

**МЕЖДУНАРОДНАЯ НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ
«УРАЛЬСКАЯ ГОРНАЯ ШКОЛА – РЕГИОНАМ»**

24-25 апреля 2017 года

**ТЕХНОЛОГИЯ КОНСТРУИРОВАНИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИИ
ГОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

УДК 622.531+622.648

**ГИДРОАБРАЗИВНЫЙ ИЗНОС ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ НАСОСОВ ПРИ ИХ
ЭКСПЛУАТАЦИИ В УСЛОВИЯХ ШАХТ И КАРЬЕРОВ**

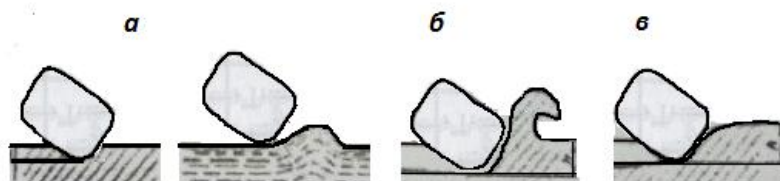
Вахромеев И. А., Золотарев В. Ю.

Научный руководитель: Долганов А. В., доцент, канд. техн. наук
Уральский государственный горный университет

Наличие взвешенных в шахтной воде твердых частиц горных пород, обладающих абразивными свойствами, приводит к преждевременному износу рабочих колес, корпусов, направляющих аппаратов, увеличению зазоров в уплотнениях колес и между ступенями и, как следствие, к снижению производительности, к.п.д. насосов, повышенному расходу электроэнергии приводными электродвигателями насосных установок.

Природа разрушений может быть объяснена тем, что изнашиваемая поверхность материала подвергается единовременной «бомбардировке» абразивными частицами и гидравлическим ударам воды [1].

При скольжении абразивные зерна действуют на изнашиваемую поверхность посредством как нормальных, так и тангенциальных сил. В этом случае возможны следующие виды механического воздействия абразива на поверхность (рис.1) [2].



а – срез материала; б – пластическое оттеснение материала; в – упругое оттеснение

Рисунок 1 – Виды механического воздействия абразивных зерен на изнашиваемую поверхность

Микрорезание материала путем образования пластического выдавливания или вырезания, а также царапин в результате хрупкого разрушения наступает при внедрении абразивного зерна на достаточную глубину, т.е. при значительных нормальных нагрузках. При небольших нагрузках зерно скользит по деформированному металлу и под влиянием сил трения образует перед собой валик, вызывая упругое или пластическое оттеснение материала [3].

Таким образом, при объяснении механизма износа деталей, работающих в потоке с абразивными частицами, существует единое мнение [1], что износ может происходить как в результате срезания микростружек металла, так и за счет выбивания отдельных его частиц.

Кавитационно-вихревые явления в потоке пульпы приводят к местному износу, в результате которого на деталях образуются большие раковины. Вихреобразования возникают вследствие турбулентности потока, неудачной конфигурации деталей, неоднородности материала, шероховатости поверхности деталей, резких перепадов давлений и т.д.



Рисунок 2 – Местный износ рабочего колеса насоса ЦНСК-300-360

На рис. 2 показано рабочее колесо насоса ЦНСК-300-360, на котором хорошо видны участки местного износа. Из вышеуказанных примеров следует, что местный износ характерен глубокими выбоинами, размеры которых по длине, ширине и глубине колеблются в широких пределах, например от 140x12x38 до 160x16x72 мм. Интенсивность местного износа в 3-5 раз выше общего.

Очистка от шлама водосборников, отстойников и водоотливных канавок (по длине всех горных выработок) – сложный, почти нерешенный вопрос [4], хотя разработаны и предложен ряд схем и средств, обеспечивающих механизацию работ по очистке водосборников и снижение трудоемкости их очистки.

Приоритетным направлением повышения эффективности работы водоотлива является работа насосов в соответствии с требованиями завода-изготовителя [5] - сокращение числа водоотливных установок при увеличении напора, производительности и снижении единичной мощности насосных агрегатов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Козырев С.П. Гидроабразивный износ металлов при кавитации. - М., 1964.
2. Борохович А.И. и др. Некоторые вопросы износа, расчета и конструирования углесосно - насосного оборудования. - Новокузнецк, 1968.
3. Крагельский И.З. Трение и износ металлов. - М.: Машгиз, 1962
4. Попов В.М. Водоотливные установки: Справ. пособие.- М.: Недра, 1990.
5. Агрегаты электронасосные, центробежные, секционные 300-120...600: Техническое описание и инструкция по эксплуатации.

ТРОЛЛЕЙВОЗЫ В ГОРНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Штыков С. О.

Научный руководитель Хазин М. Л., д-р техн. наук, профессор
Уральский государственный горный университет

Современный этап развития открытых горных работ характеризуется значительным увеличением глубины карьеров до 300–500 м, повышением энергоёмкости транспортного процесса, ухудшением экологической ситуации в карьерах вследствие их загазованности. С учетом условий развития открытых горных работ наиболее остро стоят вопросы экономии топлива и увеличения производительности. Внедрение в технологический цикл карьеров дизель-троллейвозного и троллейвозного транспорта позволяет решить эти проблемы.

Одна из наиболее серьёзных проблем при проведении открытых горных работ - обеспечение безопасности сотрудников, в случае с глубокими карьерами - это сильная загазованность глубоких горизонтов продуктами горения дизельного топлива и высокая запылённость по всему карьере в целом[1]. При этом, чем глубже располагаются рабочие горизонты и круче уклон съезда, тем большая концентрация вредных примесей скапливается в нижней части карьера[2]. Нельзя не отметить, что за последние несколько лет дизельное топливо приобрело ещё один недостаток - высокую и постоянно растущую стоимость.

В свете приведённых выше, и некоторых других факторов, а так же в виду достижений последних лет в области электротехники конкуренцию дизельным двигателям могут составить электродвигатели.

Грузовые машины, приводимые в движение электродвигателями - троллейвозы начинают свою историю с середины прошлого столетия. В качестве эксперимента, несколько карьерных самосвалов, работавших на открытых горных выработках, были переоборудованы: на место заводского дизельного двигателя установили электромотор сравнимой мощности. Результаты эксперимента показали, что троллейвозы могут эффективно использоваться в карьерах глубиной от 250 метров с большой протяжённостью уклонов. Троллейвозы превосходят аналогичные самосвалы в скорости на затяжных уклонах на 25 -35 %. При этом стоит отметить, что при спуске троллейвоз не расходует энергию, сохраняя при этом абсолютную управляемость движения[3]. Нельзя не отметить меньший удельный расход мощности ($\text{кВтч}/(\text{т*км})$), что означает меньшую стоимость перевозки в целом[3, 4].

Троллейвоз, как и любой другой вид транспорта, имеет и свои достоинства и недостатки. К достоинствам троллейвоза, кроме представленных выше, можно отнести высокий КПД электропривода в целом, экологичность, высокую производительность, лёгкость в обслуживании силового агрегата и невосприимчивость его к морозам, что особенно выгодно отличает его в некоторых регионах от дизеля (сильные отрицательные температуры оказывают негативное влияние в основном на аккумуляторы).

Недостатков у троллейвоза немного, но они сильно тормозят процесс внедрения этого вида транспорта в горную промышленность. К ним можно отнести: относительно высокую стоимость этих машин, затруднённый процесс загрузки и разгрузки и необходимость для работы питающей контактной линии.

Рассмотрим каждый из них подробнее. Относительно высокая стоимость: за всю историю троллейвозы никогда не изготавливались даже средними сериями. Это были либо единично произведённые опытные образцы, либо была изготовлена одна партия в количестве нескольких штук (в 1952 году несколько списанных ЯАЗ 210 "получили вторую жизнь" на место дизельного двигателя был установлен электромотор и высоковольтная электрическая аппаратура). Из этого можно сделать вывод: главная причина высокой стоимости троллейвозов - малое число машин в произведённой партии.

Затруднение загрузки и разгрузки троллейвоза: ввиду того что, троллейвоз приводится в движение электромоторами, ему необходимо постоянно получать питание от контактной линии, следовательно высоковольтные провода во время работы троллейвоза находятся

достаточно близко, чтобы создавать опасность задеть их во время загрузки или разгрузки машины.

Самый серьёзный же из недостатков троллейвоза является тот факт, что он нуждается в питании от контактной сети, это значит, что для обеспечения его работы требуется проложить троллейную трассу. К тому же, в виду "роста" карьера по мере выработке полезного ископаемого, трассу необходимо будет время от времени перемешать, дополнять новыми участками, а главное - обеспечивать её сохранность во время проведения взрывных работ. Трасса должна быть обеспечена необходимым количеством тяговых подстанций и основным источником питания сети, не говоря о квалифицированном обслуживающем персонале.

В настоящее время устранение большинства недостатков троллейвоза не представляет сложности. К примеру, проблема высокой цены: преобразователи энергии, электродвигатели, проводники изготавливаются по технологии выгодно отличающейся от применявшихся в годы проведения испытаний, о которых было упомянуто выше, и стоимость подобных устройств со времени проведения последних испытаний троллейвозов отечественной разработки, в пересчёте на современные деньги, сильно снизилась, особенно за последние годы. Таким образом благодаря современным технологиям, может снизиться не только стоимость в производстве троллейвоза, но и, пусть и незначительно, его масса.

Что касается проблемы затруднённости загрузки и разгрузки троллейвоза вблизи контактной линии, трудно выбрать наиболее экономически выгодный путь её решения. Установка дополнительного силового агрегата, например дизельного двигателя, чревато увеличением массы машины, стоимости обслуживания, выбросов продуктов горения топлива в атмосферу. Однако такое конструктивное решение сможет обеспечить большой запас хода, если сравнивать его с установкой, в качестве дополнительного источника энергии, комплекта аккумуляторов. Аккумуляторы, как о дополнительный источник энергии для троллейвоза, как и ДВС имеют свои достоинства и недостатки. К достоинствам можно отнести отсутствие вредных выбросов в атмосферу во время работы, незначительное, по сравнению с ДВС, увеличение массы машины и возможность переработки после окончания срока службы. К недостаткам аккумуляторов можно отнести непродолжительный срок службы, небольшой запас хода в сравнении с ДВС и высокую стоимость самих аккумуляторных блоков.

Массу машин так же возможно снизить за счёт более точных расчётов несущей конструкции и использования современных технологий производства, конструкционных материалов и электронных компонентов системы.

Подведём итог, у троллейвоза, как у транспорта применяемого для перевозки горной массы, определён есть все шансы прийти на смену традиционно применяющимся в горной промышленности дизельным самосвалам. Большинство недостатков этих машин на данном этапе развития науки и техники являются вполне решаемыми, а их достоинства, такие как экологичность, легкость обслуживания, высокие показатели эффективности, а главное дешевизна эксплуатации в целом, с каждым годом имеют всё большее значение не только для горной промышленности, но и других отраслей народного хозяйства. Кроме того, уверенность в перспективном будущем этого вида транспорта подкрепляет тенденция повышения цен на ископаемое топливо, заметно набирающую обороты в последние годы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Шешко О. Е. Эколого-экономическая оценка карьерных транспортных машин нового поколения // Горные науки и технологии. 2013. № 5. С. 108-116.
2. Y. Feng, Z Dong, J. Performance modeling and cost-benefit analysis of hybrid electric mining trucks //Mechatronic and Embedded Systems and Applications (MESA), 2016 12th IEEE/ASME International Conference on. - IEEE, 2016. - С. 1-6.
3. Степук О. Г., Зуёнок А. С. Дизель-троллейвозный транспорт БЕЛАЗ: перспективы использования в горном производстве // Горный журнал, 2013, № 1. С. 52-55.
4. Тарасов П.И., Тарасов А.П. Технологические особенности и перспективы применения троллейвозов на горных предприятиях // Горная промышленность. – 2008. – №1. – С. 54-62.

ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАВИСИМОСТЕЙ ПОТЕРИ МАССЫ ДЕТАЛЕЙ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ МЕДНОКОЛЧЕДАНЫХ РУДНИКОВ

Золотарев В. Ю., Вахромеев И. А.

Научный руководитель: Долганов А. В., доцент, канд. техн. наук
Уральский государственный горный университет

Эксплуатация водоотливных установок, откачивающих загрязненную воду из карьеров, угольных разрезов, шахт, подземных рудников, обогатительных фабрик и других горных предприятий сопровождается абразивным износом центробежных насосов, запорной арматуры, а также всасывающих и нагнетательных трубопроводов. Поэтому решение вопросов снижения абразивного износа насосного оборудования способствует повышению их производительности, увеличению срока их эксплуатации, неизбежно повышает ее к.п.д., снижает электропотребление и, как следствие, является одним из источников экономии средств горнодобывающих предприятий.

При эксплуатации водоотливного оборудования приходится встречаться главным образом с абразивным изнашиванием, так как при откачивании вод в них всегда содержатся во взвешенном состоянии нерастворимые твердые частицы минерального происхождения, проходящие через проточную часть насоса.

В литературе по вопросам водоотлива горных производств рекомендуют борьбу с абразивным изнашиванием насосного оборудования производить следующим образом:

1) приспособлять центробежные насосы для водоотлива не осветленной от твердой составляющей воды;

2) выполнять предварительное осветление вод от твердого с последующим откачиванием осветленных вод насосами.

На этом основании можно судить о том, что продуктивная эксплуатация водоотливного оборудования, удлинение его срока службы, при длительном сохранении им к.п.д., имеет место лишь при знании закономерностей износа их или возможностей количественной оценки потери веса элементами насосов от абразивных сред, транспортируемых в воде, что позволит применять эффективные способы защиты водоотливного оборудования от абразивного износа.

