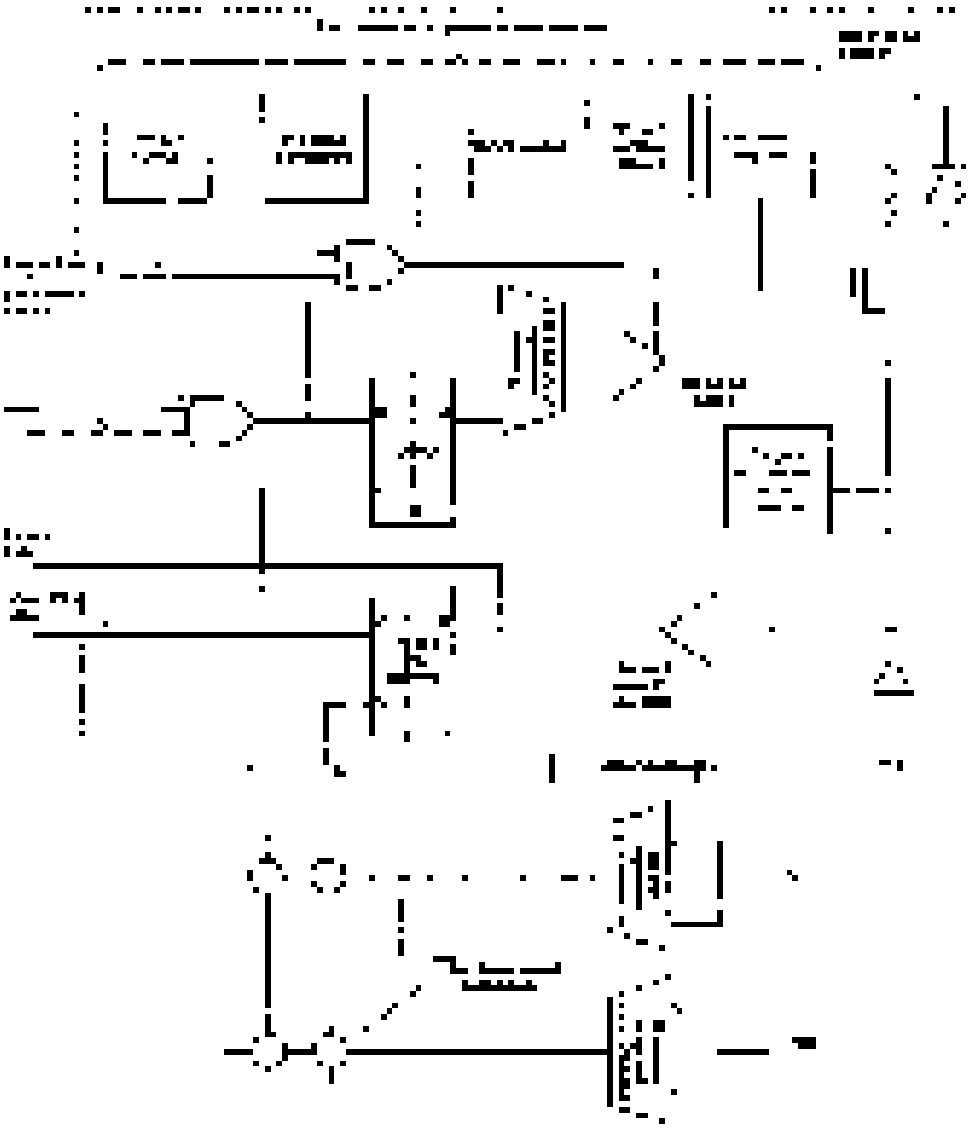


Рис. 9. Блок ввода/вывода ПЛИС

Существует крайняя точка зрения, что со временем ПЛИС вытеснят серийные микропроцессоры, так как пользователь сможет реализовать требуемую ему систему программными средствами, учитывая всю специфику своего приложения.

Таким образом, на основе одной или нескольких микросхем FPGA можно создать реконфигурируемый процессор, обладающий преимуществами спецпроцессора на "жесткой" логике, но способного путем изменения содержимого статической памяти решать любые задачи, подобно универсальному процессору.

Логический блок - один из базовых элементов архитектуры ПЛИС FPGA, может выполнять любую логическую функцию в соответствии с заданной битовой последовательностью (рис.8). Изменять выполняемую функцию можно неограниченное количество раз путем загрузки другой битовой последовательности.

Блок ввода/вывода (рис.9), так же как и логический блок, может быть настроен на выполнение любого электрического соединения реализованной внутри ПЛИС схемы с внешним миром через соответствующий контакт

микросхемы.

Направление развития микроэлектронных компонентов вычислительных систем

Для создания высокоэффективных вычислительных систем важно интегрировать на кристалле как можно больше функций по обработке и хранению данных, а также интерфейс с пользователем и другими вычислительными системами.

Стремление к интеграции совокупности функций обусловлено рядом факторов. Во-первых, при однокристальной реализации пропускная способность интерфейсов между подсистемами обработки и хранения данных не ограничивается количеством выводов корпуса кристалла и может достигать требуемого значения. Во-вторых, упрощается системная плата, на которую монтируется кристалл, уменьшается объем монтажных работ, повышаются показатели надежности и производительности вычислительной системы и уменьшается ее стоимость. В-третьих, снижаются требования к количеству выводов корпуса кристалла, так как минимизируется интерфейс с другими компонентами вычислительной системы, например с устройствами отображения информации. И, наконец, в четвертых, реализуются возможности миллионов транзисторов, которые могут быть размещены на кристалле. Эти транзисторы можно использовать как для построения специализированной системы, состоящей из совокупности проблемно-ориентированных блоков, так и для создания параллельных систем из нескольких процессоров.

Наряду с созданием однокристальных систем существует проблема организации быстрых интерфейсов между микросхемами в многокристальных системах, например между микросхемами процессора и памяти. В Pentium Pro эта проблема решается путем размещения в одном корпусе двух кристаллов: собственно микропроцессора и кэш-памяти второго уровня. Другое возможное решение этой проблемы заключается в создании многокристальных микросборок, в которых бескорпусные СБИС монтируются на кремниевой подложке с нанесенными, возможно несколькими, слоями межкристальных соединений.

Лекция 3.

Архитектура и структура микропроцессоров. Цикл работы микропроцессора: типы адресации и система команд.

Типы команд микропроцессоров.

В ходе эволюционного развития архитектур процессоров в состав системы команд вводились и, в силу преемственности программного обеспечения, закреплялись сложные команды, которые по мнению разработчиков соответствовали решаемым задачам. Мерой этого соответствия чаще всего был объем двоичного кода программы, так как минимизация длины программы

была равнозначна минимизации времени исполнения. Команды бывают разных типов: "регистр, регистр -> регистр", "память, память -> память", "регистр -> память" и др. Сложные команды модифицируют содержимое групп регистров и ячеек памяти, и для их реализации при приемлемых затратах оборудования, как правило, применяется микропрограммирование.

Команды называются скалярными, если входные операнды и результат являются числами (скалярами).

Команды называются векторными, если входные операнды и, возможно, результат являются вектором (массивом) чисел, а для преобразования данных массива (вектора) используется одна векторная команда. Примером векторной команды служит команда, при выполнении которой умножаются два очередных элемента двух массивов, далее произведение суммируется с содержимым некоторого заданного регистра, после чего модифицируются адреса памяти для доступа к двум очередным элементам массивов. Указанная последовательность действий повторяется заданное число раз по счетчику, определенному в теле команды.

Само появление векторных команд обусловлено стремлением ускорить обработку массивов данных за счет исключения затрат времени на выборку и дешифрацию команд обработки, одинаковых для всех компонент входных массивов.

Однако использование векторных команд требует подготовки программистом векторизованного кода программ, что, вообще говоря, эквивалентно разработке параллельных программ.

При сохранении последовательных программ для ускорения обработки применяются суперскалярные процессоры, в которых за счет параллельной работы функциональных устройств процессора в одном такте вырабатывается несколько скалярных результатов.

Структурный параллелизм микропроцессоров

Повышение производительности микропроцессоров достигается за счет увеличения тактовой частоты, совершенствования параллельной и конвейерной обработки данных, а также уменьшения времени доступа к памяти. Современные микропроцессоры содержат десять и более обрабатывающих устройств, каждое из которых представляет собой конвейер. Эффективная загрузка параллельно функционирующих конвейеров обеспечивается либо аппаратурой процессора, либо компилятором, на вход которого поступают программы на традиционном последовательном языке программирования, либо совместно аппаратурой и компилятором.

В компиляторах используется изощренная техника извлечения параллелизма из последовательных программ. Аппаратура микропроцессоров ориентирована на выделение более простых форм параллелизма, в том числе естественного. Стремление использовать присущий большинству программ естественный

параллелизм вычисления целочисленных адресных выражений и собственно обработки данных в формате с плавающей точкой привело к появлению разнесенных архитектур (decoupled architecture).

В первом приближении, микропроцессор с разнесенной архитектурой, как показано на рис.10, состоит из двух связанных подпроцессоров, каждый из которых управляется собственным потоком команд.

Условно эти подпроцессоры называются адресным A-процессором и исполнительным E-процессором. A- и E-процессоры имеют собственные наборы регистров A0,A1,... и X0,X1,..., соответственно и наборы команд. A-процессор выполняет все адресные вычисления и формирует обращения к памяти по чтению и записи. A-процессор является обыкновенным целочисленным процессором, поэтому он способен выполнять произвольные целочисленные преобразования, не связанные с вычислением адресов. E-процессор реализует вычисления с плавающей точкой.

Данные, извлекаемые из памяти, используются либо в A-процессоре, будучи помещенными в FIFO очередь AA, либо помещаются в FIFO очередь, называемую AE очередью, для отсылки в E-процессор. Когда E-процессору требуются данные из памяти, он берет их из очереди AE. Если очередь пуста, то E-процессор задерживается до поступления данных, что решает вопросы синхронизации работы A и E-процессоров. Если E-процессор выработал данное, которое должно быть отправлено в память, то он помещает его в FIFO очередь EA.

При записи данных в память после вычисления адреса A-процессор сразу отправляет адрес в FIFO очередь AW адресов записи в память, не дожидаясь, пока данные поступят в очередь EA. A-процессор группирует пары, выбирая первые элементы очередей EA и AW и отправляя эти пары в память. Естественно, если одна из очередей или обе пусты, то отсылка в память приостанавливается.

При чтении данных A-процессор отправляет адреса в память с указанием очередей AA или AE, в которые должны быть считаны данные из памяти.

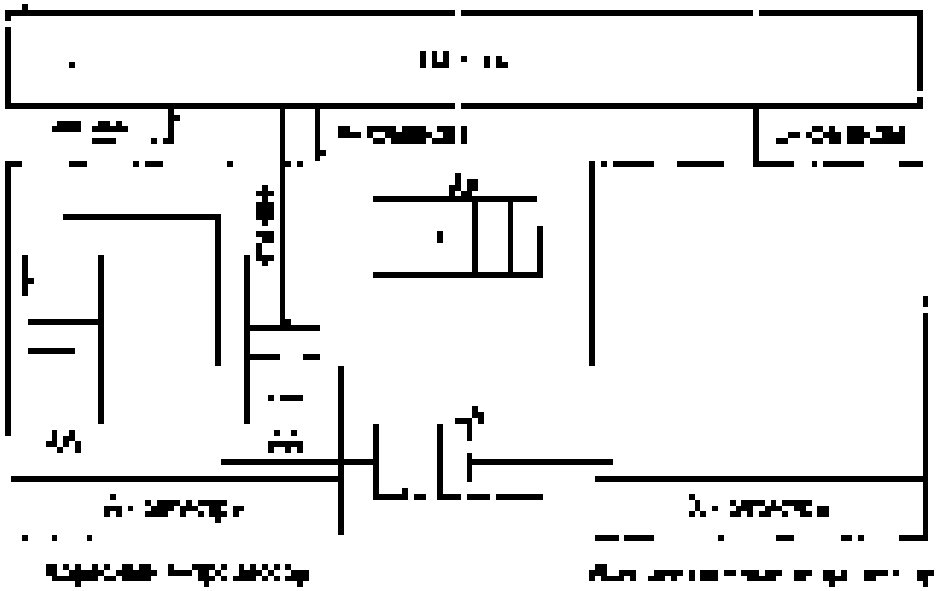


РИС.10. МИКРОПРОЦЕССОР С РАЗНЕСЕННОЙ АРХИТЕКТУРОЙ

Разнесенная архитектура позволяет достигать при скалярной обработке производительности, характерной для векторных процессоров, за счет предвыборки данных из памяти и автоматической развертки нескольких последовательных витков цикла в А-процессоре. Проблемы расщепления программы на программы для А- и Е-процессоров решаются на уровне компилятора или специальным блоком-расщепителем.

Важным системным аспектом разнесенной архитектуры служит интерфейс между процессором и памятью посредством транзакций чтения и записи. Это позволяет расположить между процессором и памятью произвольную коммутационную среду, что подводит логический базис под концепцию построения многопроцессорных систем.

Лекция 4.

Структурные методы уменьшения времени доступа к памяти

Совершенствование архитектуры микропроцессоров и механизмов доступа к памяти не может происходить без принятия совокупности соглашений о структуре программ и обрабатываемых данных. Это обусловлено, например, тем, что время доступа в основную память десять и более раз больше, чем время выполнения преобразований данных в регистрах процессора. Потому необходимо находить решения по уменьшению времени доступа, учитывающие этот факт.

Иерархическая структура памяти. Идеальная память должна обеспечивать процессор командами и данными так, чтобы не вызывать простоев процессора. При этом память должна иметь большую емкость. В современных условиях уменьшение времени доступа достигается введением многоуровневой иерархии памяти. Время доступа зависит от объема и типа используемой памяти.

Типовая современная иерархия памяти имеет следующую структуру:

• регистры 64 - 256 слов с временем доступа 1 такт процессора;

• кэш 1 уровня - 8к слов с временем доступа 1-2 такта;

• кэш 2 уровня - 256к слов с временем доступа 3-5 тактов;

• основная память - до 4 Гигаслов с временем доступа 12-55 тактов.

Используя помимо основной памяти небольшую и более быструю буферную память, можно значительно сократить количество обращений к основной памяти, за счет аккумуляции текущего фрагмента программного кода в буферной памяти. Создание иерархической многоуровневой памяти, пересылающей блоки программ и данных между уровнями памяти за время, пока предшествующие блоки обрабатываются процессором, позволяет существенно сократить простои процессора в ожидании данных. При этом эффект уменьшения времени доступа в память будет тем больше, чем больше время обработки данных в буферной памяти по сравнению с временем пересылки между буферной и основной памятью. Это достигается при локальности обрабатываемых данных, когда процессор многократно использует одни и те же данные для выработки некоторого результата. Например, такая ситуация имеет место при решении систем уравнений в научных и инженерных расчетах, когда короткие участки программного кода с большим количеством вложенных и зацепленных друг с другом циклов обрабатывают поочередно, переходя от точки к точке, небольшие порции данных, многократно используя одни и те же данные и внутренние результаты.