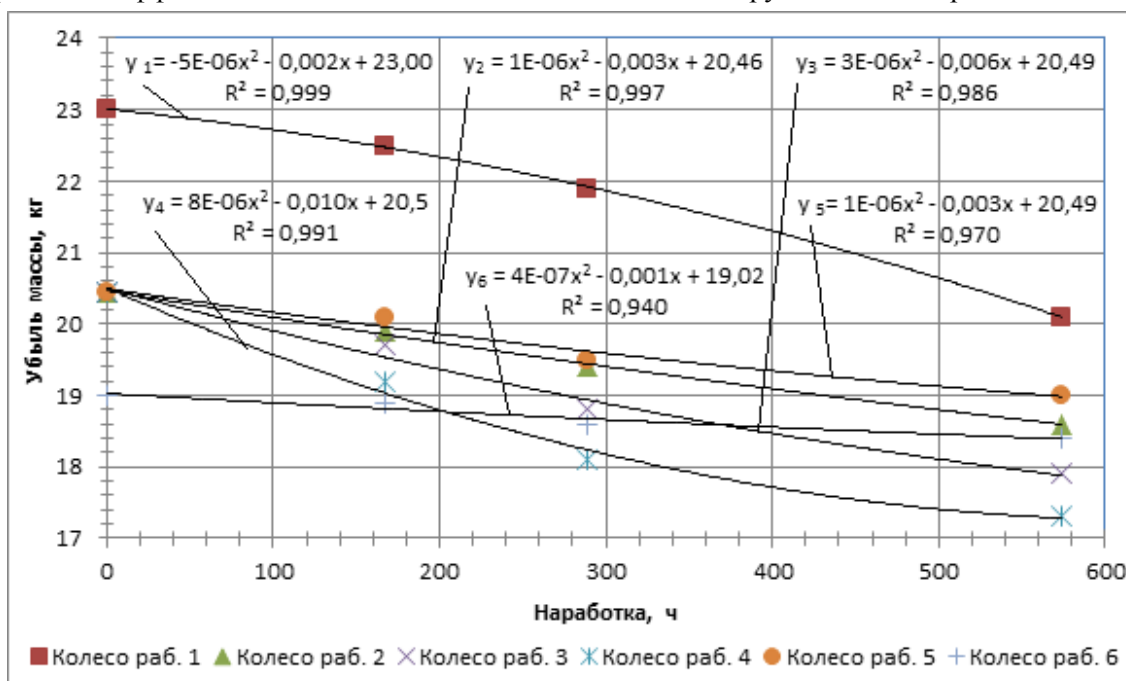


Рисунок 1. Зависимость потери массы рабочих колес ЦНСК 300-360 от наработки

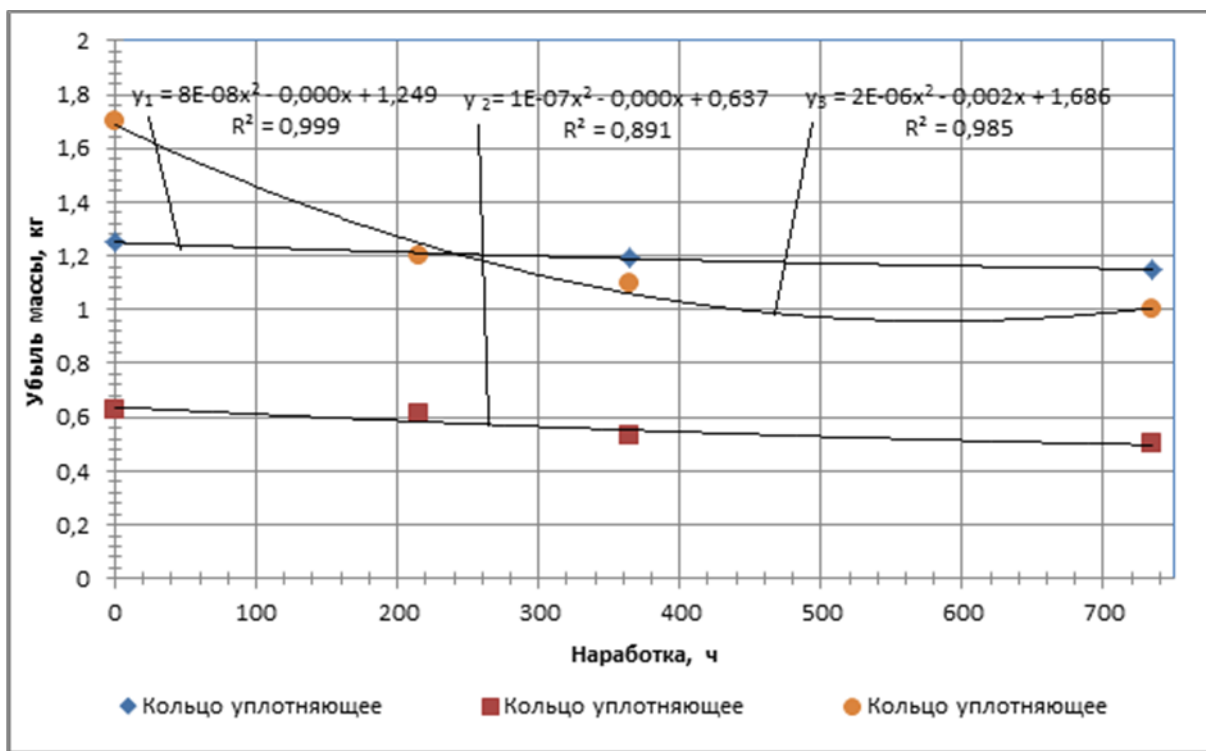


Рисунок 2. Зависимость потери массы колец уплотняющих передних насосов ЦНСК 300-420 от наработки

Закономерности абразивного износа проверяли в условиях УзПР ОАО УГОК на центробежных насосах секционных кислотоупорных типа ЦНСК 300-420, установленных в насосной камере главного водоотлива горизонта 340 м и ЦНСК 300-360 горизонта 640 м.[1]

Для определения распределения износа элементов насоса в зависимости от числа его ступеней, наработки в часах машинного времени и свойств шахтных вод исследовали работу насосов, производя взвешивание его элементов перед началом работы и после наработки насосом машино-часов (рис. 1), соответствующих проведению текущих ремонтов в насосной камере главного водоотлива соответствующего горизонта УзПР и в цехах РМЗ ОАО УГОК в период проведения капитальных ремонтов этих насосов.[1]

По результатам проведенных исследований сделаны следующие выводы:

1. Потеря веса рабочих колес по ступеням насосов различается между собой в небольших пределах;
2. Во всех насосах ЦНСК 300 достаточно высокая скорость абразивного изнашивания всасывающих и нагнетательных крышек;
3. Эксплуатационный срок службы деталей насосов зависит от абразивных и гранулометрических свойств, а также от количества твердых частиц, содержащихся в откачиваемой воде и от свойств материала, из которого изготовлены детали исследуемого насоса;
4. В результате проведенного исследования можно утверждать, что для сохранения номинального значения к.п.д. насоса при перекачивании абразивных частиц необходимо предварительно осветлять шахтную воду, чтобы свести до минимума износ уплотнений.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Долганов А.В., Тимухин С.А. Гидроабразивный износ рудничного водоотлива: научная монография / А.В.Долганов, С.А.Тимухин. – М.: Издательский дом Академии Естествознания, 2016. – 182 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ СКОРОСТИ ВИТАНИЯ РУД ОБЛАДАЮЩИХ ПАРУСНОСТЬЮ

Потапов В. Я., Костюк П. А., Степаненков Д. Д., Лукьянов А. Е., Абитов Д. А.
Уральский государственный горный университет

Среди материалов, подвергаемых разделению в воздушном потоке, асбестовое волокно по форме не имеет себе подобных в силу высокого соотношения длины образующей цилиндра к диаметру — >100 [1].

Как известно, чем больше частица отличается по форме от шара, тем меньше скорость ее витания. В последнее время в исследованиях многими авторами уделяется большое внимание изучению влияния формы на скорость витания. С этих позиций представляет интерес исследование поведения асбестового волокна в вертикальном воздушном потоке [2].

При выводе формул скоростей витания различных материалов, имеющих неправильную форму (пластинчатую, продолговатую, кубическую) частицу чаще всего приводят к равновеликому шару с эквивалентным диаметром s_1 . При этом частица обычно имеет более или менее пропорциональные размеры (длину, ширину, высоту). В таких случаях расхождения в величине скорости витания по расчету и эксперименту находятся в допустимых пределах.

Простая же замена удлиненных цилиндрических частиц равновеликим шаром может привести к значительному искажению расчетной скорости витания [1,2].

В общем виде скорость витания представлена следующим выражением:

$$V_s = \sqrt{\frac{G}{\psi \cdot \rho \cdot S}} \quad (1)$$

где G — вес частицы, кг; ψ — коэффициент воздушного сопротивления; ρ — плотность воздуха, кг/м³; S — площадь миделева сечения или площадь проекции тела на плоскость, перпендикулярную скорости движения, м².

Из формулы (1) видно, что V_s находится в обратной зависимости от коэффициента воздушного сопротивления и миделева сечения частицы. В связи с этим исследовано поведение асбестовых волокон в вертикальном воздушном потоке.

Исследования проводились на установке, представленной на рисунке 1 [3,4]. Классификатор предназначен для изучения аэродинамических свойств мелкодисперстных продуктов [4].



Рис. 1. Пневматический парусно-порционный классификатор

Исследуемый материал закладывается в кассету и пронизывается восходящим воздушным потоком от вентилятора. Средняя скорость определяется по графику зависимости средней скорости потока в канале, подсчитанной по расходу воздуха от положения столба водяного манометра.

Наблюдения за расположением волокон при их витании показали, что при установившемся движении они ориентируются по отношению к потоку воздуха своим наибольшим сечением, т. е. вектор скорости перпендикулярен образующей цилиндра. Замеры скоростей витания волокон различной длины и толщины в цилиндрической трубе позволили установить следующее: в вертикальном потоке воздуха скорость витания асбестовых волокон в пределах соотношения $\frac{L}{D} = 5 \div 40$ не зависит от длины (рис. 2) а находится в квадратичной зависимости от их диаметра (рис. 3). Следовательно, миделево сечение асбеста при падении его в воздухе равно миделеву сечению цилиндра $L*d$.

Полученные данные позволяют считать, что расчет скорости витания волокна необходимо производить через диаметр его.

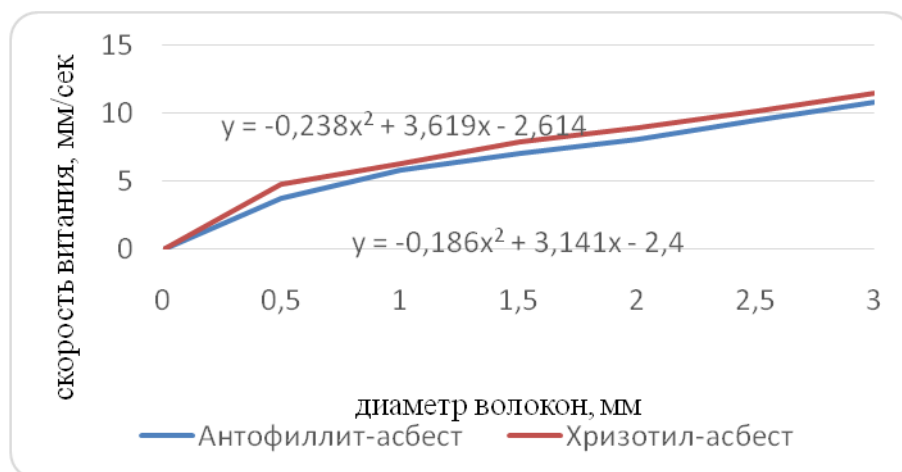


Рис. 2 - Зависимость скорости витания асбеста от диаметра волокна

Выводы

1. Экспериментально установлено, что в вертикальном воздушном потоке асбестовое волокно ориентируется по отношению к потоку своим наибольшим сечением, т. е. образующей цилиндра.
2. Скорость витания волокна в воздухе при соотношении длины образующей цилиндра к диаметру >5 не зависит от длины при одном и том же диаметре.
3. Определение скорости витания по эквивалентному диаметру дает значительную погрешность. Более правильно $V_{\text{волокна}}$ определять по его диаметру.
4. Коэффициент воздушного сопротивления волокна антофиллит-асбеста, благодаря сильно шероховатой, неровной поверхности, выше, чем у хризотил-асбеста, вследствие чего скорость витания антофиллита ниже.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Шалюгина В. А., Бергер Г. С. Исследование скорости витания волокна антофиллит-асбеста в воздушной среде / Новые достижения в технологии обогащения асбестовых руд. Научные труды выпуск 13 // Асбест, 1972. С. 122-129.
2. Щедринский М. Б., Волегов А. В., Мюллер Э. К. Обогащение асбестовых руд. – М.: Госгортехиздат, 1962. – 234 с.
3. О коэффициентах трения минералов при обогащении слюдосодержащих сланцев на полочном воздушном сепараторе/ И. М. Келина, Е. Ф. Цыпин, Е. П. Александрова // Изв. вузов. Горный журнал 1983. № 4. – С.126–129.
4. Александрова Е. П., Тихонов О. Н. Анализ закономерностей разделения минералов и выбор оптимальных режимов для полочного воздушного сепаратора. – Цветные металлы, 1986, № 6. – С.12-17.

КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ ЗАЩИТЫ КОМПРЕССОРОВ ОТ ПОМПАЖА

Потапов В. Я., Костюк П. А., Лаврёнов Н. Е., Солдатенко А. А.
Уральский государственный горный университет

При работе центробежной машины в сети подачи газа, давление и мощность колеблются в некоторых пределах, причем колебания бывают иногда практически очень малы, а иногда весьма значительны. Величина колебания зависит от типа и формы характеристик сети и машины.

В ряде случаев производительность машины в течении короткого промежутка времени принимает ряд значений, сильно отличающихся по величине. Это явление носит название «помпаж».

Помпаж – это нестационарный, автоколебательный режим работы компрессора с частотой колебаний давления и расхода порядка 0,5 – 2,0 Гц в зависимости от аккумулирующих характеристик сети, сопровождается быстрым ростом температуры газа, появлением сильных толчков и вызывает часто вибрации машины и усиление шума при ее работе, что может привести к разрушению компрессора.

Обеспечение эффективной и безопасной работы одна из важнейших задач при проектировании, изготовлении и эксплуатации компрессоров.

При проектировании компрессора границу помпажа стремятся переместить в зону меньших подач, путем выбора геометрических характеристик проточной части.

Для работы при малой производительности компрессор оснащается системой антипомпажной защиты. При уменьшении производительности до границы помпажа включается регулятор, и часть газа через байпасный (помпажный) клапан сбрасывается в атмосферу или на всасывание компрессора. Правильное и надежное антипомпажное регулирование позволяет компрессору работать вблизи линии помпажа, что обеспечивает экономию потребляемой энергии.

Динамическое сжатие газа в центробежных компрессорах достигается увеличением политропного напора потока газа. Такой процесс описывается газодинамическими характеристиками компрессора, которые представлены на двухмерном графике кривой показывающей рабочие точки компрессора.

На режимах работы компрессора близких к расчетной точке (точка L), поток газа согласуется с формой элементов проточной части. При существенном отклонении режимов в потоке возникают различные вторичные течения, возникают сложные физические процессы.

Пересечение линии помпажа (точка K) сопровождается высокочастотными колебаниями, при этом происходит скачкообразное изменение расхода от максимального значения до отрицательного (реверсирование потока) [1].

Параметры байпасного клапана определяются разработчиком компрессора с учетом следующих критериев:

- пропускная способность клапана должна обеспечивать предотвращение помпажа при любых возможных условиях, включая режимы малых давлений;

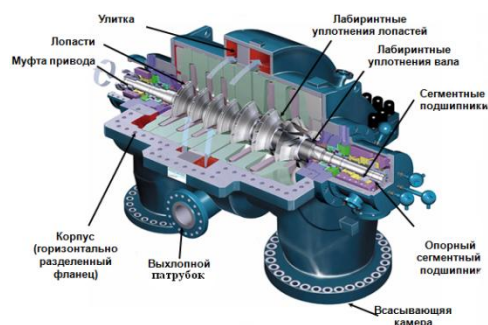


Рис.1 - Центробежный компрессор

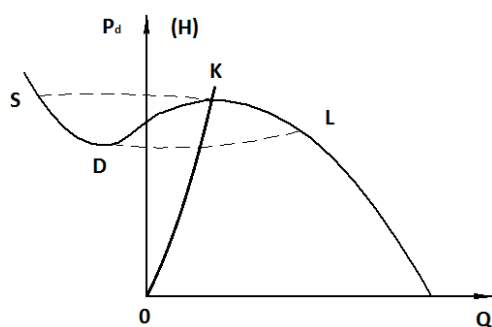


Рис. 2 - Характеристика работы машины.

- пропускная способность клапана не должна быть слишком большой, чтобы обеспечить плавность регулирования и исключить попадание в зону перегрузок;
- быстродействие клапана должно быть адекватным скорости действующих возмущений;
- предпочтительная характеристика клапанов линейная или равно процентная;
- клапан должен устанавливаться как можно ближе к нагнетательному фланцу компрессора, чтобы объемы трубопроводов перед клапаном, были минимальными;
- обратный клапан должен устанавливаться за байпасной линией.

В качестве привода предпочтительным является пневматический (аналоговое управление, высокое быстродействие, перевод в открытое положение при отключении питания и т. д.), но для его надежной работы требуется воздух с высокой степенью очистки и осушки до точки росы минус (40-70)°С. При отсутствии у потребителя качественного воздуха КИП применяются клапаны с электрическим приводом. Перспективным является электропривод, управляемый от частотного преобразователя с источником бесперебойного питания.

Существующие способы защиты от помпажа можно разделить на две группы: параметрический и признаковый.

Центробежные компрессоры в основном оснащаются параметрическими системами антипомпажной защиты. Работа всех систем параметрической антипомпажной защиты основана на том, что газодинамическая характеристика в координатах - расход по условиям всасывания, степень повышения давления, при постоянной скорости вращения и постоянном молекулярном весе газа имеет единственную точку на границе помпажа. В основном для определения границы помпажа используется измерение расхода реже степень повышения давления. Наилучшим местом установки измерительной диафрагмы является линия всасывания, но установка сужающего устройства на всасывании приводит к снижению к.п.д. компрессора, поэтому изготовители компрессорного оборудования используют – установку диафрагмы на нагнетании с пересчетом расхода на условия всасывания, применение сопел «Вентури», определение расхода по перепаду на местных сопротивлениях (на пример конфузоре). Требования к длинам прямых участков при монтаже сужающего устройства для антипомпажной защиты, как правило, не соблюдаются, поэтому измерение расхода производится с повышенной погрешностью.

Измерение степени повышения давления может производиться с высокой точностью, но применение таких систем имеет ряд ограничений:

- максимальная степень повышения давления не всегда совпадает с границей помпажа;
- в случае попадания в помпаж регулятор вырабатывает сигнал на закрытие байпасного клапана, поэтому для надежной защиты от помпажа требуется дополнительно применять признаковый способ распознавания помпажа.

Параметрические системы антипомпажной защиты имеют ряд недостатков:

- в систему зачастую закладываются характеристики не соответствующие реальным параметрам работы;
- процессы протекают на небольших участках времени, поэтому предусматривается запас на время реакции системы;
- граница помпажа обычно определяется по расходу, погрешность измерения расхода в зоне помпажа составляет 5-10%.

Помпаж вредно сказывается на работе машины. Поэтому необходимо снабжать машину антипомпажными устройствами, которые не допускают снижения расхода машины ниже установленной мощности. Уставку антипомпажного регулятора смещают на 6-10% в сторону большей производительности от границы помпажа. Неверное определение уставки приводит или к недостаточному запасу устойчивости, или к уменьшению эффективности использования компрессора.

Признаковый способ распознавания помпажа заключается в обнаружении особенностей поведения потока газа в компрессоре. Характеристику компрессора можно разделить на пять частей: максимальный расход; оптимальная работа; предсрыв; вращающийся срыв; помпаж.

РЕКУПЕРАЦИЯ ЭНЕРГИИ РАЗЛИЧНЫХ ОБЪЕКТОВ УЧАСТВУЮЩИХ В КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ ПРОЦЕССАХ НА МАШИНАХ ГОРНОГО ПРОИЗВОДСТВА

Пожидаев Ю. А., Галямшин Л. А. Шестаков Е. В. Борисов С.
 Научный руководитель Потапов В. Я.
 Уральский государственный горный университет

В современной технике много различных колебательных систем и устройств. Резонанс многих систем и устройств нежелателен, и рассеивается в окружающей среде и, как правило, безвозвратно теряется. Для гашения таких колебаний применяются различные амортизаторы и демпферы.

Предлагается несколько вариантов конструкций амортизаторов и демпферов для применения в тех механизмах и системах, работа которых обусловлена колебательными процессами. Главное превосходство электромеханических амортизаторов над существующими аналогами - это рекуперация энергии и преобразование ее в электрическую.

Для преобразования малоамплитудных и высокочастотных колебаний предлагается два типа демпферов (рисунок 1).

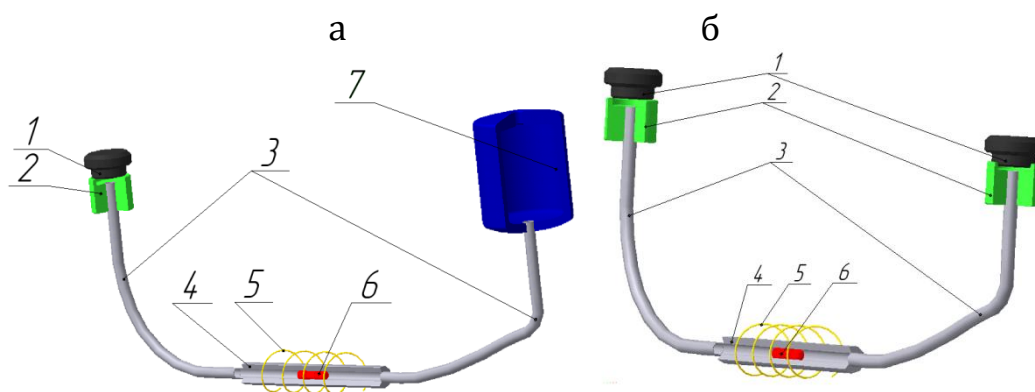


Рисунок 1 - Гидравлические подушки: а - отдельная подушка; б - зависимые подушки.

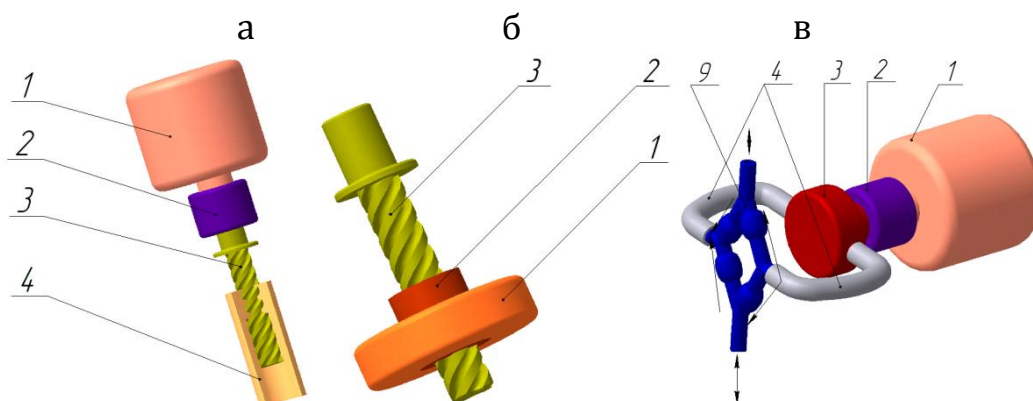
Отдельная подушка демпфирует колебания по средствам поршня 1 находящегося в цилиндре подушки 2. Система заполнена рабочей жидкостью, которая передаёт колебания от подушки по соединительным трубкам бегунку (магниту) 6 генератора. Генератор выполнен в виде цилиндра 4, в котором находится бегунок, а снаружи цилиндра намотана обмотка 5. Бак 7 заполненный частично жидкостью находящейся под создаваемым газом (азот) давлением - аккумулятор (рисунок 1а).

Принцип работы зависимых подушек аналогичен, только применение их возможно там, где колебания согласованы (опоры ДВС, электродвигателей и т.д.).

Для амплитудных колебаний применимы три типа амортизаторов (рисунок 2).

Два амортизатора с использованием пары винт-гайка, которые изготавливаются многозаходные и с большим шагом $p = 2d$, где d - диаметр винта, позволяют применять стандартные электрогенераторы.

На примере самого распространенного транспортного средства – автомобиля количественно оценена энергия колебательной системы.



а - пара винт-гайка с генератором на винте (1-генератор, 2 - муфта, 3 - винт, 4 - гайка); б - пара винт-гайка с генератором на гайке (1-генератор, 2 - гайка, 3 - винт); в - система с использованием гидромотора

Рисунок 2 - Амортизаторы для преобразования амплитудных колебаний

За основу взят автомобиль ВАЗ 21099 – рассчитаны параметры электромеханического амортизатора. По результатам сделанной работы «Исследование возможности преобразования кинетической энергии колебания движущегося транспортного средства в энергию электрическую» рекуперированная энергия численно равна от 400 до 800 кВтчас на 1000 км при скорости 60-80 км/час или экономить энергию 10-15% сгораемого топлива. Большинство современных автомобилей оснащено подвеской типа «Мак-Ферсон», то в конструкцию электромеханического амортизатора включен опорный подшипник. Подшипник также является основой для плоского электрического генератора. Благодаря винтовой передаче, обеспечивающей интенсивное вращение опорного подшипника – генератора. Статическая часть электромеханического амортизатора, оборудованная гайкой с резьбой, крепится к рычагам ступиц, а подвижная – винт, крепится к корпусу при помощи опорного подшипника.

Амортизатор с использованием гидромотора 3 передаёт крутящий момент генератору 1 через муфту 2. Такой амортизатор легко монтировать в любую гидравлическую систему, где есть нежелательный резонанс. На рисунке 2в стрелками показано направление движения жидкости внутри выпрямителя 9, заставляющего гидромотор вращаться в одном направлении.

К основным преимуществам можно отнести:

- Регулировка амортизационных характеристик во время работы амортизатора и без установки дополнительных систем.
- Работа в нескольких режимах (одностороннем, двухстороннем).
- Упрощают регулировку технологических требований.
- Преобразование возвратно-поступательных движений элементов амортизатора в энергию электрическую.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Я.Г. Панкова, И.И. Губанова «Устойчивость колебаний упругих систем» /Москва 1987г.
2. Л.И. Мендельштамп «Лекция по колебаниям» / М.: Наука, 1972

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ИНФОРМАТИВНЫХ ПРИЗНАКОВ ДЛЯ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО РАЗДЕЛЕНИЯ РУД

Потапов В. Я., Потапов В. В., Костюк П. А., Степаненков Д. Д., Гуторов А. Э.
Уральский государственный горный университет

Рассмотрим отбор и ранжирование значимых признаков для решения задач предварительного обогащения асбестовых руд. [1-2].

В качестве возможных методов предварительного обогащения асбестовых руд, то есть обогащения при неполном раскрытии минералов можно рассматривать магнитную (по наличию магнетита), фотометрическую – по различию коэффициентов отражения и радиорезонансную – по изменению добротности колебательного контура сепарации, как разновидности радиометрической сортировки. Представляет интерес рассмотрение плотности как признака предварительной концентрации асбеста. Различная дробимость минералов и горных пород в руде или избирательность дробления косвенно выражается разной массовой долей компонентов в различных классах крупности. Лучшая дробимость минералов полезных компонентов эквивалентна увеличению массовой доли компонентов в мелких классах и снижению ее в крупных классах по отношению к руде в целом. Это благоприятный случай сочетания различной дробимости минералов и горных пород, поскольку технология предварительного радиометрического обогащения, как правило, предполагает объединение мелкого не сортируемого класса с концентратом радиометрической сепарации. Снижение массовой доли компонента в сортируемых крупных классах обычно положительно сказывается на контрастности руды, поскольку она повышается, и при этом снижаются возможные потери ценных компонентов с хвостами предварительного обогащения [1].

Количественно соотношение дробимости входящих в состав руды рудных минералов и вмещающих пород оценивают по выходу хвостов с минимальным содержанием скрытого волокна.

Особый интерес представляют физические характеристики асбеста и вмещающих пород, связанные с упругостью и трением. Упругие свойства частиц характеризуются коэффициентом восстановления k , трение – статическим коэффициентом f , кинематическим $f_{ск}$ и коэффициентом мгновенного трения – λ [2].

На первом этапе изучалась кусковая контрастность и оценивалась теоретическая обогатимость асбестовой руды ряда месторождений в крупнокусковом виде.

Для различных классов крупности показатель контрастности лежит в пределах 1,0 – 1,3, теоретический выход хвостов по кривым контрастности составляет 55 – 85%. Это говорит о потенциально высокой обогатимости асбестовых руд методами предварительной концентрации. Причем высокой обогатимостью обладают как мелкие классы (– 50 + 35 мм), так и крупные (– 300 + 150 мм) [1].

Анализ и последующий выбор признаков разделения можно проводить по различным показателям:

Π – эффективность признака; η – корреляционное отношение между величиной физического признака разделения и содержанием полезного компонента; $\gamma_{хв}$ – выход хвостов при ограничении содержания в них полезного компонента.

Исследования проведены на пробе асбестовой трубы Баженовского месторождения класса крупности – 75 + 35 мм, состоящей из 300 кусков. Для каждого куска определены содержание магнетита, плотность, добротность контура, коэффициент отражения, коэффициенты трения и восстановления при ударе, а также содержание скрытого асбеста [1].

Для определения выхода хвостов проведено фракционирование по изучаемым признакам разделения (физическим свойствам). При содержании асбеста в хвостах 0,4% определены теоретические показатели предварительного обогащения асбестовой руды.

Анализируя табл. 1 можно сделать вывод, что при использовании рассматриваемых методов для предварительного обогащения асбестовой руды, можно добиться получения обедненной фракции с отвальным содержанием асбеста.

Лучшие результаты (по выходу хвостов) дают методы магнитной сепарации и сортировки по оптическим свойствам, а также по фрикционным характеристикам.

При выборе метода обогащения иногда решающим фактором может выступать ограничение на вид процесса (мокрый, сухой). Так, тяжелосреднюю сепарацию и отсадку, предусматривающих мокрую технологию для предварительного обогащения асбестовых руд применять нецелесообразно.

Радиорезонансный и фотометрический методы по кусковой сортировке можно использовать для предварительного обогащения асбестовых руд. Теоретические показатели фотометрической сортировки значительно выше, чем радиорезонансной. Однако отсутствие серийно выпускаемых отечественных сепараторов тормозит их применение. [3]. Лучшие результаты (по выходу хвостов) дают методы магнитной сепарации и сортировки по оптическим свойствам, а также по фрикционным характеристикам.

При магнитном разделении асбестовой руды можно ожидать высоких технологических преимуществ (высокая производительность аппаратов, их надежность, низкая себестоимость переработки), что делает его наиболее перспективным для вывода обедненных фракций крупностью – 75 + 20 мм.

На основании анализа информативности признаков по разбиению на дискретные интервалы с последующей обработкой результатов выявлено, что самыми информативными признаками являются фрикционные характеристики и скорость витания асбеста и вмещающих пород.

Данные признаки могут быть рекомендованы для разработки фрикционных разделительных аппаратов.

Таблица 1- Теоретические показатели предварительного обогащения асбестовой руды [1,2]

Признак разделения	Массовая доля асбеста в исходной пробе	Хвосты			Концентрат		
		Выход	Массовая доля асбеста	Извлечение асбеста	Выход	Массовая доля асбеста	Извлечение асбеста
Массовая доля магнетита	0,74	33,33	0,40	18,01	66,67	0,91	81,99
	0,40	70,00	0,20	34,75	30,00	0,87	65,25
Плотность	1,04	28,14	0,40	10,82	71,86	1,29	89,18
Коэффициент отражения	0,46	70,79	0,26	40,31	29,21	0,94	59,69
Добротность контура	0,69	18,73	0,40	10,49	81,27	0,76	89,51
Удельная магнитная восприимчивость	0,40	90,00	0,20	45,00	10,00	2,20	55,00
Избирательное дробление	0,45	95,92	0,32	68,2	4,08	3,58	31,8
Фрикционные характеристики, скорость витания	0,8	93,07	0,3	34,9	6,30	8,24	65,1

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

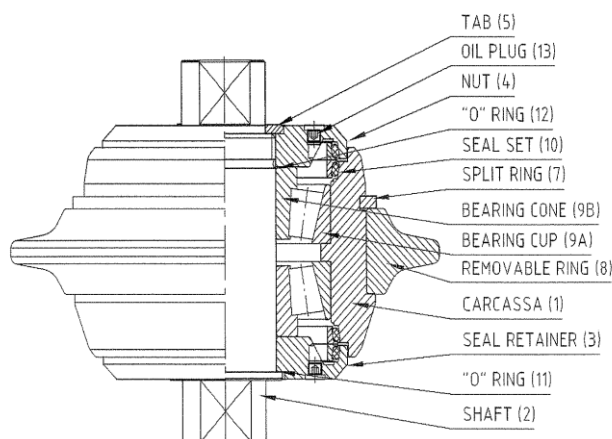
1. Е.Ф. Цыпин, В.Я. Потапов, В.А. Троп. Прогноз радиометрической обогатимости медно-цинковых руд на основе априорной информации // Изв. ВУЗов. Горный журнал, - 1990 - №1 – С. 110-115) (заключительный)/СГИ;
2. В.Я. Потапов, Е. Ф. Цыпин, С. А. Ляпцев, А. И. Афанасьев и др. Методика определения упругих и фрикционных характеристик сыпучих материалов // Изв. вузов, Горный журнал, 1998. – № 5-6. – С. 103–108.

ОЦЕНКА РАСХОДА ДИСКОВЫХ ШАРОШЕК ТОННЕЛЕПРОХОДЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ

Майоров С. А., Кочанов А. О.

Научный руководитель Симисинов Д.И., канд.техн.наук, доцент
Уральский государственный горный университет

Дисковые шарошки тоннельнопроходческих комплексов (ТПК) применяются в основном двух типов: диски с твердосплавными вставками для ведения проходки в твердых породах и стальные цельные диски (рис. 1) для ведения проходки в породах средней крепости, которым отдается большее предпочтение, как в России, так и за границей.