В связи с тем, что локально обрабатываемые данные могут возникать в динамике вычислений и не обязательно сконцентрированы в одной области при статическом размещении в основной памяти, буферную память организуют как ассоциативную, в которой данные содержатся в совокупности с их адресом в основной памяти. Такая буферная память получила название кэш-памяти. Кэш-память позволяет гибко согласовывать структуры данных, требуемые в динамике вычислений, со статическими структурами данных основной памяти.

Кэш имеет совокупность строк (cache-lines), каждая из которых состоит из фиксированного количества адресуемых единиц памяти (байтов, слов) с последовательными адресами. Типичный размер строки: 16, 64, 128, 256 байтов.

Наиболее часто используются три способа организации кэш-памяти, отличающиеся объемом аппаратуры, требуемой для их реализации. Это так называемые кэш-память с прямым отображением (direct-mapped cache), частично ассоциативная кэш-память (set-associative cache) и ассоциативная кэш-память (fully associative cache).

При использовании кэш-памяти с прямым отображением адрес представляется как набор трех компонент, составляющих группы старших, средних и младших разрядов адреса, соответственно тега, номера строки, смещения. Например, при 16-разрядном адресе старшие 5 разрядов могут представлять тег, следующие 7 разрядов - номер строки и последние 4 разряда - смещение в строке. В этом случае строка состоит из 6 адресуемых единиц памяти, всего

строк в кэше 128. Кэш-память с прямым отображением представляет собой набор строк, каждая из которых содержит компоненту тег и элементы памяти строки, адрес которых идентифицируется смещением относительно начала строки.

При этом устанавливается однозначное соответствие между адресом элемента памяти и возможным расположением этого элемента памяти в кэше, а именно: элемент памяти всегда располагается в строке, задаваемой компонентой "номер строки" адреса, и находится на позиции строки, задаваемой компонентой "смещение" адреса,

Наличие элемента данных по запрашиваемому адресу в кэше определяется значением тега. Если тег строки кэш-памяти равен компоненте "тег" адреса, то элемент данных содержится в кэш-памяти.

Иначе необходима подкачка в кэш-память строки, с заданным в адресе тегом.

Так как для определения наличия нужной строки данных в кэш-памяти требуется только одно сравнение тегов заданной строки и адреса, а само замещение строк выполняется по фиксированному местоположению, то объем оборудования, необходимый для реализации этого типа кэш-памяти, достаточно мал.

Недостатки этой организации - очевидны. Если программа использует поочередно элементы памяти из одной строки, но с различными значениями тегов, то это вызывает при каждом обращении замену строки с обращением к данным основной памяти.

Ассоциативная кэш-память использует двухкомпонентное представление адреса: группа старших разрядов трактуется как тег, а группа младших разрядов - как смещение в строке.

Нахождение строки в кэше определяется совпадением тега-строки со значением тега адреса. Количество строк в кэше может быть произвольным (естественное ограничение - количество возможных значений тегов). Поэтому при определении нахождения требуемой строки в кэш-памяти необходимо сравнение тега адреса с тегами всех строк кэша. Если выполнять это последовательно, строка за строкой, то время выполнения сравнений будет непозволительно большим. Поэтому сравнение выполняется параллельно во всех строках с использованием принципов построения ассоциативной памяти, что и дало название этому способу организации кэш-памяти.

При отсутствии необходимой строки в кэш-памяти одна из его строк должна быть заменена на требуемую. Используются разнообразные алгоритмы определения заменяемой строки, например циклический, замена наиболее редко используемой строки, замена строки, к которой дольше всего не было обращений, и другие.

Частично-ассоциативная кэш-память комбинирует оба вышеописанных подхода: кэш-память состоит из набора ассоциативных блоков кэш-памяти. Средняя компонента адреса задает в отличие от прямо адресуемой кэш-памяти

не номер строки, а номер одного из ассоциативных блоков. При поиске данных ассоциативное сравнение тегов выполняется только для набора блоков (возможна организация кэша, когда таких наборов несколько), номер которого совпадает со средней компонентой адреса. По количеству n строк в наборе кэш-память называется n-входовой.

Соответствие между данными в оперативной памяти и кэш-памяти обеспечивается внесением изменений в те области оперативной памяти, для которых данные в кэш-памяти подверглись модификации. Соответствие данных обеспечивается параллельно с основными вычислениями. Существует несколько способов его реализации (и, соответственно, несколько режимов работы кэш-памяти).

Один способ предполагает внесение изменений в оперативную память сразу после изменения данных в кэше. При этом процессор простаивает в ожидании завершения записи в основную память. В основной памяти поддерживается правильная копия данных кэша, и при замене строк не требуется никаких дополнительных действий. Кэш-память, работающая в таком режиме, называется памятью со сквозной записью (write- through).

Другой способ предполагает отображение изменений в основной памяти только в момент вытеснения строки данных из кэша. Если данные по адресу памяти, в который необходимо произвести запись, находятся в кэш-памяти, то идет запись только в кэш-память. При отсутствии данных в кэш-памяти производится запись в основную память. Такой режим работы кэша получил название обратной записи (write-back).

Существуют также промежуточные варианты (buffed write though), при которых запросы на изменение в основной памяти буферизуются и не задерживают процессор на время операции записи в память. Эта запись выполняется по мере возможности доступа контроллера кэш-памяти к основной памяти.

В процессорах, предусматривающих возможность использования в мультипроцессорных конфигурациях, применяется более сложный протокол MESI (Modified, Exclusive, Shared, Invalid) организации кэш-памяти с обратной записью, который предотвращает лишние передачи данных между кэш-памятью и основной памятью.

Для мультипроцессорных систем, в которых память физически распределена между процессорными модулями, идентичность данных в кэшах (когерентность кэшей) различных модулей поддерживается с помощью межмодульных пересылок. Существует несколько основных подходов.

Прямолинейный подход к поддержанию когерентности кэшей в мультипроцессорной системе заключается в том, что при каждом непопадании в кэш в любом процессоре инициируется запрос требуемой строки из того блока памяти, в котором эта строка размешена. В дальнейшем этот блок памяти будет по отношению к этой строке называться резидентным. Запрос передается через коммутатор в модуль с резидентным для строки блоком памяти, из которого

затем необходимая строка через коммутатор присылается в модуль, в котором произошло непопадание. Таким образом, в частности, обеспечивается начальное заполнение кэшей. При этом в каждом модуле для каждой резидентной строки ведется список модулей, в кэшах которых эта строка размещается. Строка, размещенная в кэше более чем одного модуля, в дальнейшем будет называться разделяемой.

Собственно когерентность кэшей обеспечивается следующим. При обращении к кэш-памяти в ходе операции записи данных, после самой записи, процессор приостанавливается до тех пор, пока не выполнится последовательность действий: измененная строка кэша пересылается в резидентную память модуля, затем, если строка была разделяемой, она пересылается из резидентной памяти во все модули, указанные в списке модулей, разделяющих эту строку. После получения подтверждений, что все копии изменены, резидентный модуль пересылает в процессор, приостановленный после записи, разрешение продолжать вычисления.

Изложенный алгоритм обеспечения когерентности хотя и является логически работоспособным, однако практически редко применяется из-за больших простоев процессоров при операциях записи в кэш строки. На практике применяют более сложные алгоритмы, обеспечивающие меньшие простои процессоров.

Для изложения одного из алгоритмов поддержки когерентности кэшей, известного как DASH, зададим некоторые начальные условия и введем определения.

Каждый модуль имеет для каждой строки, резидентной в модуле, список модулей, в кэшах которых размещены копии строк.

С каждой строкой в резидентном для нее модуле свяжем три ее возможных глобальных состояния:

1) "некэшированная", если копия строки не находится в кэше какого-либо другого модуля, кроме, возможно, резидентного для этой строки;

2) "удаленно-разделенная", если копии строки размещены в кэшах других модулей;

3) "удаленно-измененная", если строка изменена операцией записи в каком-либо модуле.

Кроме этого, каждая строка кэша может находиться в одном из трех локальных состояний:

1) "невозможная к использованию";

2) "разделяемая", если есть неизмененная копия, которая, возможно, размещается также в других кэшах;

3) "измененная", если копия изменена операцией записи,

Перейдем к изложению алгоритма. Каждый процессор может читать из своего кэша, если состояние читаемой строки "разделяемая" или "измененная".

Если строка отсутствует в кэше или находится в состоянии "невозможная к использованию", то посылается запрос "промах чтения", который направляется в модуль, резидентный для требуемой строки.

Бели глобальное состояние строки в резидентном модуле - "некэшированная" или "удаленно-разделенная", то копия строки посылается в запросивший модуль, а в список модулей, содержащих копии рассматриваемой строки, вносится модуль, запросивший копию.

Если состояние строки "удаленно-измененная", то запрос "промах чтения" перенаправляется в модуль, содержащий измененную строку. Этот модуль пересылает требуемую строку в запросивший модуль и в модуль, резидентный для этой строки, и устанавливает в резидентном модуле для этой строки состояние удаленно-распределенная .

Если процессор выполняет операцию записи и состояние строки, в которую производится запись, - "измененная", то запись выполняется и вычисления продолжаются. Если состояние строки - "невозможная к использованию" или "разделяемая", то модуль посылает в резидентный для строки модуль запрос на захват в исключительное использование этой строки и приостанавливает выполнение записи до получения подтверждений, что все остальные модули, разделяющие с ним рассматриваемую строку, перевели ее копии в состояние "невозможная к использованию".

Если глобальное состояние строки в резидентном модуле - "некэшированная", то строка отсылается запросившему модулю, и этот модуль продолжает приостановленные вычисления .

Если глобальное состояние строки - "удаленно-разделенная", то резидентный модуль рассылает по списку всем модулям, имеющим копию строки, запрос на переход этих строк в состояние "невозможная к использованию". По получении этого запроса каждый из модулей изменяет состояние своей копии строки на "невозможная к использованию" и посылает подтверждение исполнения в модуль, инициировавший операцию записи. При этом в приостановленном модуле строка после исполнения записи переходит в состояние "удаленно-измененная".

Предпринимаются попытки повысить эффективность реализации алгоритма когерентности, в частности, за счет учета специфики параллельных программ, в которых используются асинхронно одни и те же данные на каждом временном интервале исключительно одним процессором с последующим переходом обработки к другому процессору. Такого рода ситуации случаются, например, при определении условий окончания итераций, В этом случае возможна более эффективная схема передачи строки из кэша одного процессора в кэш другого процессора.

В системах, использующих коммутатор с временным разделением (шину), интерфейс с шиной каждого модуля "прослушивает" все передачи по шине, поэтому нет необходимости вести списки модулей, разделяющих строки.

Кэш-память с обратной записью создает меньшую нагрузку на шину

процессора и обеспечивает большую производительность, однако контроллер для write-back кэша значительно сложнее.

Контроллер кэша отслеживает адреса памяти, выдаваемые процессором, и если адрес соответствует данным, содержащимся в одной из строк кэша, то отмечается "попадание в кэш", и данные из кэша направляются в процессор. Если данных в кэше не оказывается, то фиксируется "промах", и инициируются действия по доставке в кэш из памяти требуемой строки. В ряде процессоров, выполняющих одновременно совокупность команд, допускается несколько промахов, прежде чем будет запущен механизм замены строк.

Рассуждения о том, какой способ организации кэш-памяти более предпочтителен, должны учитывать особенности генерации программ компилятором, а также использование программистом при подготовке программы сведений о работе компилятора и контроллера кэш-памяти. То есть более простой способ организации кэш-памяти, поддерживаемый компилятором, при исполнении программ, написанных в соответствии с некоторыми правилами, обусловленными особенностями компиляции и организации кэш-памяти, может дать лучший результат, чем сложный способ организации кэш-памяти.

Так как области памяти программ и данных различны и к ним происходит одновременный доступ, то для повышения параллелизма при работе с памятью делают отдельные кэши команд и данных.

Расслоение памяти. Другим структурным способом уменьшения времени доступа к памяти служит расслоение памяти. В предположении, что выборка из памяти выполняется по последовательным адресам возможно использование k блоков памяти с размещением в блоке i, где i=0,…, k-1, слов с адресами n=i+krrp mod k, где p=0,1,..., M. В этом случае возможно k параллельных обращений в память по адресам, принадлежащим различным блокам. Поэтому выборка команд программы за исключением команд, выбираемых как результат ветвления, может быть ускорена применением расслоения памяти. Аналогично может быть ускорена обработка массивов данных, последовательные элементы которых помещаются в разные блоки памяти.

Многоуровневая иерархия и расслоение памяти могут использоваться совместно.

CISC- и RISC- процессоры.

АППАРАТНЫЕ ВОЗМОЖНОСТИ ПРОЦЕССОРОВ ОПРЕДЕЛЯЮТСЯ УРОВНЕМ РАЗВИТИЯ МИКРОЭЛЕКТРОННОЙ ТЕХНОЛОГИИ, КОТОРАЯ ОГРАНИЧИВАЕТ ЧИСЛО ЛОГИЧЕСКИХ ЭЛЕМЕНТОВ, РАЗМЕЩАЕМЫХ НА КРИСТАЛЛЕ. ФАКТИЧЕСКИ ЕГО РАЗМЕРЫ И ЧИСЛО РАЗМЕЩАЕМЫХ НА НЕМ ТРАНЗИСТОРОВ ПОЧТИ ЦЕЛИКОМ ОПРЕДЕЛЯЮТ ТОТ НАБОР АППАРАТНЫХ УСТРОЙСТВ, КОТОРЫЕ ВКЛЮЧАЮТСЯ В СОЗДАВАЕМЫЙ ПРОЦЕССОР. РАЗРАБОТЧИКИ СТРЕМЯТСЯ ВВЕСТИ В ЕГО СОСТАВ КАК МОЖНО БОЛЬШЕЕ ЧИСЛО РАЗЛИЧНЫХ АРИФМЕТИЧЕСКИХ И ЛОГИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ, СОПРОЦЕССОРОВ И Т.Д., ПОСКОЛЬКУ ОЧЕВИДНО, ЧТО АППАРАТНАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ КАКОЙ-ЛИБО ФУНКЦИИ ОБЕСПЕЧИВАЕТ БОЛЕЕ БЫСТРОЕ ЕЕ ВЫПОЛНЕНИЕ, ЧЕМ ПРОГРАММНАЯ. ДА И ДЛИНА КОДА ДЛЯ РЕАЛИЗУЕМЫХ АППАРАТНЫМ ПУТЕМ ФУНКЦИЙ СУЩЕСТВЕННО МЕНЬШЕ, ПОЭТОМУ В 80-Х ГОДАХ ПРОЦЕССОРЫ "РОСЛИ ВШИРЬ", ОСНАЩАЛИСЬ НОВЫМИ УЗЛАМИ, СОВЕРШЕНСТВУЯ УЖЕ ИМЕЮЩИЕСЯ. КРОМЕ ТОГО, РАЗРАБОТЧИКАМ

ПРОЦЕССОРОВ ПРИХОДИЛОСЬ ПОСТОЯННО ПОДСТРАИВАТЬСЯ ПОД СТРЕМЛЕНИЕ ПРОГРАММИСТОВ ИМЕТЬ ВОЗМОЖНО БОЛЕЕ МОЩНУЮ И ГИБКУЮ СИСТЕМУ КОМАНД. ТАКИЕ СИСТЕМЫ КОМАНД С РАЗНООБРАЗНЫМИ СПОСОБАМИ АДРЕСАЦИИ И НАБОРАМИ УСЛОВНЫХ ПЕРЕХОДОВ И ВЫЗОВОВ ПОДПРОГРАММ, СТРОКОВЫМИ ОПЕРАЦИЯМИ И ПРЕФИКСАЦИЯМИ ОБЕСПЕЧИВАЛИ СОЗДАНИЕ КОРОТКИХ ПРОГРАММ, ГАРАНТИРОВАЛИ МЕНЬШЕЕ ЧИСЛО ОШИБОК В НИХ. И РАЗРАБОТЧИКИ НЕ МОГЛИ НЕ СЧИТАТЬСЯ С ЭТИМ.