стопорный язычок (5), заглушка (13), крышка верхняя (4), кольцо круглого сечения (12), комплект прокладок (10), стопорное кольцо (7), конус подшипника (9B), головка подшипника (9A), режущий диск (8), корпус (1), крышка нижняя (3), кольцо круглого сечения (11), вал (2)

Рисунок 1 – Дисковая шарошка Lovat

В процессе бурения об износе шарошки судят по уменьшению механической скорости проходки – скорости внедрения инструмента в породу. Если по разрезу не встречается достаточно твердых (кварцевые песчаники) или особо мягких пропластков, разрез считается более или менее однотипным (сланцы-песчаники или известняки-доломиты).

Формула прогноза проходки [1] на шарошку позволяет решить эту задачу, путем оценки достижения предельного износа I_{\max} шарошки на величину проходки. Условия, определяющие величину проходки на шарошку – определяются коэффициентом, который характеризует значение износа крепости проходимых пород для рассматриваемой шарошки в заданных условиях проходки и крепости пород. Коэффициент определяется по предыдущим рейсам.

$$I = M \cdot R$$

где M – проходка в метрах; R – коэффициент характеристики крепости проходимых пород.

Значение коэффициента характеристики крепости проходимых пород для рассматриваемой шарошки в заданных условиях проходки и крепости пород, определяется по предыдущим рейсам по обратной формуле

$$R = I/M$$

В качестве примера приняты данные при проходке тоннельнопроходческим комплексом «Lovat-Seli RME-394» железнодорожного тоннеля № 3 Адлер - горноклиматический курорт «Альпика-Сервис».

Приняв значение предельного износа $I_{\max}=10$ мм, рассчитаем расход шарошек на величину проходки (пикетаж) тоннеля (табл.).

Таблица – Расчет расхода шарошек на величину пикетаж тоннеля

Пикетаж, 100 м	234	236	238	240	242	244	246	248	250	252	254	256	258
Коэф. крепости пород по Протоdjяконову	0,9	1,5	4	7	2	9	9	9	9	9	7	7	7
Износ шарошки на 100 м, мм	19,0	24,5	40,0	52,9	28,3	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	52,9	52,9	52,9
Расход шарошек на ТПК	66,4	85,7	140,0	185,2	99,0	210,0	210,0	210,0	210,0	210,0	185,2	185,2	185,2
Пикетаж, 100 м	260	262	264	266	268	270	272	274	276	278	280	282	
Коэф. крепости пород по Протоdjяконову	7	7	7	3	4	3	7	2	2	1	1,5	1,5	
Износ шарошки на 100 м, мм	52,9	52,9	52,9	34,6	40,0	34,6	52,9	28,3	28,3	20,0	24,5	24,5	
Расход шарошек на ТПК	185,2	185,2	185,2	121,2	140,0	121,2	185,2	99,0	99,0	70,0	85,7	85,7	

Таким образом, в зависимости от крепости пород получена оценка расхода шарошек на величину проходки. Общий расход составил 6450 шарошек.

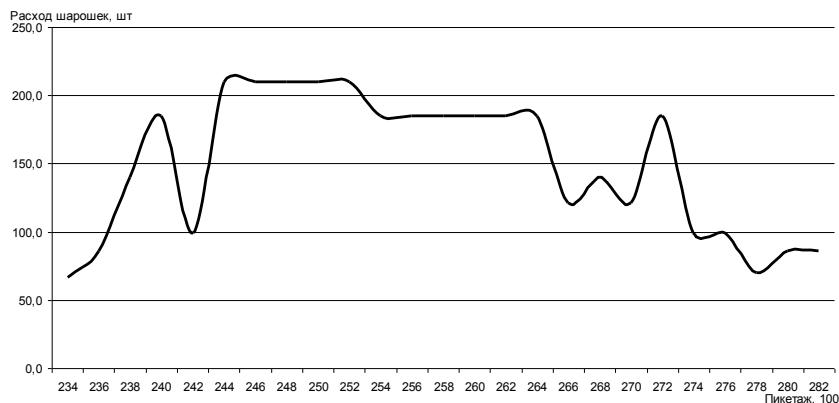
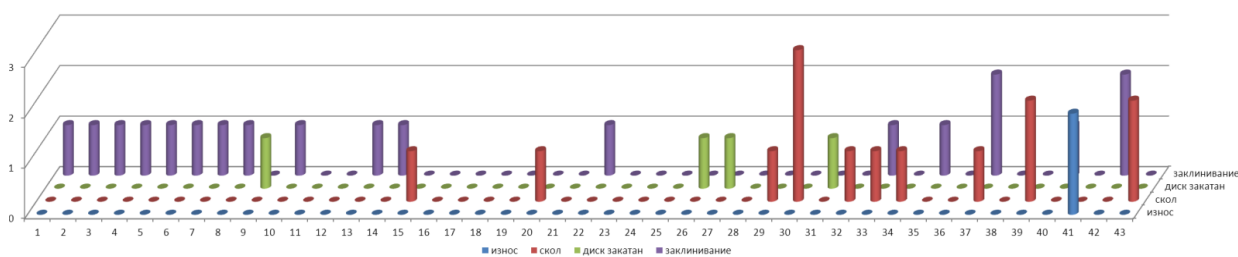


Рисунок 2 – Зависимость расхода шарошек на величину проходки от крепости пород

На рис. 3 приведен график учета замены режущего инструмента ТПК RM 394. На рис. 4 показаны результаты анализа причин отказов шарошек.



1-й ряд – износ; 2-й ряд – слом; 3-й ряд – закатан диск; 4-й ряд – заклинивание шарошек

Рисунок 3 – График учета замены режущего инструмента ТПК RM 394

Планирование расхода дисковых шарошек при проходке тоннелей позволяет исключить простои тоннелепроходческих комплексов при повышенном расходе инструмента, минимизировать затраты на приобретение и складские запасы комплектующих шарошек.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Белоруссов В. О. «Выбор долот с помощью компьютера», Бурение и нефть, декабрь 2002.

КЛАССИФИКАЦИЯ И КОНСТРУКТИВНОЕ ИСПОЛНЕНИЕ ЛИНЕЙНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Горелова А. Е., Петровых Л. В., Угольников А. В., Щеклеина И. Л.
Уральский государственный горный университет

Интересные и широкие перспективы развития электроприводов различных механизмов связаны с применением, так называемых линейных двигателей (ЛД). Большое число производственных механизмов и устройств имеют поступательное или возвратно-поступательное движение рабочих органов. В качестве привода этих механизмов и устройств до недавнего времени использовались обычные электродвигатели в сочетании со специальными видами механических передач, преобразовывавших вращательное движение двигателей в прямолинейное движение рабочего органа.

Применение линейных электродвигателей позволяет упростить или полностью исключить механическую передачу, повысить экономичность и надежность работы привода и производственного механизма в целом.

Линейный двигатель состоит из двух элементов: электромагнитного статора и плоского ротора, между которыми имеется воздушный зазор. Данные двигатели имеют эффективную систему охлаждения, что решило многие проблемы линейных приводов, связанные с температурными факторами, с наличием сильных магнитных полей, с жесткостью конструкции и т.п.

Основные конструктивные элементы изображены на рисунке 1.

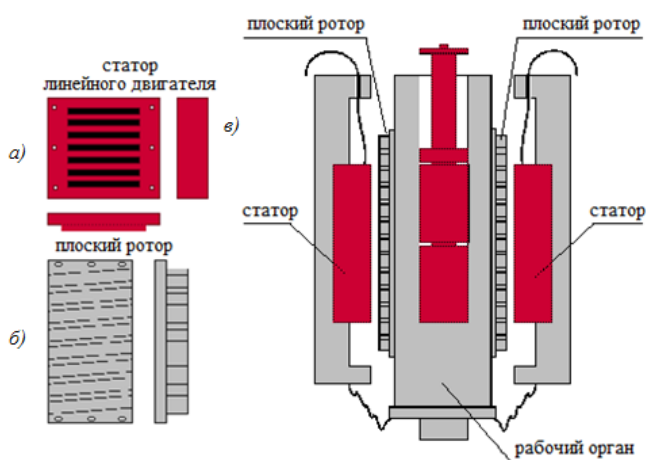


Рисунок 1. Конструкция статора и ротора линейного двигателя:

а) статор; б) плоский ротор; в) линейный двигатель

Образовавшаяся «плоская» конструкция представляет собой принципиальную схему линейного двигателя. Если теперь обмотки 2 статора такого двигателя подключить к сети переменного тока, то образуется магнитное поле, ось которого будет перемещаться вдоль воздушного зазора со скоростью V , пропорциональной частоте питающего напряжения f и длине полюсного деления τ : $V = f \cdot \tau$, где f – частота питающего напряжения; τ – длина полюсного деления.

Отметим, что линейные двигатели очень часто работают в так называемом обращенном режиме движения, когда вторичный элемент неподвижен, а передвигается статор. Такой линейный двигатель, получивший название двигателя с подвижным статором, находит, в частности, широкое применение на электрифицированном транспорте.

Линейные двигатели могут быть асинхронными, синхронными и постоянного тока, повторяя по принципу своего действия соответствующие двигатели вращательного движения.

Наибольшее распространение получили линейные асинхронные двигатели (ЛАД). Представление об устройстве линейного асинхронного двигателя можно получить, если мысленно разрезать (рис. 2) статор 1 и ротор 4 с обмотками 2 и 3 обычного асинхронного двигателя вдоль оси по образующей и развернуть в плоскость, как это и показано на рисунке.

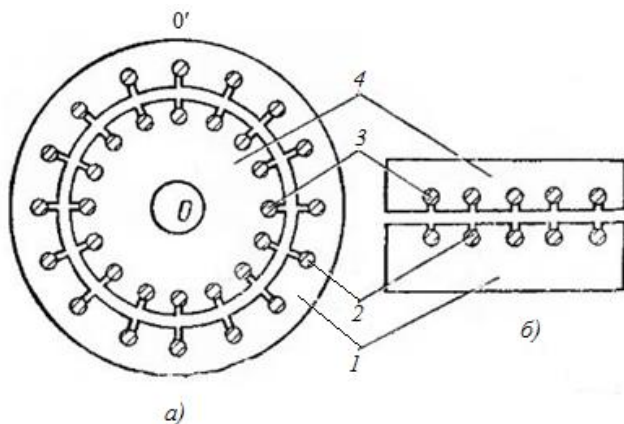


Рисунок 2. Принцип построения линейного двигателя переменного тока:
а) вид сбоку; б) вид сверху.
1 – статор; 2, 3 – обмотки двигателя; 4 – ротор

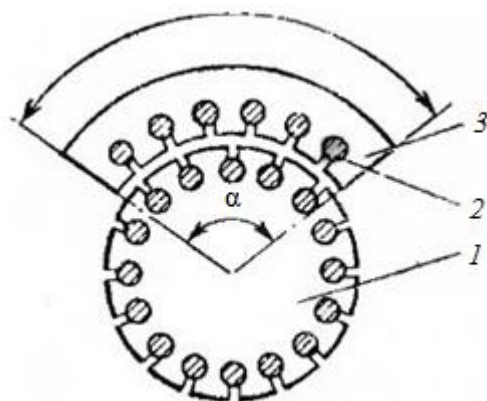


Рисунок 3. Дуговой двигатель:
1 – ротор; 2 – обмотки; 3 – статор

Разновидностями линейных асинхронных двигателей являются дуговой (рис.3) и трубчатый (коаксиальный) двигатели (рис.4).

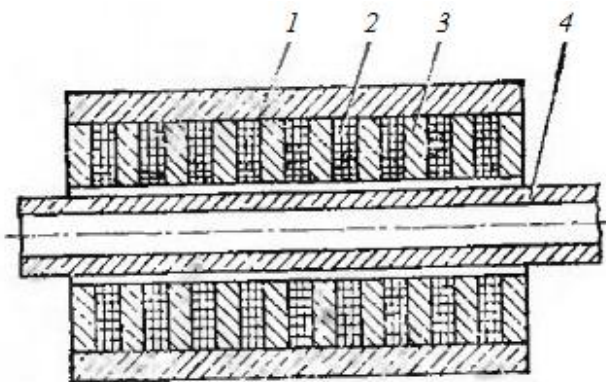


Рисунок 4. Трубчатый (коаксиальный) линейный двигатель:

1 – статор; 2 – плоские дисковые катушки (обмотки статора); 3 – металлические шайбы; 4 – вторичный элемент трубчатой формы, выполненный из ферромагнитного материала

В настоящее время существует множество конструктивных разновидностей линейных асинхронных двигателей, вызванных необходимостью разрабатывать и конструировать линейный двигатель как элемент электромеханической системы, преобразующий электрическую энергию в механическую.

Проведенный обзор линейных электроприводов показывает многообразие различных технических решений и предпочтительность индивидуального подхода к разработке линейных электродвигателей, т. е. двигатель должен разрабатываться для каждого конкретного промышленного механизма с учетом требований, предъявляемых к электроприводу. Только при таком решении проблемы проявляются быстродействие, минимальные массогабаритные показатели механизма, экономия материалов и электроэнергии.

Важной задачей, позволяющей повысить тиражи выпуска ЛАД, что без сомнения снижает их стоимость, является определение того класса механизмов, распространение которых в промышленности достаточно высокое.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Козаченко Е.В. Линейные тяговые электродвигатели.-М.: Информэлектро, 1984.
2. Черных И.В., Сарапулов Ф.Н. Основы теории и моделирование линейного асинхронного двигателя как объекта управления. Монография. - Екатеринбург: УГТУ, 1999.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ МЕТОДОВ ДЛЯ РАЗРАБОТКИ УСТРОЙСТВ КОНТРОЛЯ И РАЗДЕЛЕНИЯ РУД

Потапов В. Я., Потапов В. В., Ситдикова С. В., Лукьянов А. Е., Гуторов А. Э.
Уральский государственный горный университет

Операции дробления в процессе подготовки асбеста к разделению наиболее дорогие и энергоемкие, и поэтому целесообразно выделять обедненную фракцию руды в дробильно-сортировочном комплексе в крупнокусковом виде [1,2,3].

Предварительное разделение асбестовых руд, с учетом их теплофизических свойств, можно рассматривать в настоящее время в двух вариантах: термоадгезионная сепарация (к радиометрическим методам не относится) [2] и термометрическая сортировка [4].

Температурные константы имеют большое значение для разделения асбестовых руд, так как для асбеста и вмещающих пород коэффициент теплопроводности отличается в 8...9 раз, а коэффициент температуропроводности в 10...15 раз [5].

Метод звуковой локации заключается в измерении скорости упругих волн. Акустический контакт между ультразвуковыми преобразователями и используемым образцом обеспечивают нанесением на поверхность соприкосновения образца с преобразователем тонкого слоя какой-либо плотной вязкой массы, в нашем случае - пластилина.

При измерении скорости упругих волн использовалась стандартная измерительная аппаратура, с помощью которой определяли время прохождения упругих волн через образец.

Скорость упругих волн вычисляют по формуле:

$$V = \frac{l}{t - t_n}, \quad (1)$$

где l - длина испытываемого образца, м; t - время прохождения упругой волны через образец, с; t_n - время задержки прибора, с.

В результате проведенного эксперимента установлено, что породные материалы имеют скорость прохождения упругой волны от 4161 до 5064 м/с, а асбеста – от 623 до 716 м/с.

В результате проведенного эксперимента видно, что асбест по-разному проводит звуковые волны. Так как структура асбеста волокнистая, то скорость распространения упругих волн вдоль волокон значительно больше скорости распространения волн поперек волокон. Для измерения удельной теплоемкости асбеста и вмещающих пород воспользуемся калориметрическим методом. Для этого образцы подвергались нагреву в термопечи до температуры 200⁰С.

После полного охлаждения образца измерялись новые значения температуры воды. По снятым показаниям температуры проводились расчеты удельной теплоемкости образца по формуле:

$$c = \frac{c_B \cdot m_B \cdot (t_K - t_H)}{m_{OBR} \cdot (200 - t_K)}, \quad (2)$$

где c_B - теплоемкость воды, Дж/(кг·К); m_B - масса воды, кг; t_K - конечная температура воды, ⁰С; t_H - начальная температура воды, ⁰С; m_{OBR} - масса образца, кг.

Из результатов определения удельной теплоемкости минералов видно, что асбест по своим параметрам отличается от вмещающих пород.

Температуропроводность, a характеризует изменение температуры тела в единицу времени и фигурирует в уравнении теплопроводности [5,6]:

$$\frac{dT}{dt} = a \cdot \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right). \quad (3)$$

где T - температура, К;

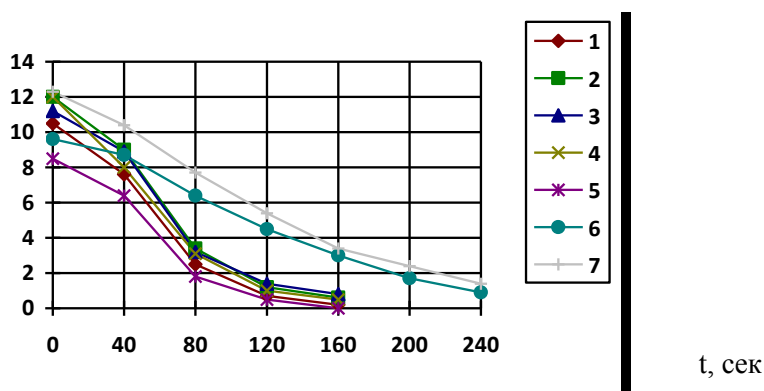
t - время, с; x, y, z - координаты пространства, м; a - коэффициент температуропроводности, м²/с.

Измерение объемного коэффициента температуропроводности основано на том, что при нестационарном тепловом режиме наиболее равномерное распределение тепла в теле наблюдается в момент перехода его от нагрева к охлаждению и в момент, когда температура тела близка к температуре среды.

Температуру образца проще всего измерять с помощью термопары. Испытание образцов осуществлялось в термостате с нагреванием образца в течение часа до температуры выше 30⁰.

На рис. 1 представлена кинетика охлаждения исследуемых образцов. Эти экспериментальные данные позволили определить коэффициент температуропроводности асбестосодержащих пород.

t, °C



1 - серпентинит; 2 - серпентинит с мелко вкрапленным асбестом; 3 - дунит; 4 - серпентинит с дунитом; 5 - серпентинит с перидотитом; 6- асбест ожелезненный; 7 - асбест без железа

Рис. 1 - Кинетика охлаждения асбеста и вмещающих пород

Наибольшее различия в температуре асбеста и пород при охлаждении имеется в интервале времени охлаждения от 60 до 180 секунд (рис.1).

Исследования теплофизических характеристик позволили установить, что есть существенное различие в этих свойствах у асбеста и вмещающих пород. Полученные теплофизические характеристики не могут быть использованы для задач предварительной концентрации руды, как недостаточно эффективные, но их можно использовать для непрерывного контроля продуктов обогащения с целью оперативного управления процессом обогащения в разделительных аппаратах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Исследование физико-механических свойств руд хризотил-асбеста для разработки способов и устройств для предварительного обогащения в дробильно-сортировочном комплексе: Отчет/ N гос. регистрации 018527675/ Цыпин Е.Ф., Пелевин А.Е., Потапов В.Я. - Свердловск, 1987. - 142с.
2. Owyer F.B, Thompson R.L., Ore sorting. / Develop and Innosot. Aust. Process Ind/, Aust. Chen. Eg. Conf., Newcastle, 1972, Pop. Sudney, S.A. p. 81- 88.
3. Ржевский В.В., Новик Г.Я. Основы физики горных пород. - М.: Недра, 1984.- 359с.
4. Кравец Б.Н. Специальные и комбинированные методы обогащения. - М.: Недра, 1986. – 340с.
5. Карслоу Г, Егер А. Теплопроводность твердых тел. - М.: Наука, 1964 г. - 487 с.
6. Потапов В.Я. Комбинированная технология предварительного обогащения асбестовых руд: дисс. ...канд. техн. наук / В.Я. Потапов. – Екатеринбург, 1999. – 208 с.

ПЕРСПЕКТИВА РАЗВИТИЯ ШАХТНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ РАДИАЛЬНОГО ТИПА ДЛЯ ГЛАВНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ В РФ

Бойко И. С., Макаров Н. В.
Уральский государственный горный университет

Проведен анализ рынка по производству и импорту вентиляторов главного проветривания, которые являются и центробежными и осевыми. К сожалению, по проведению анализа, в котором будет упоминаться ниже, было установлено, что большинство вентиляторов главного проветривания наша страна закупает у ведущих зарубежных компаний. Учитывая нынешнее политическое и экономическое положение в мире, было бы неразумно закупать дорогостоящее оборудование за рубежом, когда есть хороший потенциал и прогресс в сфере вентиляторостроения в нашей стране. Обширное изготовление вентиляторов крупного типа, могло бы избавить от многих проблем в сфере экономики, так как это поможет нам сэкономить миллиарды рублей.

Шахтные вентиляторы являются основным звеном в технологической цепи обеспечения безопасных санитарно-гигиенических условий на рудниках и шахтах.

Нами проведен анализ по основным разработчикам вентиляторов главного проветривания для горных предприятий по всему миру, среди которых производители:

1. США, компания FlaktWoods (www.flaktwoods.com).
2. Чехия, компания ZVVZ Machinery (www.zvvz.cz).
3. Великобритания, компания Howden (www.howden.com).
5. Германия <http://tltturbo.ru/>, www.tlt.de
6. Испания, компания Zitron (<http://www.zitron-russia.com/>).
7. Украина, «Донвентилятор» (<http://www.donvent.com.ua/>
8. Россия, компания «Вентпром» (www.ventprom.com)

На основе результатов полученных в таблице, можно сделать вывод о том, что вентиляторы Российского производства не уступают вентиляторам зарубежного производства. Особенно стоит подчеркнуть преимущество осевых вентиляторов. Отдельное внимание в данной статье уделяется именно центробежным, так как они имеют значительное преимущество в давлении, подаче и глубине проветривания. К сожалению, именно в производстве центробежных вентиляторов, наша продукция уступает зарубежным. Флагман центробежных вентиляторов является – Technopal. Этот американский вентилятор, предназначенный для главного проветривания, дает колоссальное давление и подачу. Естественно, что не только наши, но и европейские вентиляторы уступают ему в этих показателях. Но, в целом, наша продукция не уступает европейской, даже если рассматривать небольшую разность в величине подачи, то она незначительна.

В данной статье, рассматривается анализ вентиляторов главного проветривания, для более глубокого их рассмотрения, чтобы в дальнейшем, целесообразно их использовать. Здесь мы не будем рассматривать экономию в рамках потребления электроэнергии, а имеет больший интерес экономить на закупке вентиляторов, именно в Российской Федерации, учитывая нашу нынешнюю обстановку в мире.

Основные требования к вентиляторам главного проветривания предъявляются в энерго-экономичной работе и удовлетворению аэродинамических характеристик. Без видимых преимуществ аэродинамических характеристик довольно таки невозможна полноценная оценка вентиляторов как главного, так и местного проветривания.

Центробежный вентилятор двустороннего всасывания, предназначенный для главного проветривания глубоких и труднопроветриваемых угольных шахт и рудников предприятий металлургической, химической и других отраслей промышленности с расходом воздуха 700 м³/с при сопротивлении вентиляционной сети до 900 даПа. Вентилятор оснащен частотно регулируемым приводом, что обеспечивают высокую экономичность работы вентилятора.

Вентилятор комплектуется двумя электродвигателями: асинхронный мощностью 3200 кВт, 6000 В и постоянного тока 1600 кВт, 750 В.

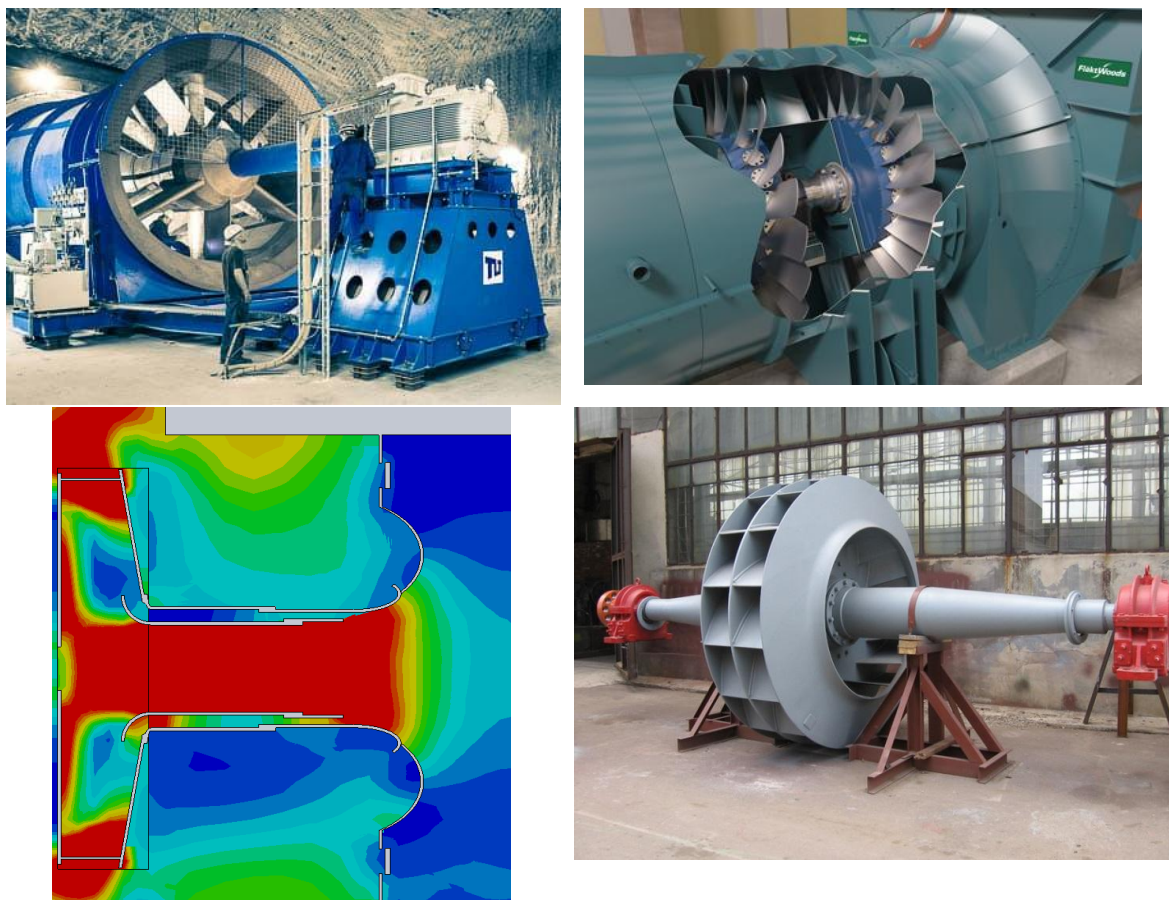


Рис. Фотографии и схемы вентиляторов и их узлов, выпускаемых мировыми лидерами вентиляторостроения

Итак, по анализу отечественных и зарубежных предприятий и выпускаемых ими вентиляторов, сразу бросается в глаза то, что вентиляторы производства РФ никак не уступают зарубежным, об этом говорят данные аэродинамических характеристик заводов-изготовителей и данные о эффективности их эксплуатации на горно-металлургических предприятиях.

Для повышения конкурентоспособности отечественного турбомашиностроения в будущем, необходимо сейчас прорабатывать комплексные решения по увеличению уровня адаптивности и экономичности турбомашин и прежде всего радиального типа [1].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Патент 2430274 (Россия). Кл. F 04 Д 29/28. Радиально-вихревая турбомашинa / Косарев Н.П., Макаров Н.В., Макаров В.Н., опублик. 27.09.2011.
2. Косарев Н.П., Макаров В.Н. Генезис эффективности проветривания газообильных угольных шахт // Изв. вузов. Горный журнал. - 2012. - №1. – С. 22 – 26.
3. Макаров В. Н., Волков С. А., Макаров Н. В. – Анализ газоотводящих вентиляционных режимов угольных шахт // Научно-практическая конференция молодых ученых и студентов «Горнопромышленная декада», – Екатеринбург, УГГУ, 2009 г.
4. Макаров, В.Н. Перспективное направление повышения эффективности вентиляторов местного проветривания /В. Н. Макаров, С. А. Горбунов, Т. А. Корнилова // Изв. Вузов. Горный журнал. – 2013. -№ 6. – С. 124-129.
5. Макаров, Н.В. Радиально-вихревые прямоточные вентиляторы местного проветривания. Особенности идеальной аэродинамической характеристики / Н. В. Макаров, С. А. Горбунов // Материалы Уральской горнопромышленной декады. – Екатеринбург, 2013. – С. 386-387.

ИЗУЧЕНИЕ МАГНИТНЫХ И ФРИКЦИОННЫХ СВОЙСТВ АСБЕСТОВОЙ РУДЫ

Потапов В. Я., Свиридов К. К., Лавренов Н. Е., Сесекин А. И.
Уральский государственный горный университет

Важнейшие характеристики хризотил-асбеста определяющее его промышленное значение является механические свойства: временное сопротивление растяжению, агрегативная связанность и модуль упругости, что бы сохранять эти качества необходимы неразрушающие методы разделения асбеста которые бы не ухудшали его физические свойства [1-2].

Теоретический анализ предусматривает использование специальных показателей, которые следует разделить на две основные группы: статические и технологические.

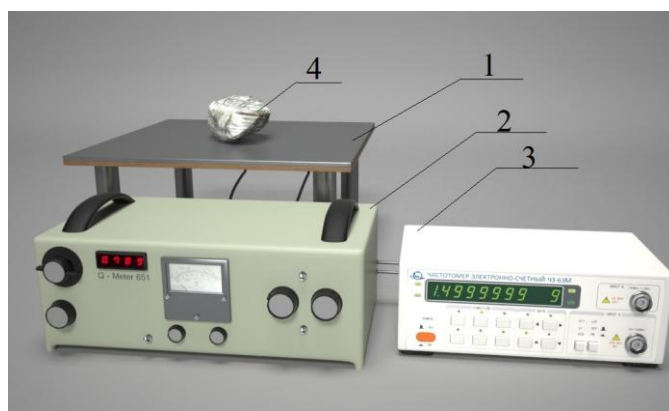
Среди статических показателей нашли широкое применение показатели признака и его эффективности [1], корреляционное отношение (коэффициент корреляции) между величиной физического признака разделения и массовой долей полезного компонента, доля площади взаимного проникновения плотностей распределения разделяемых частиц по физическому признаку.

К технологическим показателям можно отнести выход хвостов при выполнении ограничения по массовой доле полезного компонента в них, показатель эффективности признака по В.В. Звереву [2], минимальную величину массовой доли полезного компонента в хвостах.

Высокие значения показателей эффективности признака и корреляционного отношения, является достаточным условием применения метода (физического признака) для предварительного обогащения.

Признаком разделения при магнитной сепарации является удельная магнитная восприимчивость, а не массовая доля магнетита. Учитывая, что в асбестовых рудах из магнитных минералов присутствует в достаточном количестве только магнетит, магнитные свойства кусков зависят от массовой доли магнетита [1].

Основным методом исследований являлся покусковой анализ. Массовая доля асбеста определена по единой методике, массовая доля магнетита – на феррометрах ФМП-4 и Ф-100. Удельная магнитная восприимчивость определена пондеромоторным методом на экспериментальных магнитных весах. Изменение добротности колебательного контура определено на приборе “Измеритель добротности Е4-П”. Измерения проведены в нормальном режиме работы. Измерительный стенд приведен на рис.1 Измерение плотности кусков асбестовой руды выполнено методом гидростатического взвешивания [1].



1-измерительный стол, 2- измеритель добротности, 3-частотомер, 4-кусок руды

Рис. 1- Измеритель добротности Е4-П

Пример результатов фракционирования асбестовой руды и кривых обогатимости по массовой доле магнетита и добротности колебательного контура приведены в таблице 1.

Таблица 1- Результатов фракционирования асбестовой руды[1].