! ПОД АРХИТЕКТУРОЙ В ДАННОМ СЛУЧАЕ СЛЕДУЕТ ПОНИМАТЬ ТОЛЬКО СИСТЕМУ КОМАНД, ИГРАЮЩУЮ РОЛЬ ИНТЕРФЕЙСА МЕЖДУ АППАРАТНЫМ И ПРОГРАММНЫМ ОБЕСПЕЧЕНИЕМ.

ПЕРВЫЕ РОСТКИ ПРОТИВОРЕЧИЙ, ПРИВЕДШИХ К ТОМУ, ЧТО ПУТИ ЗАНИМАЮЩИХСЯ РАЗРАБОТКОЙ И ПРОИЗВОДСТВОМ МП КОМПАНИЙ РАЗОШЛИСЬ В РАЗНЫЕ СТОРОНЫ, ОБНАРУЖИЛИСЬ ДАВНО. ЗА ПЕРВЫЕ 10 ЛЕТ СУЩЕСТВОВАНИЯ МП СФОРМИРОВАЛАСЬ АРХИТЕКТУРА CISC (COMPLEX INSTRUCTION SET COMPUTING — ВЫЧИСЛЕНИЯ СО СЛОЖНЫМ НАБОРОМ ИНСТРУКЦИЙ). В ПОСТРОЕННЫХ ПО ЕЁ ПРИНЦИПАМ ПРОЦЕССОРАХ БОЛЕЕ 2/3 КРИСТАЛЛА ЗАНИМАЮТ ЛОГИКА, РЕАЛИЗУЮЩАЯ ВЫБОРКУ И ДЕКОДИРОВАНИЕ СЛОЖНЫХ ИНСТРУКЦИЙ, ПРЯМОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ НЕ ТОЛЬКО С РЕГИСТРОВОЙ ПАМЯТЬЮ, НО И С ВНЕШНЕЙ, А ТАКЖЕ ИЗОЩРЁННЫЕ СХЕМЫ АДРЕСАЦИИ. ПРИ ЭТОМ БЛОКИ, НЕПОСРЕДСТВЕННО ЗАНЯТЫЕ ВЫЧИСЛЕНИЯМИ ЗАНИМАЮТ ЛИШЬ 1/3 ПЛОЩАДИ КРИСТАЛЛА. НА ПРОТЯЖЕНИИ НЕСКОЛЬКИХ ДЕСЯТИЛЕТИЙ СИСТЕМЫ КОМАНД ЭВОЛЮЦИОНИРОВАЛИ, НАХОДЯСЬ В СЛОЖНОЙ ЗАВИСИМОСТИ ОТ СТОИМОСТИ АППАРАТНЫХ РЕСУРСОВ, И ПРЕЖДЕ ВСЕГО САМОГО ДОРОГОГО ИЗ НИХ – ОПЕРАТИВНОЙ ПАМЯТИ. ИНЖЕНЕРАМИ РУКОВОДИЛО СТРЕМЛЕНИЕ СОКРАТИТЬ РАЗМЕР ПРОГРАММ, ДЛЯ ЭТОГО ОНИ СТАРАЛИСЬ ВЛОЖИТЬ КАК МОЖНО БОЛЬШЕ ФУНКЦИОНАЛЬНОСТИ В ОДНУ КОМАНДУ. К НАЧАЛУ 80-Х ЧИСЛО ТАКИХ КОМАНД ДОСТИГЛО ПОЧТИ 300 СОТЕН, И ПОЧТИ КАЖДАЯ ИЗ НИХ ИМЕЛА ДО 6 ТИПОВ АДРЕСАЦИИ. К ТОМУ ЖЕ КОМАНДЫ НЕ ИМЕЛИ ФИКСИРОВАННОЙ ДЛИНЫ.

ОДНАКО, НАЧИНАЯ С НЕКОТОРОГО МОМЕНТА CISC-ИДЕОЛОГИЯ СТАЛА НЕ УСКОРИТЕЛЕМ, А ТОРМОЗОМ РОСТА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ СИСТЕМ. ДЕЛО В ТОМ, ЧТО БОЛЬШОЕ РАЗНООБРАЗИЕ КОМАНД И РАЗЛИЧНАЯ ИХ ДЛИНА СУЩЕСТВЕННО УСЛОЖНЯЮТ АППАРАТУРУ УПРАВЛЕНИЯ ВНУТРИ ПРОЦЕССОРА. ТАК, НАПРИМЕР, ОНА ДОЛЖНА ОПРЕДЕЛИТЬ ДЛИНУ КОМАНДЫ (МОЖЕТ ВАРЬИРОВАТЬСЯ В ПРЕДЕЛАХ ОТ ОДНОГО ДО ПЯТИ-ШЕСТИ БАЙТ), ВЫДЕЛИТЬ КОД ОПЕРАЦИИ, ПОДГОТОВИТЬ ОПЕРАНДЫ, КОТОРЫЕ МОГУТ НАХОДИТЬСЯ КАК В РЕГИСТРАХ, ТАК И В ОПЕРАТИВНОЙ ПАМЯТИ. РЕЗУЛЬТАТ ВЫЧИСЛЕНИЙ ТАКЖЕ НУЖНО ПЕРЕНЕСТИ ИЛИ В ПАМЯТЬ, ИЛИ В КАКОЙ-ЛИБО ИЗ РЕГИСТРОВ.

ОСОЗНАВ УКАЗАННЫЕ ФАКТЫ, МНОГИЕ ИССЛЕДОВАТЕЛИ УЖЕ В 80-Е ГОДЫ НАЧАЛИ ПОИСКИ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ПУТЕЙ ПОВЫШЕНИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ПРОЦЕССОРОВ. БЫЛО ЯСНО, ЧТО НУЖНО ПОПЫТАТЬСЯ УМЕНЬШИТЬ «НАКЛАДНЫЕ РАСХОДЫ», ОТЪЕДАЮЩИЕ ДО ДВУХ ТРЕТЕЙ ПОЛЕЗНОЙ ПЛОЩАДИ КРИСТАЛЛА, СНИЗИВ ЧИСЛО ЛОГИЧЕСКИХ ЭЛЕМЕНТОВ В НИХ ДО МИНИМУМА. ДЛЯ ЭТОГО БЫЛО НЕОБХОДИМО ПЕРЕНЕСТИ "ЦЕНТР ТЯЖЕСТИ" НА ПРОГРАММНЫЕ СРЕДСТВА, ОСТАВИВ МИНИМАЛЬНО ВОЗМОЖНОЕ ЧИСЛО КОМАНД, ИМЕЮЩИХ ПРОСТУЮ И РЕГУЛЯРНУЮ СТРУКТУРУ. ДРУГИМИ СЛОВАМИ, НАЧАЛА ФОРМИРОВАТЬСЯ СТРАТЕГИЯ "ДЛИННАЯ ПРОГРАММА — КОРОТКИЕ КОМАНДЫ" В ПРОТИВОВЕС ГОСПОДСТВУЮЩЕЙ «КОРОТКАЯ ПРОГРАММА — ДЛИННЫЕ КОМАНДЫ». ОСТАВАЛОСЬ ТОЛЬКО НАЙТИ РАЗУМНЫЙ КОМПРОМИСС МЕЖДУ РЕСУРСАМИ, ОТВОДИМЫМИ ОСНОВНЫМ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫМ УЗЛАМ ПРОЦЕССОРА И УСТРОЙСТВАМ УПРАВЛЕНИЯ.

И ВСКОРЕ ЭТОТ КОМПРОМИСС БЫЛ НАЙДЕН. ВНАЧАЛЕ ДЖОН КУК ИЗ IBM RESEARCH LABS НА СВОЕМ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОМ КОМПЬЮТЕРЕ "MODEL 801" ПОКАЗАЛ, ЧТО ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ В ПРОГРАММЕ ЛИШЬ ПРОСТЕЙШИХ КОМАНД ФОРМАТА «РЕГИСТР—

РЕГИСТР» (ОПЕРАНДЫ ИЗВЛЕКАЮТСЯ ИСКЛЮЧИТЕЛЬНО ИЗ РЕГИСТРОВ И ПОСЛЕ ВЫПОЛНЕНИЯ ОПЕРАЦИИ ПОМЕЩАЮТСЯ ТОЛЬКО В РЕГИСТРЫ) СКОРОСТЬ ВЫПОЛНЕНИЯ БОЛЬШИНСТВА ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫХ ЗАДАЧ ВОЗРАСТАЕТ В ДВА-ТРИ РАЗА. ЗАТЕМ УЧЕНЫМИ СТЕНФОРДСКОГО УНИВЕРСИТЕТА БЫЛО ПОКАЗАНО, ЧТО ИСКЛЮЧЕНИЕ ИЗ НАБОРА КОМАНД СЛОЖНЫХ ОПЕРАЦИЙ УМЕНЬШАЕТ ЧИСЛО ЭЛЕМЕНТОВ ПРОЦЕССОРА НА ПОРЯДОК ЗА СЧЕТ УПРОЩЕНИЯ СХЕМ УПРАВЛЕНИЯ РЕСУРСАМИ ПРОЦЕССОРА (ПРИ ЭТОМ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ СИСТЕМЫ ОСТАЕТСЯ ПРАКТИЧЕСКИ НЕИЗМЕННОЙ).

ОПЫТ МНОГОЧИСЛЕННЫХ ИССЛЕДОВАТЕЛЕЙ СТАТИСТИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ПРОГРАММ ВЫЯВИЛ, ЧТО 80 % ПРОЦЕССОРНОГО ВРЕМЕНИ ОБЫЧНО ТРАТИТСЯ НА ВЫПОЛНЕНИЕ ВСЕГО 20 % ОТ ОБЩЕГО ЧИСЛА ИНСТРУКЦИЙ ОБЫЧНЫХ CISC-ПРОЦЕССОРОВ. ПРИЧЕМ ВСЕ ЭТИ 20 % ПРИХОДЯТСЯ НА КОМАНДЫ ТИПА "РЕГИСТР—РЕГИСТР".

И НАКОНЕЦ, В РАБОТАХ Д. ПАТТЕРСОНА И К. СЕКУИНА БЫЛИ СФОРМУЛИРОВАНЫ ЧЕТЫРЕ ОСНОВНЫХ ПРИНЦИПА, КОТОРЫЕ ДОЛЖНЫ БЫТЬ ПОЛОЖЕНЫ В ОСНОВУ ПРОЦЕССОРОВ ГРУППЫ RISC (REDUCED INSTRUCTION SET COMPUTING – ВЫЧИСЛЕНИЯ С СОКРАЩЕННЫМ НАБОРОМ КОМАНД):

А) ЛЮБАЯ ОПЕРАЦИЯ, К КАКОМУ БЫ ТИПУ ОНА НИ ПРИНАДЛЕЖАЛА, ДОЛЖНА ВЫПОЛНЯТЬСЯ ЗА ОДИН ТАКТ;

Б) ОПЕРАЦИИ ОБРАБОТКИ ДАННЫХ РЕАЛИЗУЮТСЯ ТОЛЬКО В ФОРМАТЕ “РЕГИСТР—РЕГИСТР”. ОБМЕН МЕЖДУ ПАМЯТЬЮ И РЕГИСТРАМИ (Т. Е. МОДИФИКАЦИЯ ПАМЯТИ И ЧТЕНИЕ ИЗ НЕЕ НЕОБХОДИМЫХ ДАННЫХ) ОСУЩЕСТВЛЯЕТСЯ ТОЛЬКО ЛИШЬ С ПОМОЩЬЮ СПЕЦИАЛЬНЫХ КОМАНД ЧТЕНИЯ/ЗАПИСИ;

В) СИСТЕМА КОМАНД ДОЛЖНА СОДЕРЖАТЬ МИНИМАЛЬНОЕ ЧИСЛО НАИБОЛЕЕ ЧАСТО ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ПРОСТЕЙШИХ КОМАНД ОДИНАКОВОЙ ДЛИНЫ:

Г) СОСТАВ СИСТЕМЫ КОМАНД ДОЛЖЕН БЫТЬ ОПТИМИЗИРОВАН С УЧЕТОМ ТРЕБОВАНИЙ КОМПИЛЯТОРОВ ЯЗЫКОВ ВЫСОКОГО УРОВНЯ.

КСТАТИ, НАД ИДЕЯМИ, ВОШЕДШИМИ В КОНЦЕПЦИЮ RISC, ТРУДИЛИСЬ НЕ ТОЛЬКО НА ЗАПАДЕ. ЕЩЁ В 70-Х ГОДАХ, КОГДА АМЕРИКАНСКИЕ УЧЁНЫЕ ТОЛЬКО ПРИБЛИЗИЛИСЬ К ФОРМУЛИРОВКЕ ТОГО, ЧТО СТАЛО НАЗЫВАТЬСЯ RISC, В СОВЕТСКОМ СОЮЗЕ УЖЕ БЫЛИ ПОСТРОЕНЫ БОЛЬШИЕ ЭВМ, В КОТОРЫХ БЫЛИ РЕАЛИЗОВАНЫ РЕШЕНИЯ, ПОЗВОЛИВШИЕ ИСПОЛЬЗОВАТЬ RISC-АРХИТЕКТУРУ В ОБЛАСТИ ВЫСОКОПРОИЗВОДИТЕЛЬНЫХ ВЫЧИСЛЕНИЙ. НАПРИМЕР, СУПЕРСКАЛЯРНАЯ АРХИТЕКТУРА БЫЛА РЕАЛИЗОВАНА У НАС 1978 ГОДУ, В ТО ВРЕМЯ КАК АМЕРИКАНЦЫ ПОДОШЛИ К НЕЙ ЛИШЬ В НАЧАЛЕ 90-Х ГОДОВ. А ВЕДЬ ИМЕННО СУПЕРСКАЛЯРНОСТЬ НАЗЫВАЮТ СЕГОДНЯ 5-ЫМ КРИТЕРИЕМ ПРИНАДЛЕЖНОСТИ ПРОЦЕССОРА К RISC-АРХИТЕКТУРЕ.