Фракции			Концентрат		Хвосты	
Интервалы массовой доли магнетита, %	Выход, %	Массовая доля асбеста, %	Выход, %	Массовая доля асбеста, %	Выход, %	Массовая доля асбеста, %
0-0,5	0,47	0	100,0	0,74	0,47	0
0,5-1	9,20	0,08	99,53	0,75	9,67	0,08
1-1,5	12,00	0,51	90,33	0,82	21,67	0,32
1,5-2	8,76	0,59	78,33	0,86	30,43	0,40
2-2,5	10,73	0,49	69,57	0,90	41,16	0,42
2,5-3	18,38	0,48	58,84	0,97	59,54	0,44
3-3,5	10,72	0,76	40,46	1,20	70,26	0,49
3,5-4	11,59	0,83	29,74	1,35	81,85	0,54
4-5	8,21	0,93	18,15	1,68	90,06	0,57
5-10	9,94	2,30	9,94	2,3	100,0	0,74
Итого	100,0	0,74				

Результаты технологических исследований вышперечисленными методами на данных типах руды представлены в табл. 2, табл.3. [1,2]

Таблица 2 - Результаты магнитного разделения руды на сепараторе ФМС [1]

Продукт	Положение шибера	Продукт разделения	Выход, %	Доля асбеста, % по массе	Извлечение асбеста, %
Класс –40+25 мм после 4-ой стадии дробления (ДСК фабрики №6)	1	Магнитный	86,2	0,60	94,5
		Немагнитный	13,8	0,22	5,5
		Исходный	100	0,55	100

Таблица 3 - Лучшие показатели разделения продукта крупностью –40 + 0 мм, диаметр барабана 800 мм. при различном сочетании покрытий разгонной плоскости и барабана [2]

Материал		Продукт разделения	Выход продукта, %	Массовая доля свободного волокна + 0,5 мм, %	Частота вращения барабана, об/мин
Разгонной плоскости	Барабана				
Сталь	Сталь	Концентрат	8,98	15,67	108
		Хвосты	91,02	0,3	
		Итого:	100,0	1,68	
Резина	Сталь	Концентрат	5,61	15,63	108
		Хвосты	94,39	0,3	
		Итого:	100,0	1,16	

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

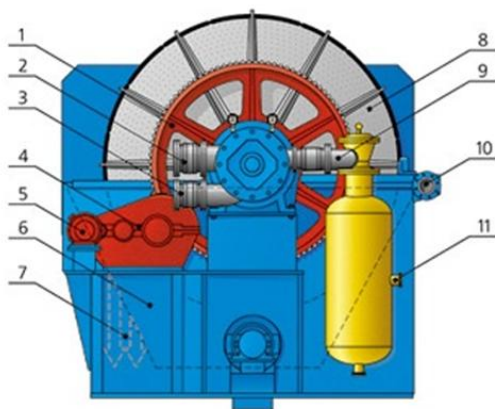
1. Пелевин А.Е. Предварительное обогащение асбестовой руды с использованием магнитной сепарации: дис: ... канд. техн. наук.-Свердловск,1989.- 225 с.
2. Потапов В.Я. Изучение фрикционных характеристик материалов для обоснования конструкций разделительных аппаратов / В.Я. Потапов, В.В. Потапов, П.С. Куликов // Материалы научного симпозиума (Неделя горняка – 200: Горный информационно–аналитический бюллетень. - № 6. – М., 2006.– С.188-190.

ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ОБЕЗВОЖИВАНИЯ ФЕРРОМАГНИТНЫХ ПУЛЬП

Горелова А. Е., Угольников А. В.
Уральский государственный горный университет

Задачей любого предприятия является: снижение издержек производства, привлечение инвестиций для внедрения новых прогрессивных технологий по добыче, переработке и транспортировке сырья, воспроизводство эффективной минерально-сырьевой базы.

На обогатительных фабриках заключительным процессом обогащения полезных ископаемых является обезвоживание пульпы. Данный процесс имеет большие экономические затраты за счет расходов на электроэнергию и фильтроткань вакуум-фильтров. Пример дискового вакуум-фильтра указан на рисунке 1.



1 - шестерня привода; 2 - отдувка (съем осадка); 3 - отвод фильтрата; 4 - редуктор привода; 5 - двигатель; 6 - корыто; 7 - выгрузка осадка; 8 - фильтровальные диски; 9 - сушка осадка; 10 - труба подачи суспензии; 11 - вакуум-насос

Рисунок 1- Дисковый вакуум-фильтр ДУ-100

Недостатками данной технологии обезвоживания является влажность кека выше нормы – 9,8 %. Одним из несовершенных устройств в традиционной технологии обезвоживания является вакуум-фильтр. Данный фильтр имеет следующие недостатки:

- большое количество вспомогательного оборудования на один фильтр (вакуум-насос – 1 шт.; турбовоздуходувка – 1 шт.), что обуславливает большие затраты на электроэнергию;

- в процессе фильтрации происходит повреждение фильтроткани, забивка пор ткани частицами, химическая цементация волокон, что требует периодической замены фильтроткани и дополнительные затраты;

- для нормальной работы вакуум-фильтров необходимо стабилизировать плотность питания на уровне 55-60 %, вакуум – на максимальном уровне.

Наиболее перспективным является замена вакуум-фильтров на устройства, в которых пульпа обезвоживается под воздействием на неё бегущего магнитного поля. Использование такого устройства позволит существенно повысить качество железорудного концентрата, снизить потери полезного компонента и расходы на электрическую энергию, исключить затраты на фильтроткань и, тем самым, снизить себестоимость продукции. Принцип работы подобных устройств обезвоживания заключается в том, что магнитные частицы, попадая в зону действия бегущего магнитного поля, начинают перемещаться против направления этого поля.

В статье предлагается, заменить вакуум-фильтр на установку обезвоживания ферромагнитных пульп на основе действия бегущего магнитного поля. Данная установка, показанная на рисунке 2, позволяет уменьшить капитальные затраты, затраты на ремонт и затраты на расходные материалы.

Наиболее распространены два способа получения бегущего магнитного поля: с помощью трёхфазных линейных индукторов и с помощью перемещающихся постоянных

магнитов. Первый способ получения бегущего магнитного поля отличается высокой конструктивной надёжностью, поскольку не содержит подвижных рабочих частей, и более приемлем для устройств обезвоживания, основанных на принципе бегущего магнитного поля.

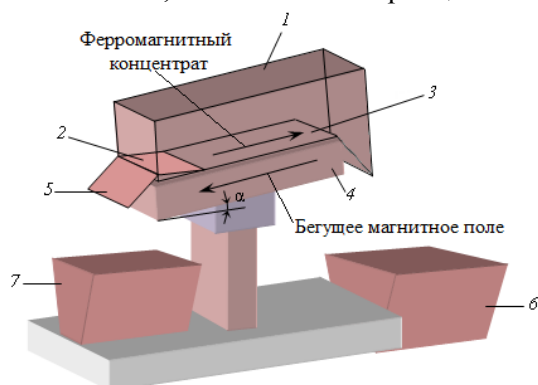


Рисунок 2 - Общий вид устройства обезвоживания ферромагнитных пульп

Устройство включает рабочий орган в виде короба 1 из немагнитного материала, установленный под углом к горизонту α с образованием зон сгущения 2 и сушки 3, причем участок короба в зоне сгущения выполнен с углом наклона к горизонту меньшим, чем угол наклона короба в зоне сушки, магнитную систему 4, сливной порог 5, установленный в торцевой части короба в зоне сгущения, приемник обезвоженного продукта 6 и водосборник 7.

При прохождении тока, создаваемого источником импульсного поля, в обмотках магнитной системы, расположенной под зоной сушки, создаётся магнитное поле импульсного тока большой амплитуды и скважности. По остальным обмоткам импульсный ток не проходит благодаря фильтру импульсов, включённому в цепь трёхфазного переменного тока. В качестве фильтра верхних частот возможно использование типовых схем, например схем типовых RC- и LC-фильтров, активных фильтров, в качестве фильтра импульсов – схем типовых полосовых фильтров. Для формирования импульсного тока большой амплитуды и малой скважности используются типовые схемы генераторов сигналов, например, на базе триггеров Шмидта.

Устройство работает следующим образом: тонкоизмельченную ферромагнитную пульпу с содержанием влаги 30-60% подают в короб 1 на границу раздела зон сгущения 2 и сушки 3. В виду того, что угол наклона к горизонтали зоны 3 больше угла наклона зоны 2, пульпа попадает в зону сгущения 2, где происходит осаждение ферромагнитных частиц и перемещение их вверх по днищу короба 1 встречно направлению бегущего поля. Вода удаляется из короба через сливной порог 5. При перемещении ферромагнитных частиц вверх по днищу короба 1 в зонесушки 3 происходит удаление влаги из осадка под действием собственной силы тяжести вниз по днищу. Для удаления остаточной влаги в обезвоживаемом материале на него в зоне сушки воздействуют дополнительно магнитным полем импульсного тока большой амплитуды и скважности, создаваемого посредством подключения источника и фильтра к обмоткам, размещенным под зоной сушки 3. Обезвоженный продукт поступает в приёмник 6.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Веселовский О. Н., Коняев А. Ю., Сарапулов Ф. Н. Линейные асинхронные двигатели. М: Энергоатомиздат, 1991. 256 с.
2. Кармазин В. В. Зависимость эффективности процессов сухой центробежной магнитной сепарации от частоты магнитного поля. // Сб. Электрические и магнитные методы сепарации. М.: «Наука», 1965. с. 68-79.
3. Кармазин В. В. Некоторые закономерности магнитной флокуляции тонкодисперсных сильномагнитных материалов // Сб. Электрические и магнитные методы сепарации. М.: Наука, 1965. с. 79-93.

КОМПОЗИТНЫЕ МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ГОРНЫХ МАШИНВолежанин И. А.¹, Макаров В. Н.¹, Холодников Ю. В.²¹Уральский государственный горный университет²ООО «СКБ Мысль»

Разработка нового вида изделия в горном машиностроении – длительный и трудоемкий процесс, требующий проведения большого объема научно-исследовательских, опытно-конструкторских и экспериментальных работ, до того момента, как будет организован серийный выпуск изделия. Современные системы компьютерного проектирования (CAD) позволяют значительно сократить затраты времени и средств на разработку и конструирование новых изделий. Однако проблема изготовления первого физического образца, а также отдельной детали для изделий сложной формы или целого рабочего узла машины или механизма, остается наиболее узким местом процесса создания нового вида изделий, поскольку разработка технологии изготовления детали и соответствующей оснастки зачастую требует физических и материальных затрат, превосходящих стоимость разработки самого изделия. При этом следует учитывать также время и трудозатраты на доводку первого опытного образца до уровня серийной продукции.

На данный момент времени существенных успехов достигли технологии послойного формования трехмерных объектов по их компьютерным образцам. Эти технологии получили название – технологии быстрого прототипирования (RP – RapidPrototyping), в современной технической лексике – аддитивные технологии [1].

Организация ASTM занимающаяся разработкой отраслевых стандартов, разделяет 3D – аддитивные технологии на 7 типов [2]:

1. Выдавливание материала. В точку построения модели по подогретому экструдеру подается пастообразный рабочий материал, представляющий собой смесь полимерного связующего и металлического порошка. Построенная сырая модель помещается в печь для того, чтобы удалить связующее и спечь порошок. Эта технология реализована под марками MJS – MultiphaseJetSolidification (многофазное отверждение струи); FDM – FusedDepositionModeling (моделирование методом послойного наплавления рис. 1.б.); FFF – FusedFilamentFabrication (способ наплавления нитей).

2. Разбрызгивание материала. Например, в технологии Polijet воск или фотополимер по многоструйной головке подается в точку построения, где отверждаясь создает заданную пространственную конструкцию. Эта аддитивная технология также называется MJM – Multi Jetting Material.

3. Разбрызгивание связующего. К ним относятся струйные Ink-Jet- технологии впрыскивания в зону построения не модельных материалов. А связующего реагента (технология аддитивного производства ExOne).

4. Соединение листовых материалов. Модельный материал представляет собой полимерную пленку или металлическую фольгу или листы бумаги и т.п. Тонкие листы из металла свариваются ультразвуком (технология Fabrisonik), после чего излишки металла удаляются фрезерованием. В данном случае, аддитивная технология применяется в сочетании с субстративной.

5. Фотополимеризация в ванне. Данная технология использует жидкие модельные материалы – фотополимерные смолы. Примером могут служить SLA – технология компании 3DSystems и DLP – технология компаний Envisiontec, DigitalLightProcession.

6. Плавка материала в заранее сформированном слое. Используется в SLS – технологиях, использующих в качестве источника энергии лазер (рис 1.а.) или термоголовку (SHS – компании Blueprinter).

7. Прямое подведение энергии в место построения. Материал и энергия для его плавления поступают в точку построения модели – одновременно. Энергия поступает в виде сконцентрированного пучка электронов (Sciaky) или луча лазера (POM, Optomek).

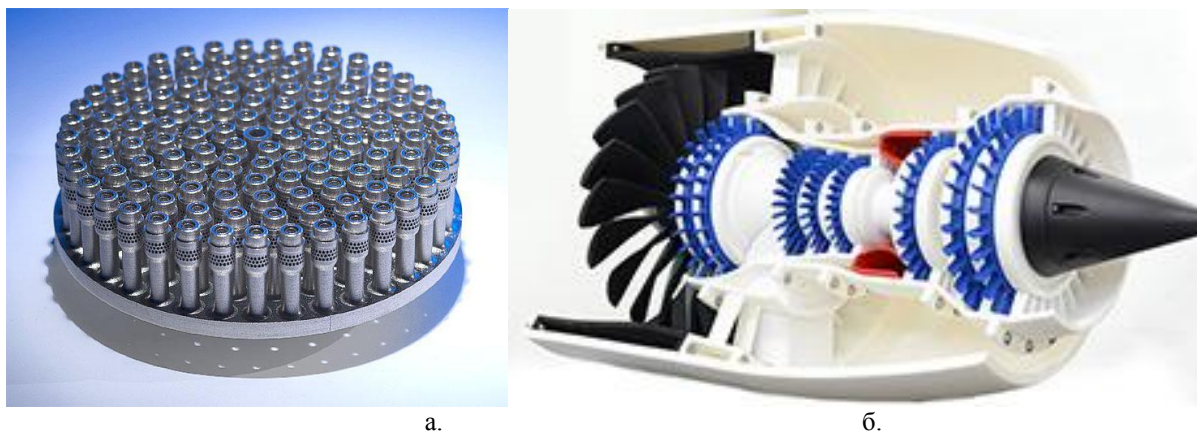


Рис.1- Модели, построенные с применением аддитивных технологий.

К сожалению, 3D принтеры промышленного класса в России не выпускаются. Этому есть объективное объяснение, связанное с провалом промышленного производства и свертыванием научных работ в период т.н. «перестройки», как раз в период зарождения и расцвета аддитивных технологий. В настоящее время ведутся разработки в «Росатоме», лазерном центре МГТУ им. Баумана, университете «Станкин», Политехническом университете Петербурга, Уральском федеральном университете.

Подобная ситуация с расходными материалами. Лидером разработки порошков и порошковых композиций в России является ВИАМ. Ведутся разработки по материалам и в других научных организациях страны, но все они пока не способны удовлетворить даже небольшой спрос отечественных потребителей в 20 тонн порошка в год.

Существующие аддитивные технологии основаны либо на спекании дисперсных материалов или отверждении термопластичных материалов (FDM), либо на селективном спекании металлических порошков (SLS). В первом случае изделие получается хрупким, во втором – в изделии накапливаются внутренние напряжения, вызванные термическим градиентом процесса лазерного спекания, кроме того процесс спекания связан с деструкцией состава порошка.

Мы предлагаем в качестве модельного материала использовать тонкую эластичную нить (стекло, угле, органо- и т.п.) пропитанную связующим, которое отверждается после послойной выкладки нити согласно компьютерной программе. В результате модель имеет композитную основу, где связующее – это матрица композита, нить – армирующий материал и не исключается вариант применения различных функциональных наполнителей в виде металлических или не металлических (органических, неорганических) порошков, улучшающих эксплуатационные свойства изготавливаемого изделия.

Авторы надеются, что предпринимаемые правительством страны меры по поддержке инновационного направления развития научно-технического вектора промышленного производства, не оставят без внимания предложенный нами путь развития аддитивных технологий. Во всяком случае, здесь нам пока нет конкурентов, а, следовательно, есть шанс занять лидирующие позиции и освоить выпуск конкурентоспособной, наукоемкой продукции в интересах страны.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Валетов В.А. Аддитивные технологии. Состояние и перспективы/Университет ИТМО, С-Петербург., 2015. - 63 с.
2. ГОСТ 27380-87 Стеклопластики профильные изоляционные, 1989.

ГЕНЕЗИС ЭФФЕКТИВНОСТИ ВЕНТИЛЯТОРОВ МЕСТНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ

Макаров В. Н, Патракеева Е. Ю., Бойко И. С.
Уральский государственный горный университет

Вентиляторы местного проветривания (ВМП), входящие в состав вентиляционных комплексов, предназначены для активного аэродинамического взаимодействия через общешахтную вентиляционную сеть с вентиляторами главного проветривания (ВГП) для создания условий, обеспечивающих аэродинамическую изоляцию очистной выработки от выработанного пространства в условиях интенсификации угольной добычи.[1]

Применительно к ВМП наиболее перспективным способом повышения аэродинамической нагруженности, адаптивности и, как результат, их эффективности является применение активного управления обтеканием лопаток рабочего колеса.

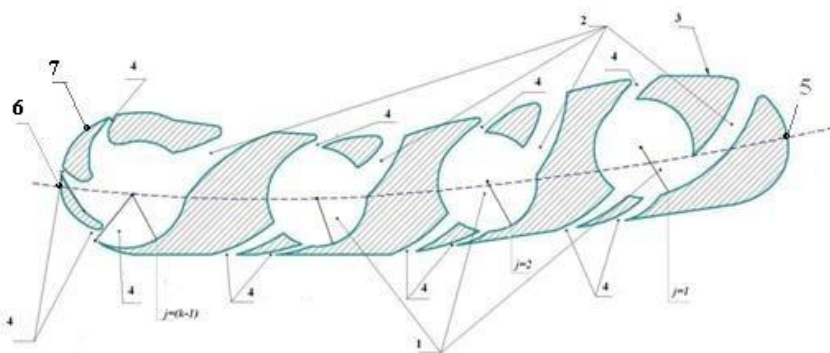


Рис. 1-Лопатка рабочего колеса вентилятора местного проветривания с вихревыми камерами

В данной статье предложен эффективный путь дальнейшего повышения аэродинамической нагруженности адаптивности ВМП с использованием энергетических методов управления циркуляцией. На рисунке 1 представлена лопатка прямооточного ВМП, снабженная встроенными в нее цилиндрическими вихревыми камерами 1, с осью параллельной задней кромки лопатки, тангенциальным входным каналом 2, со стороны ее рабочей поверхности 3 и перфорациями 4 с выходом на рабочую и тыльную поверхности.[4]

Часть потока с рабочей поверхности лопаток через тангенциальные входные каналы поступает в вихревые камеры, свертываясь в «вихревой жгут» с циркуляцией, превышающей скорость вращения рабочего колеса. Через перфорации «вихревой жгут» выходит на рабочую и тыльную поверхности лопаток, замедляя скорость основного потока в межлопаточном канале на рабочей поверхности и ускоряя на тыльной их поверхности лопатки, создавая дополнительную его циркуляцию, то есть увеличивая перепад давления между рабочей и тыльной поверхностями лопатки за счет эффекта Магнуса.

Для построения алгоритма аэродинамического расчета вращающейся круговой решетки кусочно-гладких профилей воспользуемся методом конформного отображения течения в круговой решетке на область, образованную k -концентрическими окружностями.[2]

При условии односвязности области D_z функцию конформного отображения внешности круга области D_γ на внешность $4(k-1)$ -листного полигонального контура схематизированной круговой решетки кусочно-гладких профилей, в угловых точках которых расположены вихревые камеры, в области D_z , получим с учетом формулы Кристоффеля-Шварца:

$$z_j = \int_{\gamma} \frac{(\gamma - \tau_j)^{\bar{\beta}_j - 1} \prod_{j=1}^k (\gamma - \tau_j)^{\bar{\beta}_j - 1}}{(\gamma - \Phi_j^{-1})(\gamma - \Phi_j)} d\gamma, \quad (1)$$

где τ_j – точки на окружностях радиусов ρ_j , соответствующие угловым точкам кусочно-гладкого аналитического контура; $\beta_j = \pi \bar{\beta}_j$ – внешние углы $4(k-1)$ -листного полигонального контура круговой решетки профилей, соответственно, в угловой точке τ_j схематизированного вихревого устройства с его стоком q_{j-1}^c и источниками $q_j^{n1} - q_j^{n2} = 0,5q_j^c$

Представим круговую решетку кусочно-гладких профилей из отрезков логарифмических спиралей в виде k -круговых решеток. Воспользовавшись принципом гидродинамической аналогии для потенциальных течений в областях D_z и D_γ , получим в виде:[4]

$$z_j = \sqrt[n]{\frac{\gamma + \Phi_j}{(\gamma - \Phi_j)^{\frac{n}{2i\beta + \rho}}}} \cdot \sqrt{\frac{\gamma + \Phi_j^{-1}}{\gamma - \Phi_j^{-1}}}, \quad (2)$$

Данные соотношения соответствуют уравнению, полученному в [2] при раздельном рассмотрении k -круговых решеток профилей.

Формпараметры Φ_j круговой кусочно-гладкой решетки профилей определяются из условия нарушения конформности в угловых точках

$$\frac{dz_j}{d\gamma} = 0 \quad \text{при } \gamma_j = e^{i\theta_{jk}}, \quad \text{при } j = 1 \dots k \quad (3)$$

Для построения функции комплексного потенциала течения воспользуемся методом особых точек С.А. Чаплыгина и принципом суперпозиции.

Таким образом, с учетом (2) и (3) получаем систему $(2k-1)$ -уравнений.

В соответствии общей теорией аэродинамического расчета вращающейся круговой решетки аналитических профилей уравнение для прироста коэффициента циркуляции Γ вокруг кусочно-гладкого профиля вращающейся круговой решетки за счет вихреисточников получим в виде:

$$\Gamma = \sum_{j=1}^{k-1} \frac{q_j^{-c} \sin((j+1)(j+2) - 1s)}{[1 - \cos((j+1)(j+2) - 1s)]} + \sum_{j=1}^{k-1} \frac{\Phi_j q_j \sin((j+1)(j+2)}{(\Phi_j^2 - 1)} \quad (4)$$

Математический анализ полученной формулы (4) показывает, что циркуляция вокруг элементов кусочно-гладкого профиля круговой решетки представляет собой степенную функцию коэффициентов: циркуляции вихреисточника Γ_j , расхода стока q_j^c и подачи q [3]. Изменение циркуляции вихреисточников, приводит к изменению кривизны аэрогазодинамического профиля, и, как следствие, к росту аэродинамической нагруженности рабочего колеса вентилятора. При этом вихреисточник закручивает поток в направлении к тыльной поверхности профиля, что позволяет применить данную конструкцию в рабочих колесах с вперед загнутым профилем, обладающим высокой аэродинамической нагруженностью, сохраняя при этом высокую экономичность ВМП. Экспериментальные исследования подтвердили результаты расчетов и позволили разработать аэродинамическую схему радиально-вихревого прямоточного вентилятора РВ 175-21 с КПД $\eta = 0,86$.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Косарев Н.П., Макаров В.Н. Генезис эффективности проветривания газообильных угольных шахт // Изв. вузов. Горный журнал. - 2012. - №1. – С. 22 – 26.
2. Косарев Н.П., Макаров В.Н. Математические модели аэродинамики вращающихся круговых решеток аналитических профилей произвольной формы со струйным управлением циркуляцией: Научное издание. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2005. – 93 с.
3. Макаров В.Н., Косарев Н.П. Расчет идеальной характеристики центробежного вентилятора с аэрогазодинамическими профилями// «Горный вестник Узбекистана». -2012.-№4. – С. 101-104.
4. Патент 2430274 (Россия). Кл. F 04 Д 29/28. Радиально-вихревая турбомашинa / Косарев Н.П., Макаров Н.В., Макаров В.Н., опубл. 27.09.2011.

ПРОМЫШЛЕННЫЕ КОМПОЗИТЫ ДЛЯ ИННОВАЦИОННОГО РАЗВИТИЯ ГОРНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Холодников Ю. В.¹, Макаров Н. В.², Волежжанин И.А.¹, Свердлов И. В.²

¹ООО СКБ «МЫСЛЬ»

²Уральский государственный горный университет

³ООО «ИНТЕКС»

Благодаря научным исследованиям, совершенствованию действующей и проектированию новой техники для добычи полезных ископаемых качество отечественного горно-шахтного оборудования повышается.

Однако, по таким важным показателям, как стоимость изготовления, сборки, монтажа, трудоемкость обслуживания и ремонта, существенные сдвиги в положительную сторону не наблюдаются. Определяющую роль, как с точки зрения стоимости, так и с точки зрения надежности играют материалы, из которых изготовлены детали машины. Большим резервом повышения надежности, долговечности, технологичности изготовления, а также снижения массы, трудоемкости сборки, монтажа и ремонта является полномасштабное использование конструкционных неметаллических материалов. Практика показывает, что широкое применение полимерных композиционных материалов (ПКМ) в машиностроении позволяет достичь: снижения массы изделия в 3 – 4 раза, трудоемкости изготовления в 1,5 – 3 раза, энергоемкости производства оборудования из композитов в 8 – 10 раз, увеличения ресурса техники в 1,5 – 3 раза [1]. Кроме того, отмечается существенное уменьшение расходов на транспортировку и ремонт. На рис. 1 представлены компоненты ГШО из ПКМ.



а – коллектор и обтекатель осевого вентилятора главного проветривания, изготовленные контактным способом; *б* – лопатки рабочего колеса осевого вентилятора ВОД-18, изготовленные прессовым способом; *в* – рабочее колесо центробежного вентилятора в химстойком исполнении; *г* – корпус и рабочее колесо химстойкого насоса, изготовленные комбинированным способом

Рис. 1- Элементы ГШО из композиционных материалов

Расчет, произведенный для вентилятора ВОД – 30, показывает, что выполнение из стеклопластика только диффузора и корпуса уменьшит массу машины примерно на 7500 кг, или на 22 %.

На пути полномасштабного проведения в жизнь указанного инновационного мероприятия стоят препятствия как субъективного, так и объективного характера.

Причин сложившейся ситуации много, среди которых следует отметить следующие:

- слабая производственная база предприятий-изготовителей изделий из ПКМ;
- существенный недостаток квалифицированных кадров в сферах разработки, изготовления и эксплуатации изделий из ПКМ;
- низкий спрос на изделия из ПКМ со стороны горнодобывающих предприятий;

– отсутствие финансирования НИОКР.

Вопросы, которые предстоит решить для полномасштабного внедрения ПКМ в производственную практику, настолько многообразны, что необходим концептуальный подход к их решению.

Концепция служит руководством для разработчиков и содержит методику, призванную способствовать достижению наивысших результатов в кратчайшие сроки.

В основу концепции положены следующие базовые принципы:

- экономическая обоснованность;
- параллельная разработка и взаимообусловленность конструкции изделия и технологии его изготовления;
- оптимальное проектирование, подготовка производства, оптимизация технологии изготовления, контроль качества и передовые ремонтные технологии.

Принципиальное отличие сформулированной выше концепции от традиционных методик разработки новой техники обусловлены следующими факторами:

- 1) отсутствуют однозначно установленные и утвержденные нормативными документами способы расчета деталей из композитов на прочность и жесткость;
- 2) ассортимент серийно выпускаемого технологического оборудования для производства изделий из композитов крайне узок и не охватывает всех известных способов изготовления.

Анализ конструкционных и эксплуатационных качеств ПКМ и концепция оптимального проектирования позволяют сформулировать **задачи, требующие решения на пути кардинального повышения надежности ГШО:**

- на базе теоретических исследований с использованием положений сопротивления материалов, включая теорию упругости, с учетом экспериментальных данных о свойствах неметаллов установить расчетные зависимости для определения основных конструктивных размеров композитных деталей и узлов ГШО;
- применительно к каждой группе компонентов ГШО в соответствии с предъявляемыми требованиями и условиями эксплуатации определить функционально и экономически целесообразный способ изготовления;
- выполнить необходимый объем экспериментальных исследований эксплуатационных характеристик деталей из ПКМ;
- теоретически обосновать возможность изготовления и разработать основное технологическое оборудование для производства компонентов ГШО из ПКМ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Холодников Ю.В. «Перспективы развития в России производства композиционных материалов и изделий из них». / Вестник машиностроения. – №8 – 2009 г. – с 80 – 83.
2. Холодников Ю.В., Попов Ю.В. «К вопросу о терминологии в технологиях производства промышленных композитов». / Композитный мир. – №4 – 2014 г. – с 40 – 49.
3. Холодников Ю.В. «Промышленные композиты». / Химическое и нефтегазовое машиностроение. – №12 – 2012 г. – с 34 – 36.
4. Холодников Ю.В. «Оборудование из композиционных материалов для горнодобывающих и обогащительных производств». / Горная промышленность. – №4 – 2010 г. – с 2 – 5.
5. Холодников Ю.В., Таугер В.М., Замараев С.Ю. «Совершенствование конструкций осевых вентиляторов главного проветривания шахт». / Горное оборудование и электромеханика. – №9 – 2014 г. – с. 28 – 33.
6. Справочник по композиционным материалам: в 2 кн. / под ред. Дж. Любина. – М.: Машиностроение, 1988 г. – 584 с.
7. Егоров О.Д., Подураев Ю.В. Мехатронные модули. Расчет и конструирование: учеб.пособие. – М.: МГТУ «СТАНКИН», 2004. – 386 с.
8. Таугер В.М. Конструирование мехатронных модулей: учеб.пособие. – Екатеринбург: УрГУПС, 2009. – 336 с.

СИСТЕМА СТАБИЛИЗАЦИИ СОДЕРЖАНИЯ ТВЕРДОГО КОНЦЕНТРАТА В ПЕСКАХ СГУСТИТЕЛЯ НА БАЗЕ ЧАСТОТНО-РЕГУЛИРУЕМОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА ПЕСКОВОГО НАСОСА

Горелова А. Е., Петровых Л. В., Угольников А. В., Щеклеина И. Л.
Уральский государственный горный университет

На фабриках с мокрым обогащением магнетитовых руд заключительным является процесс обезвоживания, состоящий из двух стадий сгущения и фильтрации. Технологическая схема секции обезвоживания содержит последовательное соединение в цепь сгустителя и группы вакуум-фильтров.

В результате сгущения на сгустителях получают осветлённую воду (чистый или замутнённый слив) и сгущённый (плотный) продукт – пески. Сгущённый продукт подвергается дальнейшей переработке – фильтрации на вакуум-фильтрах. Влажность полученного железорудного концентрата не должна превышать 9,8%. Достижению данного результата способствует стабилизация содержания твердого в песках в диапазоне 55-60% [1]. Это позволяет также снизить потери железа со сливом сгустителя и повысить удельную производительность фильтров.

Экспериментальные исследования процессов обезвоживания показали, что регулируя расход пульпы можно изменять содержание твердого в песках после сгущения [1].

Для стабилизации содержания твердого в песках сгустителя можно использовать песковый насос, предназначенный для перекачивания песков по трубопроводу на вакуум-фильтры, регулируя расход пульпы изменением частоты вращения электродвигателя насоса

Учитывая производительность секции обезвоживания обогатительной фабрики Качканарского ГОКа предлагается к установке два насоса типа ГрАТ 350/40/II-1.6, которые поставляются с электродвигателями АМН315 МА4 и преобразователя частоты VLT Automation Drive FC 300с векторным управлением (производство фирмы «Danfoss», Дания), который преимущественно используется для насосной техники [2]. Реализация законов векторного управления обеспечивает наилучшие динамические и статические показатели системы регулирования [3, 4, 5].

Система векторного управления имеет два канала управления: модулем вектора потокосцепления ротора и угловой скоростью ротора. Двухканальная система управления дает возможность осуществить независимое регулирование модуля вектора потокосцепления ротора и скорости ротора при сохранении прямой пропорциональности между моментом на валу двигателя и составной силы статора, которая находится в квадратуре с волной потокосцепления ротора. В статическом режиме приведенный асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором описывается системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} U_1 &= R_1 I_1 + j\Omega_0 \Psi_1 \\ 0 &= R'_2 I'_2 + jS\Omega_0 \Psi_2 \end{aligned} \right\},$$

где U_1 – фазное напряжение статора; R_1 , R'_2 – активные сопротивления обмоток статора и ротора; I_1 , I'_2 – фазные токи статора и ротора; Ω_0 – угловая скорость вращения магнитного поля; Ψ_1 , Ψ_2 – полные потокосцепления фазных обмоток статора и ротора.