НАИБОЛЕЕ СЛОЖНО ВЫПОЛНИМОЕ ИЗ УПОМЯНУТЫХ ТРЕБОВАНИЙ — ПЕРВОЕ, В СООТВЕТСТВИИ С КОТОРЫМ, КАЖДАЯ КОМАНДА ДОЛЖНА ВЫПОЛНЯТЬСЯ НЕ БОЛЕЕ ЧЕМ ЗА ОДИН ТАКТ. ОДНАКО, НЕСМОТРЯ НА СУЩЕСТВЕННОЕ УПРОЩЕНИЕ, НЕОБХОДИМО, ЧТОБЫ УСТРОЙСТВО УПРАВЛЕНИЯ ПО-ПРЕЖНЕМУ ВЫПОЛНЯЛО ОПЕРАЦИИ ПО ЧТЕНИЮ КОДА КОМАНДЫ, ДЕКОДИРОВАНИЮ, ПОДГОТОВКЕ ОПЕРАНДОВ, СОБСТВЕННО ВЫПОЛНЕНИЮ КОМАНДЫ И ПЕРЕМЕЩЕНИЮ РЕЗУЛЬТАТА В СООТВЕТСТВУЮЩИЙ РЕГИСТР. ЕСЛИ УЧЕСТЬ, ЧТО КАЖДАЯ ИЗ ЭТИХ ОПЕРАЦИЙ ОБЯЗАНА СИНХРОНИЗИРОВАТЬСЯ С ФРОНТОМ (ИЛИ СПАДОМ) СИГНАЛА ТАКТОВОГО ГЕНЕРАТОРА, ТО ЕДИНСТВЕННО ВОЗМОЖНЫЙ ВАРИАНТ РЕШЕНИЯ ПРОБЛЕМЫ - ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТАК НАЗЫВАЕМОГО КОНВЕЙЕРА КОМАНД. ПРИ ЭТОМ ПО ПЕРВОМУ ПЕРЕПАДУ СИГНАЛА ТАКТОВОГО ГЕНЕРАТОРА В СООТВЕТСТВУЮЩЕМ УСТРОЙСТВЕ ВЫДЕЛЯЕТСЯ КОД ОПЕРАЦИИ, КОТОРЫЙ ЗАТЕМ ПЕРЕДАЕТСЯ В УСТРОЙСТВО ДЕКОДИРОВАНИЯ; ПО ВТОРОМУ - В УСТРОЙСТВЕ ИЗВЛЕЧЕНИЯ ВЫДЕЛЯЕТСЯ КОД ОПЕРАЦИИ СЛЕДУЮЩЕЙ КОМАНДЫ, А В УСТРОЙСТВЕ ДЕКОДИРОВАНИЯ ПРОИСХОДИТ

ДЕКОДИРОВАНИЕ ПЕРВОЙ КОМАНДЫ И ПЕРЕДАЧА ЕЕ В СООТВЕТСТВУЮЩЕЕ ИСПОЛНИТЕЛЬНОЕ УСТРОЙСТВО - АЛУ, СОПРОЦЕССОР И Т. Д. ТРЕТИЙ ПЕРЕПАД СОПРОВОЖДАЕТСЯ ИЗВЛЕЧЕНИЕМ КОДА ОПЕРАЦИИ ТРЕТЬЕЙ КОМАНДЫ, ДЕКОДИРОВАНИЕМ ВТОРОЙ И ПОДГОТОВКОЙ ДАННЫХ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ ПЕРВОЙ.

ТАКИМ ОБРАЗОМ, ПО КАЖДОМУ ИЗ ТАКТОВЫХ ИМПУЛЬСОВ НА КОНВЕЙЕР ВСТУПАЕТ НОВАЯ КОМАНДА, И НЕСКОЛЬКО УЖЕ ОБРАБАТЫВАЮТСЯ НА РАЗНЫХ ЕГО СТУПЕНЯХ. ОДНОВРЕМЕННО, ТАКЖЕ ПО КАЖДОМУ ИЗ ТАКТОВЫХ ИМПУЛЬСОВ, ЕГО ПОКИДАЕТ ОДНА ВЫПОЛНЕННАЯ КОМАНДА. И ХОТЯ НА ВЫПОЛНЕНИЕ КАЖДОЙ ЗАТРАЧИВАЕТСЯ ПО-ПРЕЖНЕМУ ОТ ЧЕТЫРЕХ ДО СЕМИ-ВОСЬМИ ТАКТОВ (В РАССМОТРЕННОМ ВЫШЕ УСЛОВНОМ КОНВЕЙЕРЕ - ПЯТЬ), КАЖДЫЙ ИЗ НИХ СОПРОВОЖДАЕТСЯ, КАК ЭТО И ТРЕБОВАЛОСЬ, ВЫПОЛНЕНИЕМ ОДНОЙ КОМАНДЫ. СЛЕДОВАТЕЛЬНО, ЕСЛИ ДЛЯ RISC - ПРОЦЕССОРОВ КОНВЕЙЕР КОМАНД ЯВЛЯЕТСЯ НЕОБЯЗАТЕЛЬНЫМ (ХОТЯ И ЖЕЛАТЕЛЬНЫМ) ЭЛЕМЕНТОМ, ТО ДЛЯ RISC-ПРОЦЕССОРОВ ОН ОБЯЗАТЕЛЕН. ОТМЕТИМ, ЧТО БОЛЬШИНСТВО RISC-ПРОЦЕССОРОВ ИМЕЮТ НЕ ОДИН, А НЕСКОЛЬКО (ОТ ДВУХ ДО ЧЕТЫРЕХ) КОНВЕЙЕРОВ, ЗА ЧТО ОНИ ПОЛУЧИЛИ НАЗВАНИЕ СУПЕРСКАЛЯРНЫХ (В ОТЛИЧИЕ ОТ СКАЛЯРНЫХ - ОДНОКОНВЕЙЕРНЫХ).

СЛЕДУЮЩАЯ ОСОБЕННОСТЬ RISC-ПРОЦЕССОРОВ - ВЫСОКАЯ СТЕПЕНЬ ДРОБЛЕНИЯ КОНВЕЙЕРА. В РАССМОТРЕННОМ ВЫШЕ ПРИМЕРЕ ОН СОСТОИТ ИЗ ПЯТИ СТУПЕНЕЙ: ИЗВЛЕЧЕНИЯ КОДА ОПЕРАЦИИ, ДЕКОДИРОВАНИЯ, ПОДГОТОВКИ ОПЕРАНДОВ, ИСПОЛНЕНИЯ, СОХРАНЕНИЯ РЕЗУЛЬТАТА. РЕАЛЬНО RISC-ПРОЦЕССОРЫ ХАРАКТЕРИЗУЮТСЯ СЕМИДЕСЯТИ СТУПЕНЧАТЫМИ КОНВЕЙЕРАМИ. С УВЕЛИЧЕНИЕМ ЧИСЛА СТУПЕНЕЙ ДЕЙСТВИЯ, ВЫПОЛНЯЕМЫЕ НА КАЖДОЙ ИЗ НИХ, ВСЕ БОЛЕЕ И БОЛЕЕ УПРОЩАЮТСЯ. ПОСЛЕДНЕЕ ОЗНАЧАЕТ, ЧТО УМЕНЬШАЕТСЯ ЧИСЛО НЕОБХОДИМЫХ ДЛЯ ЭТОГО ЛОГИЧЕСКИХ ЭЛЕМЕНТОВ И ПОЯВЛЯЕТСЯ ВОЗМОЖНОСТЬ ПОВЫСИТЬ ТАКТОВУЮ ЧАСТОТУ ПРОЦЕССОРА.

ТРЕТЬЯ ОСОБЕННОСТЬ, ВЫТЕКАЮЩАЯ ИЗ ПРЕДЫДУЩЕЙ, - РАЗВИТЫЕ СРЕДСТВА ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ВЕТВЛЕНИЙ И ПЕРЕХОДОВ. В ПРОГРАММАХ ДЛЯ СЕМЕЙСТВА X86 КОМАНДА ПЕРЕХОДА ВСТРЕЧАЕТСЯ В СРЕДНЕМ ЧЕРЕЗ КАЖДЫЕ ШЕСТЬ, В ПРОГРАММАХ ДЛЯ RISC-ПРОЦЕССОРОВ, КОМАНДЫ КОТОРЫХ ПРОЩЕ, - ЧЕРЕЗ КАЖДЫЕ 10... 12 КОМАНД. ВСТРЕТИВ КОМАНДУ УСЛОВНОГО ПЕРЕХОДА, ПРОЦЕССОР ДОЛЖЕН СДЕЛАТЬ ПРЕДПОЛОЖЕНИЕ О ТОМ, ВЫПОЛНИТСЯ УСЛОВИЕ ИЛИ НЕТ, И В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ЭТОГО НАЧАТЬ ПРЕДВЫБОРКУ КОМАНД ЛИБО С АДРЕСА ПРЕДПОЛАГАЕМОГО ПЕРЕХОДА, ЛИБО С АДРЕСА, СЛЕДУЮЩЕГО ЗА ТЕКУЩИМ. ЕСЛИ ПЕРЕХОД ПРЕДСКАЗАН НЕПРАВИЛЬНО, ПРОЦЕССОРУ НЕОБХОДИМО УДАЛИТЬ СО ВСЕХ СТУПЕНЕЙ КОНВЕЙЕРА КОМАНДЫ, ОТНОСЯЩИЕСЯ К НЕВЕРНО СДЕЛАННОМУ ПРЕДПОЛОЖЕНИЮ, И ПЕРЕЗАГРУЗИТЬ КОНВЕЙЕР. ЭТО ОСОБЕННО СКАЗЫВАЕТСЯ НА РАБОТЕ СУПЕРСКАЛЯРНЫХ ПРОЦЕССОРОВ - НА РАЗНЫХ СТУПЕНЯХ ТРЕХ-ЧЕТЫРЕХ КОНВЕЙЕРОВ МОЖЕТ НАХОДИТЬСЯ ДОВОЛЬНО МНОГО КОМАНД. ИХ УДАЛЕНИЕ С ПОСЛЕДУЮЩЕЙ ПЕРЕЗАГРУЗКОЙ ПРИВОДИТ К ТОМУ, ЧТО В ТЕЧЕНИЕ НЕСКОЛЬКИХ ТАКТОВ КОНВЕЙЕР НЕ ПОКИДАЕТ НИ ОДНА КОМАНДА. ПРОЦЕССОР, В КОТОРОМ ЭТО СЛУЧАЕТСЯ ЧАСТО, ТЕРЯЕТ 20... 30 % СВОЕЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ. ПОЭТОМУ RISC-ПРОЦЕССОРЫ ХАРАКТЕРИЗУЮТСЯ ВЕСЬМА ЭФФЕКТИВНЫМИ МЕХАНИЗМАМИ ПРЕДСКАЗАНИЯ ВЕТВЛЕНИЙ. КРОМЕ ТОГО, ОНИ СОДЕРЖАТ УСТРОЙСТВА, ПОЗВОЛЯЮЩИЕ ВЫБРАТЬ ТЕ ИЗ КОМАНД В ПРЕДСКАЗАННОМ ПЕРЕХОДЕ, КОТОРЫЕ МОЖНО ВЫПОЛНИТЬ ПРЕЖДЕ, ЧЕМ СТАНЕТ ЯСНО, ПРАВИЛЬНО ЛИ БЫЛ ПРЕДСКАЗАН ПЕРЕХОД.

ЕЩЕ ОДНА ОСОБЕННОСТЬ RISC-ПРОЦЕССОРОВ - ИСПОЛЬЗОВАНИЕ БОЛЬШОГО ЧИСЛА РЕГИСТРОВ. КАК ПРАВИЛО, В RISC-ПРОЦЕССОРАХ ИХ НЕ МЕНЕЕ 32. ПОДОБНАЯ СВОБОДА (СЕМЕЙСТВО X86 ИМЕЕТ ВСЕГО ВОСЕМЬ РЕГИСТРОВ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ) ПОЗВОЛЯЕТ СНИЗИТЬ ЧИСЛО ОБРАЩЕНИЙ К ОТНОСИТЕЛЬНО МЕДЛЕННОЙ ОПЕРАТИВНОЙ ПАМЯТИ В ПОЛТОРА-ДВА РАЗА (В СРАВНЕНИИ С CISC-ПРОЦЕССОРАМИ), ЧТО ОПЯТЬ-ТАКИ ПОЛОЖИТЕЛЬНО СКАЗЫВАЕТСЯ НА РОСТЕ РЕАЛЬНОЙ

ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ СИСТЕМЫ. ДОБАВИМ К ЭТОМУ, ЧТО ВСЕ RISC-ПРОЦЕССОРЫ СОДЕРЖАТ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ КЭШ-ПАМЯТЬЮ ВТОРОГО УРОВНЯ, ПОЗВОЛЯЮЩИЕ РАБОТАТЬ С НЕЙ НА МАКСИМАЛЬНОЙ СКОРОСТИ (В RISC-ИЗДЕЛИЯХ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ С КЭШ-ПАМЯТЬЮ ОБЫЧНО ПРОИСХОДИТ НА ЧАСТОТЕ, БОЛЕЕ НИЗКОЙ, ЧЕМ ЧАСТОТА САМОГО ПРОЦЕССОРА).

Очевидно, что RISC-процессоры эффективны в тех областях применения, в которых можно продуктивно использовать структурные способы уменьшения времени доступа к оперативной памяти. Если программа генерирует произвольные последовательности адресов обращения к памяти и каждая единица данных используется только для выполнения одной команды, то фактически производительность процессора определяется временем обращения к основной памяти. В этом случае использование сокращенного набора команд только ухудшает эффективность, так как требует пересылки операндов между памятью и регистром вместо выполнения команд "память, память - память". Программист должен учитывать необходимость локального размещения обрабатываемых данных, чтобы при пересылках между уровнями памяти по возможности все данные пересылаемых блоков данных принимали участие в обработке. Если программа будет написана так, что данные будут размещены хаотично и из каждого пересылаемого блока данных будет использоваться только небольшая их часть, то скорость обработки замедлится в несколько раз до скорости работы основной памяти.

Развитие микропроцессоров происходит при постоянном стремлении сохранения преемственности программного обеспечения (ПО) и повышения производительности за счет совершенствования архитектуры и увеличения тактовой частоты. Сохранение преемственности ПО и повышение производительности, вообще говоря, противоречат друг другу. Процессоры с системой команд x86, относящиеся к классу CISC-процессоров, имеют более низкие тактовые частоты по сравнению с микропроцессорами ведущих компаний-изготовителей RISC-процессоров. Существуют приложения, на которых производительность x86 микропроцессоров значительно ниже. чем у RISC-процессоров, реализованных на той же элементной базе. Однако возможность использования совместимого ПО для различных поколений x86 процессоров, выпущенных в течение последнего десятилетия, обеспечивает им устойчивое доминирующее положение на рынке.

В настоящее время на основе разработок компаний NexGen и AMD, подхваченных компанией Intel, предпринята попытка решить проблему повышения производительности в рамках архитектуры x86. Эти компании, сохраняя преемственность по системе команд с CISC-микропроцессорами семейства x86, создают новые устройства с использованием элементов RISC-архитектуры, использующие концепцию разделенной (decoupled) архитектуры и RISC ядра. В микропроцессор встраивается аппаратный транслятор, превращающий команды x86, в команды RISC-процессора. При этом одна команда x86 может порождать до четырех команд RISC-процессора. Исполнение команд происходит как в развитом суперскалярном процессоре.

Лекция 5.

Методы ускорения переключения контекста процессора

Современные операционные системы и системы программирования широко используют переключение контекста процессора (содержимого регистров и отдельных управляющих триггеров) при отработке входа в прерывание и выхода из него, входа и выхода из подпрограммы и в случае организации мультипрограммной работы. Время переключения контекста должно быть по возможности минимальным, так как затраты на переключение - это плата за организацию совместного протекания совокупности взаимодействующих вычислительных процессов.

Уменьшение времени переключения контекста процессора может быть достигнуто за счет, во-первых, сокращения количества регистров, содержимое которых сохраняется в памяти, во-вторых, аппаратной поддержки сохранения регистров и, в-третьих, введения специальных соглашений, регламентирующих использование регистров в программах, что позволяет перейти от полного сохранения контекста к частичному.

Уменьшение количества сохраняемых регистров ведет к снижению производительности и, вообще говоря, находится в противоречии со стремлением увеличения производительности за счет использования быстрой регистровой памяти и параллельного функционирования устройств процессора, каждое из которых содержит собственные регистры. Однако, этот прием применяется в ряде архитектур, например в транспьютерах компании INMOS и Java-процессорах. Это архитектуры, основанные на операциях со стеком. К числу сохраняемых регистров относятся указатели на текущую позицию стека, на используемую область памяти и т.д. Число таких указателей ограничено, например, в транспьютере их 8, что позволило переключать контекст за 2 микросекунды при тактовой частоте 10 МГц.

Аппаратная поддержка сохранения регистров может реализовываться по разному. С одной стороны, это может быть ускоренный аппаратный перенос содержимого регистров в память. С другой - возможно предоставление каждой вновь активизируемой программе своего множества регистров.

Например, в архитектуре SPARC микропроцессоров компании SUN используется 200 регистров, образующих 8 групп (окон) по 32 регистра с общими для двух соседних окон восемью регистрами. Перекрытие регистровых окон выполнено так, что регистры с номерами 24-31 предыдущего окна служат одновременно регистрами с номерами 0-7 последующего окна. Это, по мнению разработчиков, увеличивает эффективность передачи параметров подпрограммам.

Использование регистров обработки быстрых прерываний. Ряд функций, связанных с обработкой прерываний, выполняются специализированными программами, которые могут использовать ограниченное число регистров. Поэтому в ряде процессоров вводятся специальные регистры, используемые при обработке так называемых быстрых прерываний. Это, например,

прерывание по приему очередного символа сообщения, переносящее символ в память. Действия по началу приема, требующие запуска механизма распределения памяти, и завершению приема всего сообщения требуют, как правило, обычного прерывания, сохраняющего все регистры процессора. Но так как чаще происходит прием очередного символа, то быстрые прерывания дают существенное увеличение производительности.

Стандартизация архитектур микропроцессоров

На протяжении всей истории развития вычислительной техники предпринимались попытки (прежде всего со стороны разработчиков программных средств) стандартизировать архитектуру процессоров, что существенно расширило бы область применения создаваемого программного обеспечения. Осознав безуспешность попыток добиться совместимости на уровне системы машинных команд, разработчики пытались стандартизовать язык ассемблера, языки высокого уровня, языки интерфейса прикладных программ с операционными системами.

Стимулом к этому была и остается постоянно растущая сложность как самих процессоров, так и создаваемых с их использованием программных систем.

Создание сложных новых систем требует, помимо всего прочего, наличия двух обязательных этапов: адекватного описания системы и исчерпывающего тестирования на соответствие этому описанию. Тестирование должно быть доказательным. Не прибегая к примерам из области создания больших прикладных систем, укажем на широко известные ошибки в микропроцессорах известных компаний и на наличие не декларированных возможностей микропроцессоров и операционных систем.

Отсутствие стандартизации не позволяет создавать новые системы путем конструирования из существующих, прошедших апробацию в разнообразных условиях применения большим количеством независимых пользователей.

Попытка комплексного решения проблемы стандартизации - формулирование концепции Открытых систем. Открытые системы представляют совокупность интерфейсов, протоколов и форматов данных, базирующихся на общедоступных, общепринятых стандартах, обеспечивающих переносимость (мобильность) программного обеспечения, взаимодействие между системами, масштабируемость.

Переносимость - свойство, выражающееся в возможности исполнения программы в исходных кодах на различных аппаратных платформах в среде различных операционных систем.

Взаимодействие систем - свойство, выражающееся в способности систем обмениваться информацией с автоматическим восприятием форматов и семантики данных.

Масштабируемость - свойство, выражающееся в возможности исполнения программы на различных ресурсах (объем памяти, число и производительность процессоров) с пропорциональным изменению ресурсов значением показателей

эффективности. Важно понимать, что ресурсы могут не только возрастать, но и уменьшаться. Например, программа может выполняться на произвольном, выделенном для ее исполнения участке памяти.

В рамках концепции Открытых систем архитектура процессора должна поддаваться достаточно простому формальному описанию со спецификацией типов данных, регистров и выполняемых преобразований без "побочных эффектов".

Известны по крайней мере две попытки реализации этого подхода, рассмотренные ниже.

Архитектурно независимая спецификация программ. В настоящее время в рамках международной организации ISO/IEC в комитете по микропроцессорным системам ведется подготовка проекта стандарта ANDF на архитектурно независимый формат спецификации программ (Architecture Neutral Distribution Format). По мнению разработчика компании X/Open Company Ltd., этот формат спецификаций позволит решить проблему переносимости программ. Компиляция исходного кода предполагается двухэтапной. На первом этапе исходный код транслируется в обобщенные декларации интерфейсов прикладных программ (API) в совокупности с обобщенными описаниями типов данных. Фактически полученная оттранслированная программа представляет собой выражение абстрактной алгебры, определенной Architecture Neutral Distribution Format. В результате текст программы может быть подвергнут формальной проверке и преобразованию. На втором этапе генерируется программа для конкретной архитектуры.

Java-технология, предложенная компанией SUN. В основе данной технологии лежит понятие виртуальной Java-машины, спецификации которой включают следующие типы данных:

• byte - байт;

• short - двухбайтовое целое;

• integer - четырехбайтовое целое;

• long - восьмибайтовое вещественное;

• float - четырехбайтовое вещественное;

• double - восьмибайтовое вещественное;

• char - двухбайтовый символ;

• object - четырехбайтовая ссылка на объект;

• returnAddress - четырехбайтовый адрес возврата. В виртуальном Java-процессоре предусмотрены следующие регистры:

• PC - счетчик команд;

• Vars - регистр для доступа к локальным переменным;

• Optop - указатель на стек операндов;

• Frame - указатель на окружение времени выполнения. Большинство команд

Java-процессора имеют длину один байт, что согласуется со стековой архитектурой процессора, использующей небольшое число регистров и указателей на данные,

Использование байт-кода в процессоре Java позволяет уменьшить длину программ. Средняя длина команды составляет 1,8 байта, В последнее время ко всем ранее существовавшим доводам в пользу стандартизации архитектур добавилась практическая потребность работы в сетях типа Internet, что выдвигает требование короткого программного кода. Открытые системы, создаваемые в Internet, позволят накапливать программные продукты и конструировать системы из уже существующих.

Заметим, что архитектура виртуальной Java-машины достаточно похожа на архитектуру транспьютеров компании IMMOS, Отличие фактически состоит в добавлении элементов объектно-ориентированной технологии. Одним из препятствий на пути развития Java-технологии является низкая производительность исполнения Java-кода. Однако есть все предпосылки для преодоления этого препятствия. Например, современные процессоры с архитектурой компании Intel x86 содержат специальный блок, транслирующий сложные команды в совокупность простых команд RISC-процессора. Далее RISC-процессор исполняет эти команды, используя все преимущества RISC-подхода для достижения высокой производительности. Вполне мыслимое дело разработать подобный транслятор для Java-кода, когда байт-код будет транслироваться в команды реального процессора.

Другим возможным подходом к повышению производительности служит примененный в транспьютере T-9000. В нем предпринята попытка при сохранении байтовой системы команд транспьютеров семейств T-2xx, T-4xx, T-8xx повысить скорость исполнения за счет одновременной обработки большого числа команд при исполнении их на параллельно функционирующих обрабатывающих устройствах.

Лекция 6.

ILP процессоры

Архитектура ILP- процессоров

Более высокая производительность достигается как за счёт совершенствования полупроводниковой технологии, так и за счёт увеличения плотности микросхем. Дальнейшего увеличения скорости выполнения программ можно добиться в первую очередь благодаря реализации определённого вида параллелизма. Параллелизм на уровне команд (instruction-level parallelism, ILP) стал возможен благодаря созданию процессоров и методик компиляции, которые ускоряют работу за счёт параллельного выполнения отдельных RISC-операций. Системы на базе ILP используют программы, написанные на традиционных языках высокого уровня для последовательных процессоров, а обнаружение «скрытого параллелизма» автоматически выполняется благодаря применению соответствующей

компиляторной технологии и аппаратного обеспечения.

Тот факт, что эти методики не требуют от прикладных программистов дополнительных усилий, имеет крайне важное значение. Это решение резко отличается от традиционного микропроцессорного параллелизма (многопроцессорный и мультискалярный тип параллельной обработки), который предполагает, что программисты должны переписывать свои приложения. Поэтому сейчас, параллельная обработка на уровне команд, является единственным надёжным подходом, позволяющим добиться увеличения производительности без фундаментальной переработки приложений. Эти два типа параллельной обработки не исключают друг друга; самые эффективные многопроцессорные или мультискалярные системы, вероятнее всего, будут создаваться на базе процессоров ILP.

Компьютерная архитектура – это своего рода соглашение между классом программ, написанных для данной архитектуры, множеством реализаций процессора для неё. Как правило, это соглашение описывает формат и интерпретацию отдельных команд, но в случае с архитектурами ILP это соглашение может быть расширено: в него включается информация о возможном параллелизме между командами.

Есть два крайних подхода, при возможных промежуточных, к отображению присущего микропроцессору внутреннего параллелизма обработки данных на архитектурном уровне в системе команд. Первый подход более консервативен и состоит в том, что никакого указания на параллельную обработку внутри процессора система команд не содержит. Такие процессоры относятся к классу суперскалярных.

Второй подход - напротив полностью открывает все возможности параллельной обработки. В специально отведенных полях команды каждому из параллельно работающих обрабатывающих устройств предписывается действие, которое устройство должно совершить. Такие процессоры называются процессорами с длинным командным словом (VLIW). Предполагается, что существуют компиляторы с языков высокого уровня, которые готовят программы для загрузки их в микропроцессоры.

Основная идея, определяющая развитие ILP микропроцессоров, состоит в построении возможно большего количества параллельных структур при сохранении традиционных последовательных программ. Это означает, что компиляторы и аппаратура микропроцессора сами, без вмешательства программиста, обеспечивают загрузку параллельно работающих функциональных устройств микропроцессора.

Повысить степень параллелизма программы можно изменяя соответствующим образом ее статическую или динамическую структуру. Поскольку статическая структура программы однозначно соответствует ее исходному тексту (в предположении неизменности компилятора), то изменение статической структуры сводится к изменению исходного кода, что, в общем случае, не всегда возможно. Динамическая же структура программы может быть изменена при неизменной статической структуре. И главной целью такого

изменения должно быть повышение степени параллельного исполнения команд.

Суперскалярные процессоры

Суперскалярные процессоры – это реализация ILP-процессора для последовательных архитектур – архитектур, программа для которых не должна передавать и, фактически, не может передавать точную информацию о параллелизме. Поскольку программа не содержит точной информации о наличии ILP, то, задача обнаружения параллелизма должна решаться аппаратурой, которая, следовательно, должна создавать план действий для обнаружения «скрытого параллелизма». Код для суперскалярных процессоров содержит последовательность команд, которая порождает корректный результат, если выполняется в установленном порядке. Код указывает последовательный алгоритм и, за исключением того, что он использует конкретный набор команд, не представляет себе точную природу аппаратного обеспечения, на котором он будет работать или точный временной порядок, в котором будут выполняться команды. Такой подход увеличивает сложность аппаратного обеспечения, в то же время суперскалярный процессор создаёт план выполнения, используя преимущества тех факторов, которые могут быть определены только во время выполнения.

Допустимые границы преобразования динамической структуры программы задают существующие на множестве инструкций отношения: зависимость по управлению и зависимость по данным. При описании архитектур суперскалярных процессоров часто используется модель окна исполнения. При исполнении программы микропроцессор как бы продвигает по статической структуре программы окно исполнения. Команды в окне могут исполняться параллельно, если между ними нет зависимости.

Для устранения зависимостей, вызванных командами переходов, используется метод предсказания, позволяющий извлекать и условно исполнять команды предсказанного перехода. Если позднее обнаруживается, что предсказание было сделано верно, то результаты условно исполненных команд принимаются. Если предсказание было ошибочным, состояние процессора восстанавливается на момент принятия решения о выполнении перехода.

Команды, помещенные в окно исполнения, могут быть зависимы по данным. Эти зависимости обусловлены использованием одних и тех же ресурсов памяти (регистров, ячеек памяти) в разных командах. Поэтому для правильного исполнения программы необходимо использование этих ресурсов в предписываемом программой порядке.

Все виды зависимостей по данным могут быть классифицированы по типу ассоциаций: RAR - "чтение после чтения", WAR - "запись после чтения" и WAW - "запись после записи", RAW - "чтение после записи". Пример различных зависимостей команд по данным показан на рис.11. Некоторые из зависимостей по данным могут быть устранены. RAR, по сути дела,

соответствует отсутствию зависимостей, поскольку в данном случае порядок выполнения команд не имеет значения. Действительной зависимостью является только "чтение после записи" (RAW), так как необходимо прочитать предварительно записанные новые данные, а не старые.

Лишние зависимости по данным появляются в результате "записи после чтения" (WAR) и "записи после записи" (WAW).

После удаления лишних зависимостей по управлению и данным команды могут исполняться параллельно. Формирование расписания параллельного выполнения команд возлагается на аппаратные средства микропроцессора. Это расписание учитывает существующие зависимости между командами и имеющиеся функциональные модули процессора.

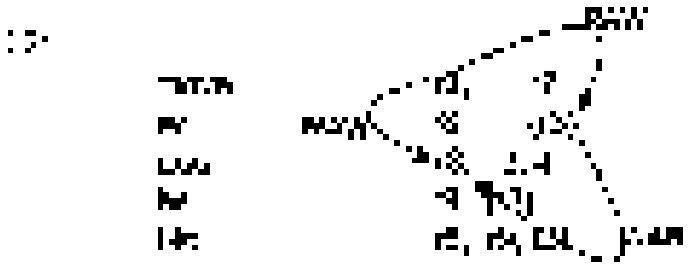


Рис.11. Зависимости команд по данным

Типовая архитектура суперскалярного микропроцессора представлена на рис.12.

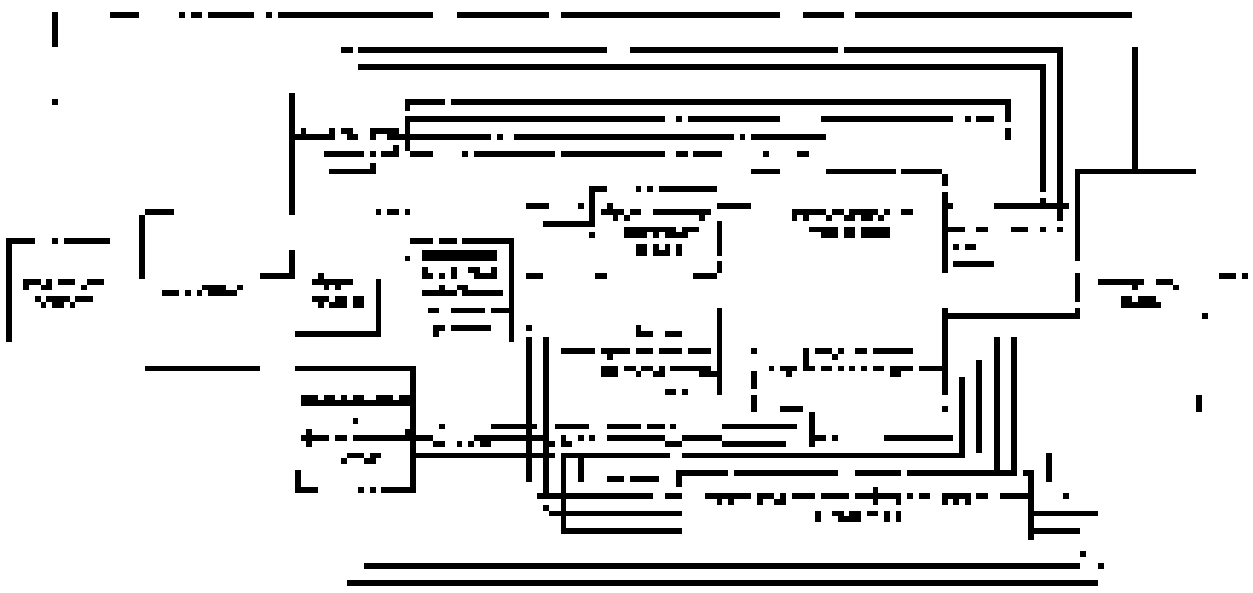


Рис.12. Архитектура суперскалярного микропроцессора

В число основных блоков суперскалярного микропроцессора входят: блок выборки команд и предсказания переходов, блок декодирования команд, анализа зависимостей между командами, переименования и диспетчеризации, блоки регистров и обрабатывающих устройств с плавающей и фиксированной

точками, блок управления памятью, а также блок упорядочения выполненных команд.

Рассмотрим основные приемы повышения быстродействия в суперскалярных микропроцессорах.

Предварительная выборка команд и предсказание переходов. Поскольку при суперскалярной обработке необходимо извлекать из памяти несколько команд за один такт для загрузки параллельно работающих функциональных модулей, повышенные требования предъявляются к пропускной способности интерфейса микропроцессор-память. В современных микропроцессорах применяются многоуровневые раздельные кэш-памяти данных и команд.

Для уменьшения потерь процессорных циклов, связанных с промахами при обращении к кэш-памяти в случае выполнения команд ветвления, в состав системы кэширования введены средства предсказания переходов, основное назначение которых - повысить вероятность наличия в кэш-памяти требуемой команды.

Исполнение условных ветвлений состоит из следующих этапов:

• распознание команды условного ветвления;

• проверка выполнения условия перехода;

• вычисление адреса перехода;

• передача управления, в случае перехода.

На каждом этапе используются специальные приемы повышения производительности:

1. Для быстрого декодирования используются либо дополнительные биты в поле команды, либо преддекодирование команд при выборе из кэш-памяти команд.

2. Часто, когда команда уже выбрана в кэш, условие перехода еще не вычислено и чтобы не задерживать поток команд в данном случае используется предсказание перехода по одной из нескольких возможных схем. Некоторые предсказатели используют статическую информацию из двоичного кода программы или специально выработанную компилятором. Например, определенные коды операций чаще вырабатывают ветвление, чем другие коды, или ветвление более вероятно (при организации циклов), или компилятор может устанавливать флаг, указывающий направления перехода. Может также использоваться статистическая информация, полученная при трассировке программы.

Другие предсказатели используют динамически формируемую информацию в процессе исполнения программы. Обычно это информация, касающаяся истории выполнения данного ветвления, сохраняемая в таблице ветвлений или в таблице предсказаний ветвлений. Таблица предсказания ветвлений организуется по ассоциативному принципу, подобно кэш-памяти, ее элементы доступны по адресу команды, ветвление которой предсказывается. В некоторых реализациях элемент таблицы предсказания ветвления является счетчиком,

значение которого увеличивается при правильном предсказании и уменьшается при неправильном. При этом значение счетчика определяет преобладающее направление ветвлений.

В момент определения действительного значения условия ветвления, вносится изменение в историю ветвления. Если предсказание было неверным, то должна инициироваться выборка правильных команд. Результаты команд, которые были условно выполнены, должны быть аннулированы.

3. Для определения адреса ветвления обычно требуется выполнить целочисленное сложение, прибавляющее к текущему значению счетчика команд смещение, заданное в поле команды ветвления. И хотя это не требует дополнительных циклов для обращения к регистрам, ускорение вычисления адреса может быть достигнуто благодаря использованию буфера, содержащего ранее использованные адреса переходов.

Если требуется осуществить смену значения счетчика команд, то необходим, по крайней мере, один такт для распознания команды ветвления, модификации счетчика команд и выборки команды по заданному значению счетчика команд. Эти задержки вызывают пустые такты в конвейерах процессора. Более сложные решения используют буферы, содержащие наборы команд для двух возможных результатов ветвлений.

Возможно также использование "отложенных переходов", когда одна или несколько команд после команды ветвления выполняются безусловно.

Декодирование команд, переименование ресурсов и диспетчеризация. На этой фазе определяются существенные зависимости (RAW) по данным между командами и преодолеваются несущественные (WAW, WAR), производится распределение команд по буферам команд функциональных устройств.

При декодировании команды создается одна или несколько упорядоченных троек, каждая из которых включает: 1) исполняемую операцию, 2) указатели на операнды, 3) указатель на место помещения результата.

Для преодоления лишних WAR и WAW зависимостей, возникающих в результате ограниченности логических ресурсов (ячеек памяти, регистров), используется механизм динамического отображения определяемых текстом программы логических ресурсов на физические ресурсы микропроцессора. При данном подходе с одним логическим ресурсом может быть связано несколько значений в различных физических ресурсах, каждое из которых соответствует значению логической величины в один из моментов времени последовательного выполнения программы.

Когда команда создает новое значение для логического регистра, физический ресурс, в который помещается это значение, получает имя. Последующие команды, использующие это значение, снабжаются именем физического ресурса. Данная процедура называется переименованием регистров. Используются два основных способа переименования.

В первом, физический файл регистров больше логического. При необходимости переименования из списка свободных физических регистров

берется один и ему сопоставляется соответствующее логическое имя. Если список свободных регистров пуст, диспетчеризация команд приостанавливается до момента появления свободных физических регистров.

Остается вопрос о возвращении физических регистров в список свободных после того, как из них считаны данные в последний раз. Один из способов связывает счетчик с каждым физическим регистром. Счетчик увеличивается при каждом переименовании операнда в командах, использующих этот физический регистр. Соответственно при использовании операнда значения счетчика уменьшается на 1. При достижении счетчиком нуля физический ресурс должен быть переведен в список свободных.

Второй способ переименования использует одинаковое число логических и физических регистров и поддерживает их однозначное соответствие. В дополнение имеется буфер с одним вхождением для каждой инициированной на исполнение команды. Этот буфер называется переупорядочивающим, так как он используется также для установления порядка команд при прерываниях. Данный буфер можно рассматривать в виде кольцевого буфера с указателями "начало" и "конец".

Команды помещаются в конец буфера. По завершению команды ее результат заносится в заранее предписанный ей элемент очереди, независимо от места в очереди, занимаемого этим элементом. К моменту достижения командой начала буфера, если она была исполнена, ее результат помещается в регистровый файл, а сама команда удаляется. Команда, находящаяся в буфере и не исполненная в виду отсутствия значения операнда, остается в нем вплоть до получения этого значения. Одновременно может выбираться из очереди или помещаться в нее несколько команд.

Исполнение команд. После формирования для каждой команды упорядоченных троек, состоящих из кода операции, физических операндов - источника и результата, и размещения их в буферах, наступает фаза динамической проверки готовности значений операндов для исполнения команды.

В идеале команда готова к исполнению как только готовы ее входные операнды. Однако есть ряд ограничений, связанных с доступностью физических ресурсов, таких как исполнительные устройства, коммутаторы и порты регистровых файлов (или переупорядочивающего буфера). Для организации окна исполнения используются различные методы: одной очереди, многих очередей или метод резервирующей станции.

Если имеется одна очередь, то переименование регистров не требуется, так как доступность значений операндов может отмечаться битом резервирования, сопоставленным каждому регистру. Регистр резервируется, когда модифицирующая его команда назначается на исполнение. И регистр освобождается, когда заканчивается исполнение команды. Если для команды ресурсы не были зарезервированы, то она приостанавливает свое исполнение.

В методе многих очередей каждая очередь организуется для команд одного

типа. Например, очередь команд с плавающей точкой или очередь команд работы с памятью.

Третий метод предполагает использование резервирующей станции, состоящей из совокупности элементов, каждый из которых содержит позиции для размещения кода операции, наименования первого операнда, самого первого операнда, признака доступности первого операнда, наименования второго операнда, самого второго операнда, признака доступности второго операнда и наименования регистра результата. Когда команда завершает исполнение и вырабатывает результат, то наименование результата сравнивается с наименованиями операндов в резервирующей станции.

Если в резервирующей станции обнаруживается команда, ждущая этого результата, то данные записываются в соответствующую позицию и устанавливается признак их доступности. Когда у команды доступны все операнды, инициируется ее исполнение. Резервирующая станция следит за доступностью операндов. Когда команда при диспетчеризации попадает в резервирующую станцию, все готовые операнды из регистрового файла переписываются в поля этой команды. Когда все операнды готовы, команда исполняется. Иногда резервирующая станция содержит не сами операнды, а указатели на них в регистровом файле или переупорядочивающем буфере.

Работа с памятью. Для вычисления адреса памяти, как правило, требуется, по крайней мере, одно сложение. После вычисления адреса может понадобиться его преобразование в физический адрес, осуществляемое буфером трансляции адресов (TLB).

Проблемы конфликтов при доступе к разделяемому ресурсу - ячейкам памяти, по сути те же, что и при доступе к регистрам.

Завершение выполнения команды. Завершающей фазой исполнения команды является фаза изменения состояния процессора в соответствии с выполненной командой. Назначение этой фазы - сохранение последовательной модели исполнения программы, при реальном параллельном выполнении отдельных команд и условном выполнении команд ветвления. Для изменения состояния процессора применяются два основных способа, причем оба основаны на использовании двух состояний: состояния, измененного в результате операции, и состояния, требуемого для восстановления.

При первом способе сохраняется состояние процессора в наборе контрольных точек или в буфере истории вычислений, которые, в случае необходимости, используются для восстановления состояния.

Второй способ предполагает рассмотрение логического (архитектурного) и физического состояния процессора. Физическое состояние изменяется немедленно по завершении очередной команды. Архитектурное состояние изменяется тогда, когда ясен результат условно выполненных команд. Для реализации этого способа используется переупорядочивающий буфер: результаты из буфера отправляются в файл архитектурных регистров и память.

В переупорядочивающем буфере для каждой команды содержится

соответствующее ей значение счетчика команд и значения других регистров, которые необходимы для корректного обслуживания прерываний.

На рис.13. показаны основные компоненты суперскалярного микропроцессора: функциональные модули - выполнения операций с плавающей (FPU) и фиксированной (ALU) точкой, устройство загрузки/сохранения, файлы регистров, раздельная кэш-память команд и данных, а также вспомогательные модули, обеспечивающие динамическое планирование вычислительного процесса " устройство связи с кэш-памятью 2-го уровня, блок переупорядочивания команд и блок предварительной дешифрации.

По крайней мере два обстоятельства ограничивают эффективность использования суперскалярных архитектур. Во-первых, есть ограничения на степень параллелизма на уровне команд, даже если применяется самая совершенная техника суперскалярных вычислений. Первое ограничение проистекает из условных переходов. Другое следует из того, что размер окна исполнения (число активных команд, могущих исполняться параллельно) ограничивает возможный присущий программе параллелизм, так как не рассматривается параллельное исполнение команд, находящихся на расстоянии, превышающем размер окна.

Во-вторых, сложность суперскалярного процессора возрастает как количество параллельно исполняемых команд и даже быстрее.

Вероятнее всего, что пределом распараллеливания при суперскалярной обработке является запуск одновременно на исполнение в каждом такте 7-8 команд.

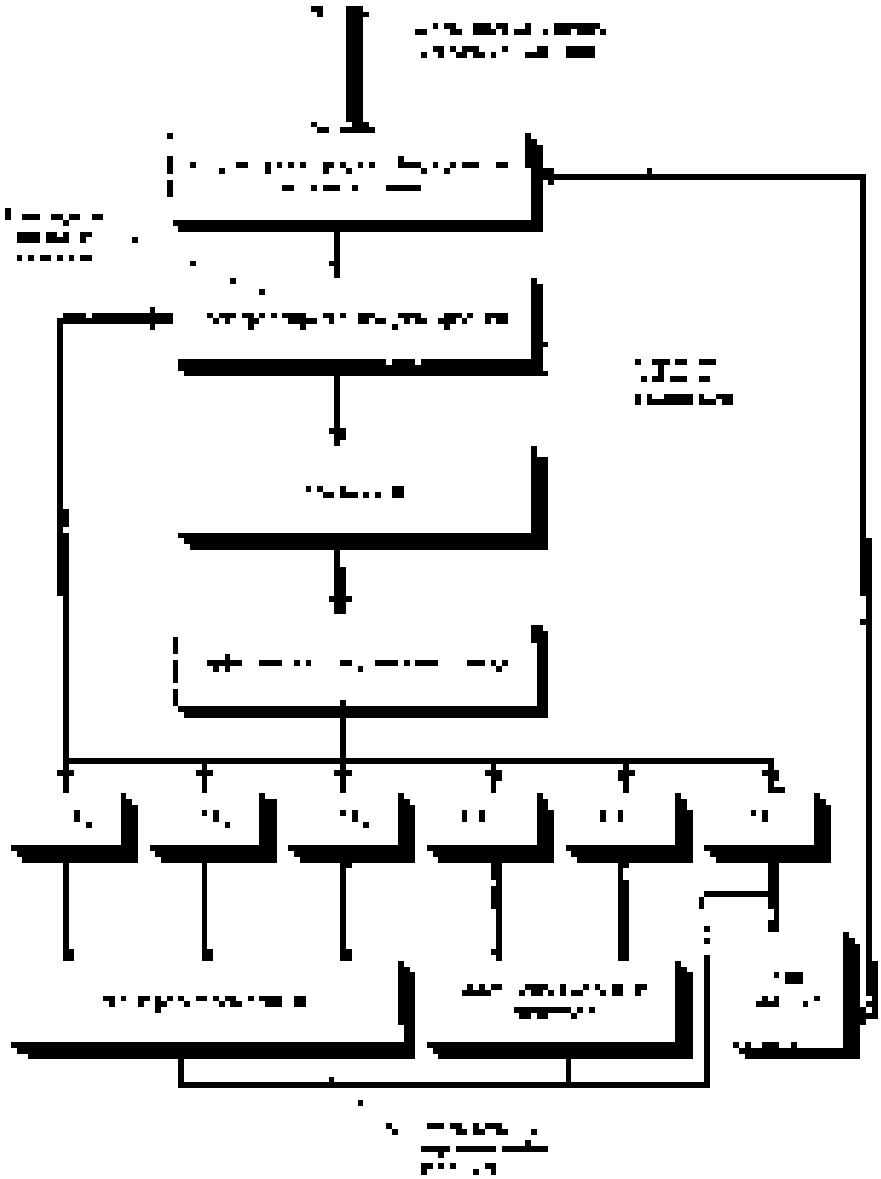


Рис. 13. Структура суперскалярного микропроцессора

VLIW-процессоры.

Альтернатива суперскалярной обработке – процессоры с длинным командным словом (VLIW). Использование этого метода предполагает задание в командном слове совокупности параллельно выполняемых команд. Подготовкой таких программ занимается компилятор.

В отличие от программ для суперскалярных процессоров, код VLIW предлагает точный план того, как процессор будет выполнять программу, план, которой компилятор создаёт статически во время компиляции. Код точно указывает, когда будет выполнена каждая операция, какие функциональные устройства будут работать и какие регистры будут содержать операнды. Компилятор VLIW создаёт такой план выполнения, имея полное представление о процессоре VLIW, причём создаёт этот план так, чтобы добиться требуемой

записи выполнения – последовательности событий, которые действительно происходят во время работы программы. Компилятор передаёт план выполнения (через архитектуру набора команд, которая точно описывает параллелизм) аппаратному обеспечению, которое, в свою очередь, выполняет этот план.

Процессоры VLIW представляют собой пример архитектуры, для которой программа представляет точную информацию о параллелизме. Компилятор выявляет параллелизм в программе и сообщает программному обеспечению, какие операции не зависят друг от друга. Эта информация имеет важное значение для аппаратного обеспечения, поскольку в этом случае оно «знает» без дальнейших проверок, какие операции можно начинать выполнять в одном и том же такте.

Достоинства VLIW заключаются в следующем:

Компилятор может эффективнее исследовать зависимости между командами и выбирать параллельно исполняемые команды, чем это делает аппаратура суперскалярного процессора, ограниченная размером окна исполнения.

VLIW процессор имеет более простое устройство управления и потенциально может иметь более высокую тактовую частоту.

Однако у VLIW процессоров есть серьёзный фактор, снижающий их производительность. Это команды ветвления, зависящие от данных, значения которых становятся известны только в динамике вычислений. Окно исполнения VLIW-процессора, не может быть очень большим в виду отсутствия у компилятора информации о зависимостях, формируемых динамически, в процессе выполнения. Этот недостаток препятствует возможности переупорядочивания операций в VLIW процессоре. Кроме того, VLIW реализация требует большого размера памяти имён, многовходовых регистровых файлов, большого числа перекрёстных связей.

EPIC-процессоры.

Тип архитектуры Explicitly Parallel Instruction Computing – это эволюция архитектуры VLIW, которая абсорбировала в себе многие концепции суперскалярной архитектуры, хотя и в форме, адаптированной к EPIC. По сути, EPIC – это «идеология», определяющая, как создавать ILP-процессоры, а также набор характеристик архитектуры, которые поддерживают данную идеологию. К архитектуре EPIC можно отнести множество различных архитектур набор команд (ISA). Помимо включения или исключения той или иной характеристики архитектуры, которые мы рассматриваем, проектировщики процессоров должны принимать традиционные решения по таким вопросам, как набор кодов операций, диапазон поддерживаемых типов данных и количество используемых регистров. Любая архитектура, относящаяся к классу EPIC должна реализовывать общую идеологию EPIC. В зависимости от того, какие из характеристик EPIC использует архитектура ISA, она может быть оптимизирована для различных приложений, например, для систем общего назначения или встроенных устройств. Из чего следует, что тип архитектуры

EPIC должен быть архитектурой общего назначения, то есть архитектурой, способной достигать высокой степени параллелизма на уровне команд как в числовых, так и в скалярных приложениях.

Одна из целей создания архитектуры EPIC, состоит в том, чтобы сохранить реализованный в VLIW принцип статического создания плана выполнения, но в то же время обогатить его возможностями суперскалярного процессора, которые позволили новой архитектуре лучше учитывать динамические факторы, традиционно ограничивающие параллелизм, свойственный VLIW. Чтобы добиться этих целей, «идеология» EPIC была построена на следующих основных принципах:

Компилятор должен играть ключевую роль в создании плана выполнения, а архитектура должна обеспечивать поддержку необходимых для этого компонентов.

Архитектура должна обеспечивать функции, которые помогают компилятору в использовании статических ILP.

Архитектура должна обеспечивать механизм для передачи плана выполнения компилятора аппаратному обеспечению.

Направления развития ILP архитектуры.

Как уже отмечалось ранее, в ILP процессорах предпринимается попытка в рамках модели последовательных программ реализовать параллельное исполнение команд этих программ. После извлечения последовательного потока команд между командами устанавливаются только действительно необходимые зависимости по данным. При этом сохраняется достаточно информации о порядке следования команд в исходной программе, чтобы сохранить их порядок при наступлении прерывания.

Типичный ILP процессор выбирает команды и исследует их по мере выполнения. Исследование проводится с целью выявления и обработки команд перехода, идентификации типа команды для ее дальнейшего направления на соответствующий исполнительный блок или в буфер памяти. Выполняются также некоторые действия для смягчения зависимостей по данным, например переименование регистров. VLIW процессор возлагает на компилятор статическую реализацию тех функций, которые в суперскалярном процессоре выполняются динамически.

За последние десять лет сравнение достоинств VLIW и суперскалярных архитектур было основной темой в дискуссиях специалистов по вопросам ILP. Сторонники той и другой концепции сводят обсуждение к противопоставлению простоты и ограниченных возможностей VLIW и сложности и динамическим возможностям суперскалярных систем. При этом ясно, что оба подхода имеют свои достоинства и говорить об их альтернативности не уместно. Очевидно, что создание плана выполнения во время компиляции существенно для обеспечения высокой степени распараллеливания на уровне команд, даже для

суперскалярного процессора. Так же ясно и то, что во время компиляции существует неоднозначность, которую можно разрешить только во время выполнения, и для решения этой задачи процессор требует наличия динамических механизмов. Сторонники EPIC согласны с обеими позициями. Различие только в том, что компилятор может управлять такими динамическими механизмами, применяя их выборочно там, где это возможно. Столь широкие функции управления дают компилятору возможность использовать правила управления этими механизмами более оптимально, чем это позволяют аппаратные возможности.

Основные принципы EPIC, наряду с возможностями архитектуры, которые их поддерживают, обеспечивают средства определения ILP-архитектур и процессоров, позволяющих добиться более высокой степени ILP при меньшей сложности аппаратуры в самых разных прикладных областях. IA-64 – пример того, как принципы EPIC могут применятся к вычислительным системам общего назначения - области, где совместимость кода, имеет критически важное значение. EPIC даёт надежды на устойчивый рост производительности микропроцессоров общего назначения на наших приложениях без кардинального переписывания этих приложений. Однако можно быть уверенным в том, что EPIC будет играть столь же важную роль и на рынке высокопроизводительных встроенных систем. В этой области более жёсткие требования к соотношению цена/производительность и при этом более низкие требования к совместимости на уровне объектных модулей, что заставляет использовать более настраиваемые архитектуры.

Дальнейшее повышение производительности микропроцессоров связывается в настоящее время со статическим и динамическим анализом кода с целью выявления резервов параллелизма уровня отдельных команд и программных сегментов с использованием информации, предоставляемой компилятором языка высокого уровня. Исследования в данном направлении привели к разработке мультискалярной архитектуры процессоров, которые являются дальнейшим развитием ILP архитектуры.

Лекция 7.

Мультискалярные процессоры

Мультискалярная модель выполнения программы.

Мультискалярные процессоры используют агрессивную парадигму выполнения кода с целью извлечения параллелизма уровня команд из последовательной программы, представленной на языке высокого уровня. В соответствии с данной парадигмой программа разбивается на совокупность задач с помощью программных и аппаратных средств. Задача - часть программы, выполнению которой соответствует непрерывная область динамической последовательности команд (например, часть базисного блока, базисный блок, множество базисных блоков, одиночная итерация цикла, полный цикл, обращение к функции, и т.д.). Задачи программы статически

разграничиваются аннотациями. Зависимости между операторами программы по управлению представляются как граф управляющих зависимостей (ГУЗ), в котором вершинами являются задачи, а дугами задается порядок их выполнения. Динамика выполнения программы может рассматриваться как обход ГУЗ программы. На каждом шаге обхода мультискалярный процессор назначает одну задачу на один из процессорных элементов (ПЭ) для выполнения, без учета фактического содержания задачи, и продолжает обход ГУЗ от рассматриваемой вершины до следующей.

Задача назначается для выполнения некоторому процессорному элементу, передачей ему начального значения программного счетчика. Множество инициированных таким образом задач выполняется параллельно на процессорных элементах, результатом чего является выполнение множества команд за один процессорный такт.

Каждый из процессорных элементов выбирает и выполняет команды, принадлежащие выделенной ему задаче. Значения разделяемых процессорными элементами регистров копируются в каждый ПЭ. Результат модификации содержимого регистров динамически направляется множеству параллельных ПЭ в соответствии с генерируемыми компилятором масками.

Доступ к памяти осуществляется спекулятивно (условно, по предположению) без знания последовательности предшествующих команд загрузки или сохранения. Обращение к данным осуществляется параллельно многим ПЭ, обработка приостанавливается только в случае истинной зависимости данных.

Пример архитектуры мультискалярного процессора показан на рис.14.

В общих чертах мультискалярный процессор можно рассматривать как параллельную вычислительную систему, состоящую из совокупности ПЭ с программой-планировщиком, которая назначает задачи на ПЭ. Как только задача назначена на ПЭ, он выбирает и выполняет команды задачи, пока она не завершится. Множество ПЭ, каждый с собственным внутренним механизмом последовательного выполнения команд, поддерживают выполнение множества задач. Команды, содержащиеся внутри динамического окна исполнения, ограничены первой командой в самой ранней выполняемой задаче и последней командой в последней выполняемой задаче. При условии, что каждая задача может содержать циклы и обращения к функциям, эффективный размер окна может быть чрезвычайно большим. Существенным является то, что не все команды внутри этого широкого диапазона одновременно рассматриваются для выполнения, а только ограниченный набор внутри каждого из ПЭ.

Важно заметить, что задачи, хотя и разделены на группы команд, но не являются независимыми. Так как задачи являются частями последовательного потока команд, то отношения по данным и управлению между индивидуальными командами должны поддерживаться в процессе выполнения. Ключевым вопросом в мультискалярной реализации является обеспечение связи по данным и управлению между параллельными процессорами. То есть как обеспечить выполнение последовательного обхода ГУЗ, если фактически

выполняется непоследовательный обход.

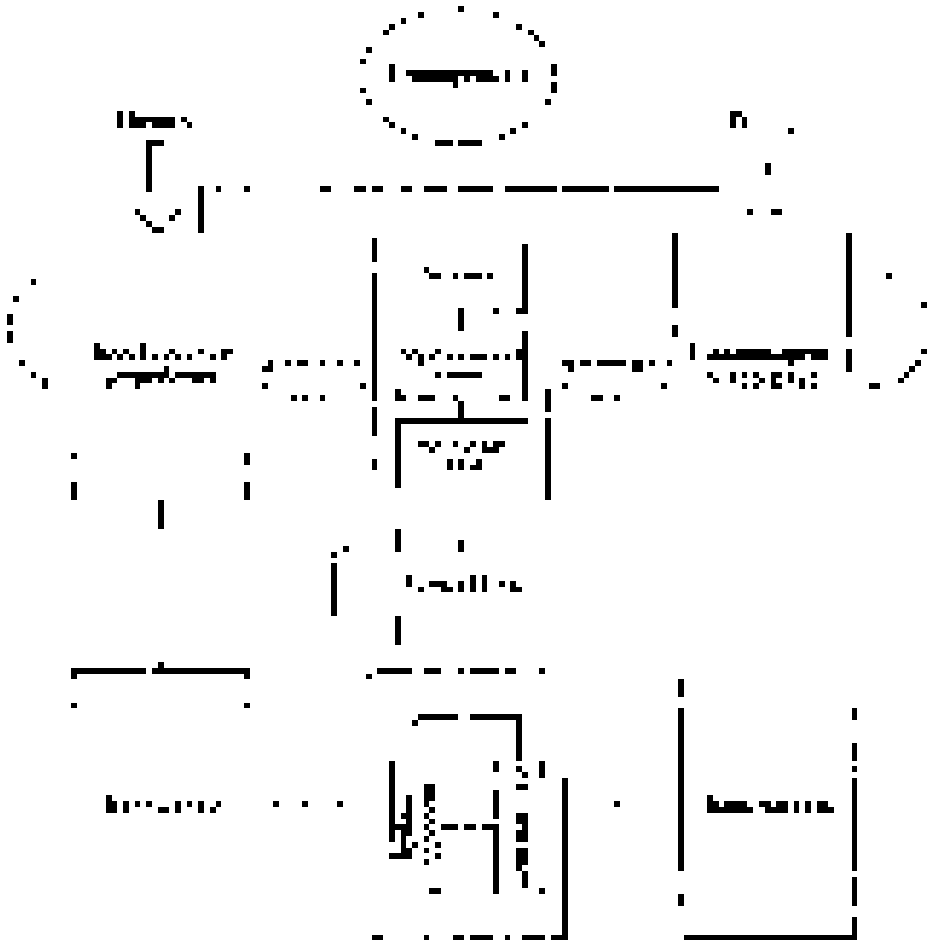


Рис 14. Микроархитектура мультискалярного процессора.

Последовательный обход поддерживается следующим образом. Во-первых, для каждого процессора обеспечивается последовательная модель выполнения назначенной ему задачи. Во-вторых, предписывается последовательный порядок выполнения для совокупности процессоров, который поддерживается с помощью организации циклической очереди ПЭ. Указатели начала и конца очереди идентифицируют ПЭ, которые выполняют самую раннюю и самую позднюю из назначенных текущих задач соответственно.

По мере выполнения команд задачи производятся и потребляются значения переменных программы. Эти значения связаны с местом хранения, а именно с регистрами и с памятью. Так как при последовательном выполнении область хранения переменных рассматривается как единый набор регистров и памяти, мультискалярное выполнение должно поддерживать такую же модель. Кроме того, мультискалярное выполнение должно гарантировать, что значения используются и производятся также, как и при последовательном выполнении. Чтобы обеспечить это, необходимо синхронизировать обмен между задачами.

В случае использования регистровой памяти логика управления

синхронизирует создание значений регистров в задачах-предшественниках с потреблением этих значений в задачах-преемниках. Производимые задачей регистровые значения могут быть определены статически и отмечены в маске создания задачи. В момент выработки соответствующего регистрового значения, если есть необходимая отметка в маске создания, это значение посылается через однонаправленный кольцевой канал (см. рис.14.) последующим задачам, т.е. в ПЭ, которые являются логическими преемниками ПЭ, выработавшего значение. Загружаемые из кольцевого канала в регистры значения, предназначенные для задач-преемников, определяются в маске накопления, которая является объединением масок создания активных в настоящее время задач-предшественников. Как только значения получены из модулей предшественников, очищаются признаки сохранения в модулях преемниках. Если задача использует одно из этих значений, потребляющая команда может быть исполнена только в том случае, если значение было получено, иначе она ждет получения требуемого значения.

В отличие от значений регистров, для значений, хранимых в памяти, в силу динамического вычисления адресов, нельзя заранее точно определить, какие из них используются или производятся задачей. Если известно, что задача потребляет значение из памяти (используя команду загрузки), которое произведено (с помощью команды сохранения) в более ранней задаче, возможно синхронизировать потребление и производство этого значения. То есть загрузка в задаче-преемнице может быть отложена до тех пор, пока в задаче-предшественнице не будет выполнена команда сохранения (похоже на ситуацию с регистрами, однако механизм синхронизации все же другой, в виду несоизмеримости размеров пространства имен).

В более общем случае, когда такое знание недоступно, может быть предпринят консервативный или агрессивный подход. Консервативный подход подразумевает необходимость ожидания до тех пор, пока не возникнет уверенность, что команда загрузки прочтет правильное значение. Этот подход обычно подразумевает задержку выполнения команд загрузки внутри задачи, до тех пор пока не завершили операции записи в память все задачи-предшественницы, результат которых может быть использован последующей командой. При агрессивном подходе загрузки из памяти в регистры ПЭ должны выполняться спекулятивно, в предположении, что задача-предшественница позже не будет сохранять значения в ту же самую ячейку памяти. Чтобы гарантировать, что никакая задача-предшественница не записывает значение в ячейку памяти, предварительно считанную задачей-преемником, должна проводиться проверка в процессе выполнения вычислений. Если эта проверка идентифицирует загрузку и сохранение, которые находятся в противоречии (не происходят в соответствующем порядке), более поздняя задача должна быть прервана и должна быть инициализирована соответствующая процедура восстановления. В мультискалярных процессорах используется агрессивный подход.

Из-за спекулятивного характера мультискалярное выполнение должно иметь как средства подтверждения правильности выполнения, так и средства

исправления в случае неправильного выполнения. Выполнение команд внутри задач может рассматриваться как спекулятивное с двух точек зрения:

• спекулятивное по управлению;

• спекулятивное по данным.

Если в результате спекулятивного управления предсказание следующей задачи оказалось неверным, то следующая задача (задачи) должна быть отменена и восстановлена правильная последовательность задач. Аналогично задача, использующая неправильные данные, должна быть отменена и должно быть восстановлено правильное значение данных. В любом случае отмена задачи приводит к отмене всех задач, выполняемых после отмененной (иначе поддержание последовательной семантики оказывается сложным).

Для упрощения сохранения последовательной семантики исполнения программы мультискалярный процессор удаляет задачи из циклической очереди в том же порядке, в каком их помещал в очередь. В процессе спекулятивного выполнения задача производит значения, которые могут быть как правильными, так и неправильными. Только безусловно правильные результаты задачи могут быть безопасно использованы другими задачами. Тем не менее, в мультискалярном процессоре значения оптимистично посылаются для спекулятивного использования в процессе выполнения других задач. Поскольку задача посылает значения предварительно другим задачам, как только их вырабатывает, большая часть, если не все значения, будут посланы к моменту, когда задача становится головной в очереди. Таким образом, отмена задачи для освобождения процессора и назначения новой задачи может быть выполнена просто путем модифицирования указателя начала очереди.

Мультискалярные программы.

Мультискалярная программа должна обеспечить возможность быстрого обхода ее ГУЗ, в результате которого производится распределение множества задач по множеству процессоров.

Спецификация кода для каждой задачи стандартна. Задача определяется как фрагмент программы для последовательной машины. Хотя система команд, в которой представляется код, оказывает влияние на конструкцию каждого индивидуального процессора, это не оказывает влияния на остальную часть конструкции мультискалярного процессора.

Для ускорения обхода ГУЗ планировщику мультискалярного процессора требуется информация о структуре потока управления программы. В частности, требуется знать, какие задачи являются возможными преемниками любой данной задачи в ГУЗ. Планировщик мультискалярного процессора использует эту информацию для предсказания одной из возможных задач-преемников и продолжения обхода ГУЗ, начиная с текущей отметки. Такая информация может быть определена статически и помещена в описатель задачи. Описатели задачи могут быть расположены внутри текста программы (например, перед кодом задачи) или помещены отдельно, рядом с текстом программы (например,

в конце).

Для согласованного выполнения различных задач необходимо характеризовать каждую задачу в соответствии с набором используемых и производимых задачей значений.

Процедура обработки регистровых значений проста. В результате статического анализа ГУЗ компилятором формируется маска создания. Потребляя значения, задача ожидает их только в том случае, если они еще не были произведены задачей-предшественником. Иначе она находит требуемые значения внутри локальной памяти, переданные по кольцу задачей-предшественницей.

Естественным является расположение маски создания внутри описателя задачи. Так как задача может содержать множество базисных блоков, выполнение которых зависит от обрабатываемых данных, не представляется возможным определить статически, какие регистровые значения будут созданы динамике вычислений. Маска создания должна быть консервативной и вследствие этого включать все возможные регистровые значения, которые могут быть произведены.

По мере выполнения процессором команд задачи производимые значения регистров пересылаются последующим задачам. Так как ПЭ не может определять априорно, какие команды содержит назначенная ему задача, он не может знать, какие из команд выполняют модификацию регистров, чье значение должно быть послано другим задачам. В соответствии с последовательной семантикой другим задачам должен быть послан только результат последней модификации регистра в задаче. Стратегия, связанная с ожиданием выполнения всех команд в задаче (тогда никакие дальнейшие модификации регистров невозможны), нецелесообразна, так как это часто приводит к ожиданию другими задачами значения, которое уже является доступным.

Не все созданные задачей значения должны быть переданы задачам-приемникам. Достаточно передавать лишь те значения, которые будут использованы вне создавшей их задачи.

Компилятор имеет возможность определения последней команды в задаче, которая модифицирует соответствующий регистр. Он может отметить эту команду как специальную (выполнить-и-переслать) команду, которая в дополнение к выполнению определенной операции направляет результат следующим ПЭ. Кроме того, поскольку ПЭ выполняет команды задачи, он может идентифицировать те регистры, для которых значения не будут произведены.

По тем же самым причинам процессор не может определить, какие команды в действительности выполняет назначенная ему задача, так же как не может определять априорно, на какой команде задача завершится, т.е., в какой точке управление передается вне задачи. Во время разбиения компилятором ГУЗ на задачи определяются границы задачи и узлы передачи управления. Команда в

одном из этих узлов передачи управления может быть отмечена специальными условиями остановки так, чтобы соответствующие условия могли быть оценены к моменту выборки такой команды процессором. Если связанные с командой условия останова выполнены, то задача завершена.

Спецификация пересылки и останова может быть задана с помощью добавления тэговой битовой отметки (битов пересылки и стоповых битов) к каждой команде в задаче. Возможно также другое введение битовых отметок. Например, с каждой статической командой может быть ассоциирована таблица тэговых битов. Аппаратные средства выбирают команды из текста программы и соответствующие битовые отметки из таблицы, объединяют эту пару в новую команду и помещают в кэш-память команд. Освобождение регистра может быть задано добавлением специальной команды освобождения базовой системе команд.

Мультискалярная программа может быть сгенерирована из существующей двоичной, путем добавления описателей задачи и битовых отметок. Эта мультискалярная информация может быть размещена внутри кода программы, а также до или после кода.

Разделение исполнительного кода и описателей позволяет упростить процедуру перенесения программы на другие аппаратные средства.

Мультискалярные аппаратные средства.

На мультискалярные аппаратные средства возлагаются функции обхода ГУЗ, назначения задач на ПЭ и выполнения этих задач при сохранении последовательной семантики программы. Работа по определению порядка назначения задач на выполнение возлагается на программу-планировщик. По адресу описателя задачи программа-планировщик выбирает описатель задачи и назначает задачу на ПЭ, выдает адрес первой команды, устанавливает маски создания и накопления для задачи. Планировщик, используя статическую или динамическую схему предсказания, на основе информации из описателя задачи, предсказывает задачу-преемницу. Каждый ПЭ независимо выбирает и выполняет команды задачи до тех пор, пока не сталкивается с командой останова, идентифицирующей завершение задачи.

Основной целью распределения задач по ПЭ мультискалярного процессора является создание возможности выполнения нескольких команд в одном такте. Потери производительности мультискалярного процессора возможны из-за наличия у ПЭ тактов бесполезных вычислений, тактов ожидания и свободных тактов.

Бесполезные такты вычисления представляют работу, которая в последующем будет отменена в виду использования неправильных значений данных или неправильного предсказания. Такты ожидания связаны с ожиданием получения значения, созданного командой в задаче-предшественнице, или значения, созданного командой в той же самой задаче (например, в случае операции с большим временем выполнения или в виду неудачного обращения в кэш), а также с ожиданием при выполнении действий

по перепланированию задач. Неактивные такты составляют время, в течение которого ПЭ не имеет назначенной задачи. Основной причиной их возникновения является несбалансированность загрузки ПЭ.

Для уменьшения потерь, связанных с бесполезными тактами, следует снижать вероятность отмены результатов предыдущих вычислений, обеспечивая синхронизацию ПЭ по данным, а также устанавливать факт необходимости отмены (если он имеет место быть) как можно раньше.

Преимущества мультискалярной архитектуры.

Мультискалярный процессор имеет некоторые свойства, выгодно отличающие его от традиционных суперскалярных микропроцессоров.

При стандартном подходе точность предсказания ветвлений ограничивает степень параллелизма. Если средняя вероятность правильного предсказания перехода - 0,9, то вероятность правильного предсказание на пять ветвлений вперед только 0,6.

Мультискалярный процессор имеет большую глубину предсказания при обеспечении высокой вероятности выбора правильного направления вычислений. Это свойство обусловлено избирательностью предсказания ветвей. Мультискалярный процессор разбивает последовательный поток команд на задачи. Хотя задачи могут содержать внутренние ветви, планировщик должен предсказывать только ветви, которые отделяют задачи. Ветви, содержащиеся внутри задачи, не предсказываются (если они не предсказаны отдельно внутри ПЭ).

Для суперскалярных процессоров наличие широкого окна выполнения приводит к увеличению числа отложенных команд и усложняет контроль результатов выполнения всех команд в этом окне.

В мультискалярной реализации окно может быть очень широким, однако в любой момент времени только несколько команд должны быть рассмотрены на предмет выдачи результатов (только одна для каждого ПЭ). Границы окна отложенных команд могут быть идентифицированы первой и последней командами в очереди на исполнение.

Для одновременной выдачи n результатов в процессоре должна использоваться логика со сложностью n^2, чтобы выполнить перекрестную проверку зависимостей среди команд. В суперскалярном процессоре, это ограничивает пропускную способность логики выдачи. В мультискалярном процессоре каждый ПЭ выдает команды независимо, т.е. используется сложность логики порядка n.

Прежде чем переупорядочить доступ к памяти, необходимо идентифицировать и вычислить все адреса загрузки и записи значений.

В суперскалярной реализации команды загрузки и записи упорядочиваются (или сохраняются в первоначальной последовательности) и помещаются в буфер вместе с адресом доступа к памяти. При выполнении команды загрузки проверяется буфер, чтобы гарантировать, что не отложена никакая более

ранняя команда записи по тому же самому или еще не определенному адресу. При выборке значения из памяти буфер проверяется, чтобы гарантировать, что не отложена никакая более ранняя команда загрузки или записи по тому же самому или еще не определенному адресу. В мультискалярной реализации команды загрузки и записи могут быть выполнены независимо, без знания последовательности выполнения команд загрузки и записи в задачах преемнице или предшественнице.

В суперскалярном процессоре возможна генерация достаточно широкого окна выполнения с большой глубиной предсказания ветвлений. Кроме того, возможно генерировать очень гибкий план выполнения команд. Например, загрузка в вызываемой функции может выполняться параллельно с запоминанием в вызывающей функции. Однако суперскалярный процессор не имеет представления о ГУЗ программы. Поэтому и возникает необходимость предсказания каждого перехода, что, в конечном счете, приводит к снижению точности предсказания и производительности.

Мультискалярный процессор во многом похож на многопроцессорную систему с общей памятью и очень низким уровнем непроизводительных затрат на планирование. Главное их отличие заключается в том, что многопроцессорная система требует, чтобы компилятор делил программу на задачи, где все соотношения зависимостей между задачами известны (предусмотрены программистом путем использования операторов синхронизации и межпроцессорных коммуникаций), а мультискалярный процессор не требует никакого априорного знания относительно связей команд по управлению и данным.

Мультискалярная архитектура объединяет принципы низко- и высокоуровневого распараллеливания, методы анализа статической и динамической структур программы, благодаря чему позволяет добиться более высоких значений эффективности использования вычислительных ресурсов процессора, чем другие типы архитектур. Фактически в мультискалярных процессорах реализован симбиоз автоматически распараллеливающего компилятора, дающего указания аппаратуре процессора в виде отметок команд и специальных команд, и аппаратных средств, воспринимающих эти указания.

Изложенный выше подход не является единственно возможным при реализации этой плодотворной идеи - привлечения компилятора к распределению заданий по ПЭ и балансировке загрузки процессоров в многопроцессорных системах.

Лекция 8.

Организация интерфейса МП устройств с внешними устройствами и памятью. Встроенные микропроцессорные системы управления.

Появление в 1971 году первого микропроцессора ознаменовало собой начало новой эры не только в вычислительной технике, но и в области *систем встроенного управления оборудованием* — эры высокопроизводительных и