Далее необходимо произвести следующие преобразования: записать систему уравнений в ортогональной системе координат $d - q$, которая вращается с синхронной скоростью. Ось d привяжем к вектору потокосцепления ротора Ψ_2 . Тогда $\Psi_{2d} = |\Psi_2|$, а $\Psi_{2q} = 0$. Вектор потокосцепления ротора опережает вектор тока ротора на $\pi/2$, поэтому если $\Psi_2 = 0$, то $I_{2d} = 0$.

Анализируя полученную систему уравнений, можно сделать вывод, что при записи в системе координат $d - q$ асинхронный электродвигатель описывается такими же уравнениями,

как и двигатель постоянного тока. При этом роль тока возбуждения выполняет составная тока статора I_{1q} , которая совпадает по направлению с вектором потокосцепления ротора.

Составная тока статора по оси q $I_{1q} = 0$ выполняет роль аналога тока якоря двигателя постоянного тока, она взаимодействует с потокосцеплением ротора и создает электромагнитный момент. Системы векторного управления по закону $\psi_2 = \text{const}$ строятся аналогично системам подчиненного управления электродвигателями постоянного тока, что увеличивает быстродействие и значительно повышается надежность привода.

В данном конкретном случае необходимо обеспечить синхронизацию двух двигателей насосов, каждый из которых питается от собственного преобразователя. Для этого необходимо предусмотреть в схеме измерение скорости двигателей, а также блок синхронизации, при помощи которого осуществляется определение рассогласования скоростей вращения приводных двигателей. Блок синхронизации формирует корректирующий сигнал, который складывается с сигналами на входах регуляторов скорости каждого двигателя с разными знаками, чем достигается торможение обгоняющего и разгон отстающего двигателя до исчезновения рассогласования в скоростях пары приводных двигателей.

Функциональная схема системы векторного управления частотным электроприводом по закону $\psi_2 = \text{const}$ с измерением и синхронизацией скоростей должна включать: автономный инвертор напряжения с ШИМ преобразователя; датчики тока статора двигателя; датчики скорости, регуляторы скорости; регуляторы потокосцепления; регуляторы токов; преобразователи трехфазной системы координат в ортогональную двухфазную систему и преобразователи ортогональной системы координат в трехфазную; В схеме должны быть предусмотрены блок вычисления потокосцепления и блок вычисления скольжения.

Экспериментальные исследования подтвердили возможность с помощью автоматической системы эффективно управлять плотностью песков сгустителя путем регулирования частоты вращения двигателя пескового насоса.

С помощью датчика плотности, встроенного в трубопровод отвода пульпы со сгустителя, определялось содержание твердого в песках сгустителя. Замерялись частота вращения двигателей.

Экспериментальные исследования показали, что увеличение частоты вращения двигателя пескового насоса в диапазоне 650÷915 об/мин ведет к снижению содержания твердого в песках и, соответственно, в питании вакуум-фильтров. При этом по данным эксперимента при изменении частоты вращения вала приводного двигателя пескового насоса от 0 до 985 об/мин расход сгущенного продукта изменялся от 0 до максимальной величины – 350 м³/ч.

При изменении частоты вращения в пределах от 560 об/мин до 915 об/мин содержание твердого в песках сгустителя изменялась от 47,8 % до 63,4 %.

Таким образом, изменением частоты вращения вала двигателя пескового насоса возможна стабилизация содержания твердого в песках сгустителя на таком уровне, чтобы влажность концентрата не выходила за максимально допустимые пределы, а удельная нагрузка была максимальной в каждый момент времени.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Щеклеина И. Л. Исследование и разработка системы автоматического управления процессами обезвоживания железорудного концентрата. Дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук : 05.13.07 / Ирина Леонтьева Щеклеина ; науч. рук. А. Е. Троп ; опп.: А. Н. Марюта, Е. Е. Блинов; Свердловский горный институт им. В. В. Вахрушева, Институт Уралмеханобр. - Свердловск, 1986.
2. Лезнов Б. С. Частотно-регулируемый электропривод насосных установок. – М.: Машиностроение, 2013.
3. Соколовский Г. Г. Электроприводы переменного тока с частотным регулированием: Учебник для ВУЗов, - М.: Академия, 2012.
4. Панкратов В. В. Векторное управление асинхронными электроприводами: Учеб. пособие. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 1999.
5. Виноградов А. Б. Векторное управление электроприводами переменного тока / ГОУ ВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В. И. Ленина». – Иваново, 2008.

РАЗРАБОТКА И ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДРОБИЛЬНО-РЕЗОНАНСНОГО АВТОНОМНОГО ПЕРЕДВИЖНОГО ЛОКАЛИЗАТОРА ДЛЯ ВТОРИЧНОГО РАЗРУШЕНИЯ ГОРНЫХ МАСС

Макаров В. Н., Тарасов С. П.
Уральский государственный горный университет

Повышение производительности разрушения негабаритов горных пород основывается на целенаправленном использовании квазирезонансного воздействия аэродинамических волн на негабарит и локализатор.

Анализ закономерностей распространения ударных волн в воздушной среде применительно к воздействию УВВ, образующейся при взрывании негабаритов, на элементы локализатора приводит к выводу о том, что это воздействие в наибольшей степени соответствует квазирезонансной ударной волне полусферической формы. Одним из условий этого является близкое расположение решёток лопаток потолочины и боковых стенок локализатора от источника взрыва. При реализации теоретических положений работы и экспериментальных результатов получены рациональные значения углов установки лопаток потолочины ($\pm 5^\circ$) и лопаток боковых стенок ($20 - 40^\circ$) по отношению к направлению воздействия ударной взрывной волны.

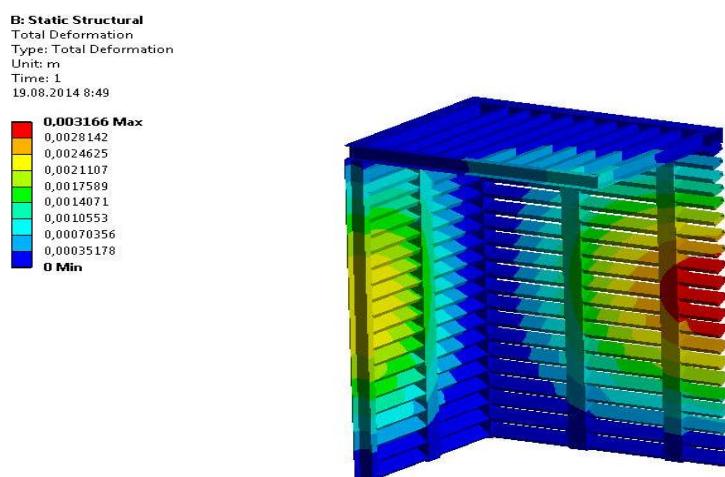


Рис. 1. Суммарная деформация локализатора

Установлено, что при волновой нагрузке, распределяемой по всей площади лопатки, локализатор в состоянии выдержать многократное повторение максимально допустимых циклов нагружения.

Для проведения экспериментальных исследований квазирезонансного воздействия УВВ на негабарит был изготовлен уменьшенного размера вариант локализатора (рис.2.) изготовленный предприятием ОАО «НИИпроектасбест» на основе патентов на полезные модели [1, 2].



Рис. 2. Локализатор в процессе изготовления



Рис. 3 - Локализатор, до и после взрыва

В ходе эксперимента было проведено 5 экспериментальных взрывов, с использованием зарядов весом 25, 50, 100, 150, 200 гр. Аммонит 6ЖВ. При проведении внешнего осмотра и замеров межлопаточного расстояния было установлено, что деформация корпуса минимальна и составила по окончании эксперимента не более 1 - 5 мм, что подтверждает теоретические расчеты о многократном применении без ремонтных работ данной конструкции. Так же были доказаны теоретические выводы о квазирезонансном разрушении экспериментальным путем.

На основе полученных данных в ходе эксперимента можно сделать выводы, что при всех отрицательных последствиях взрыва он остается самым эффективным и экономически выгодным способом разрушения горных пород на десятки лет вперед, что требует создания новых видов локализаторов, использующих отрицательные явления взрывной волны для увеличения КПД и удержания ЗУ на поверхности земли. А степень уравновешенности локализатора на фундаменте определяется величиной соотношения опрокидывающего момента от равнодействующей квазирезонансной силы УВВ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Патент №101540 РФ, МПК F42Д 5/00. «Защитное устройство для разрушения негабаритов горных пород», С.А.Тимухин, П.И.Тарасов, С.П.Тарасов (РФ). – Заявка 05.04.2010; опубликовано 20.01.2011 Бюл.№2
2. Патент №107343 РФ, МПК F42Д 3/04. «Защитное устройство для разрушения негабаритов горных пород», С.А.Тимухин, П.И.Тарасов, С.П.Тарасов (РФ). – Заявка 12.01.2011; опубликовано 10.08.2011 Бюл.№22

РАНЖИРОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОВЕТРИВАНИЯ ГАЗООБИЛЬНЫХ УГОЛЬНЫХ ШАХТ

Макаров В. Н., Бойко И. С., Волежанин И. А.
Уральский государственный горный университет

Для шахт опасных по газу и пыли основным показателем соответствия вентиляции их производственной мощности служит концентрация метана в общешахтной исходящей струе воздуха.

С учетом требований Правил безопасности и для обеспечения высокой производственной мощности шахты расчетная концентрация метана в общешахтной исходящей струе воздуха должна быть не более 0,75 %, но менее 0,5 %.

Требования, предъявляемые к режимам проветривания газообильных угольных шахт, делают актуальной проблему надежного и экономичного проветривания и разработку высокоэффективных вентиляторных комплексов проветривания (ВКП) газообильных угольных шахт.

Комплекс шахтных вентиляторов, осуществляющих проветривание газообильных угольных шахт должен обеспечивать такое поле распределений депрессий и расходов потоков в вентиляционной сети при котором устраняются проявления метаноопасности и газового барьера.

Функциональная эффективность структуры, состоящей из ГВУ, ВУГП, ВМП и многосвязной комбинированной вентиляционной системы в большей степени обусловлена обеспечением аэрогазодинамической изоляции очистных выработок от выработанного пространства с изолированным отводом метановоздушной смеси через выработанное пространство.

Исследования функционирования аэрогазодинамической системы, позволяет определить основные критерии оценки ее эффективности, а также технические требования, предъявляемые к входящим в состав комплекса вентиляторам местного и главного проветривания.

Приведена статистическая обработка изменения метанообильности от коэффициента распределения воздуха K_p и нагрузки на очистной забой A_H .

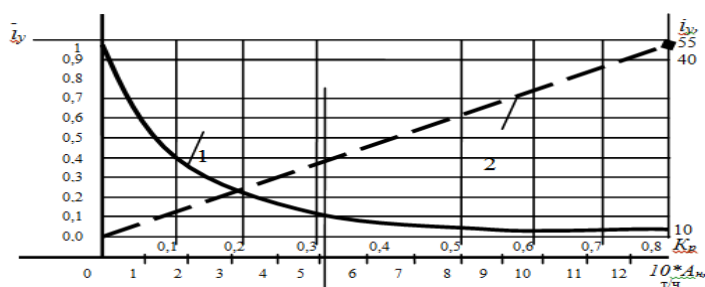


Рис. 1 - Графики зависимостей удельной относительной и абсолютной метанообильности шахты от нагрузки на очистной забой и коэффициента распределения воздуха: 1 – удельная относительная метанообильность; 2 – абсолютная метанообильность

На рис. 1 приведены результаты исследований зависимости удельной относительной i_y и абсолютной метанообильности i_y шахты от нагрузки на очистной забой и коэффициента распределения воздуха.

Из анализа рис. 1 видно, что статистически с увеличением нагрузки на очистной забой наблюдается линейный рост абсолютной газообильности шахты и нелинейное снижение относительной газообильности. На рис. 2 приведены результаты исследований зависимости

интегрального коэффициента энергоэффективности вентиляции K_{Σ} для различных способов её реализации в угольных шахт от абсолютной газообильности.

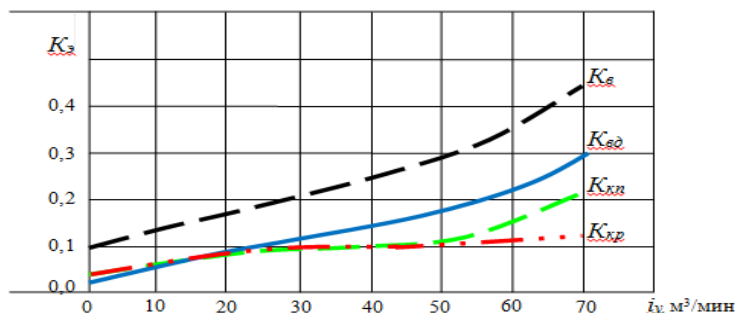


Рис. 2- Относительные удельные затраты на вентиляцию в структуре себестоимости добычи угля: 1 – $K_{эв}$ – общешахтная вентиляция с предварительной дегазацией 2 – $K_{эвд}$ – комплексная вентиляция с дегазацией 3 – $K_{экр}$ – комбинированное проветривание, 4 – $K_{экрп}$ – комбинированное проветривание с регулированием ВМП и дегазацией

Из анализа рис. 2 видно, что 1-ый способ эффективен при нагрузке на очистной забой до 1500 т/сут и газообильности до 5 м³/мин; 2-ой способ эффективен при нагрузке на очистной забой до 4-5 т/сут и газообильности до 15 м³/мин; 3-ий способ эффективен при нагрузке на забой до 30 т/сут и газообильности до 50 м³/мин.

Необходимо рассматривать всю совокупность шахтных вентиляторов, ВКП, так как необходимо создание вентиляторного комплекса местного проветривания, обеспечивающего необходимое поле депрессии в зоне сепарации метановоздушной смеси для достижения аэрогазодинамической изоляции очистной выработки от выработанного пространства при совместной работе с ВУП и ГВУ. Рост нагрузки на очистной забой неизбежно приведет к быстрому изменению параметров шахтной сети (изменится сопротивление сети, длина выработок и т.д.).

Таблица 1 - Технические характеристики вентиляторов

№ п/п	Параметры	Аналог ВМЭ-5	Новый вентилятор ВРП-5
1	Номинальный диаметр рабочего колеса, мм	500	500
2	Номинальное полное давление, Па	2000	4600
3	Номинальная подача, м³/с	3,6	4,2
4	Максимальный КПД	0,66	0,81
5	Глубина экономичного регулирования	0,33	0,78
6	Масса, кг	270	250

Поэтому возникает необходимость разработки ВМП с высокой аэродинамической нагруженностью и возможностью регулирования режимов работы в широком диапазоне. В качестве данного вентилятора может быть применен прямооточный радиально-вихревой вентилятор с энергетическим и частотным регуляторами, таблице 1 приведено сравнение технических характеристик нового вентилятора и его аналога.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Макаров В. Н., Волков С. А., Макаров Н. В. – Анализ газоотводящих вентиляционных режимов угольных шахт // Научно-практическая конференция молодых ученых и студентов «Горнопромышленная декада», – Екатеринбург, УГТУ, 2009 г.

ОБОСНОВАНИЕ ВЕЛИЧИНЫ РАЦИОНАЛЬНОЙ ИЗБЫТОЧНОЙ НАПОРНОСТИ ШАХТНЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Стожков Д. С., Горелова А. Е., Петровых Л. В.
Уральский государственный горный университет

Наиболее распространенными в шахтном водоотливе являются центробежные насосы. Одно из условий стабильной работы центробежных насосов – наличие у них избыточной напорности, т.е. разности фактического манометрического напора насоса и геометрической высоты нагнетания.

Необходимость постоянного поддержания запаса избыточной напорности обусловлена колебанием частоты питающей сети, а, следовательно, и частоты вращения приводного двигателя, разъеданием концов лопаток рабочих колёс в условиях кислотной воды, гидроабразивного износа рабочих колёс и др. Избыточная напорность расходуется на перемещение воды по сети трубопровода и преодоление её сопротивления. Запас напора рекомендуется применять в пределах 10-15% от общей напорности насосов, но никаких более конкретных рекомендаций по обоснованию оптимальной величины избыточной напорности в литературе по шахтному водоотливу не даётся.

В работе [1] показано, что с увеличением избыточной напорности насосов ($H_{изб}$) возрастают непроизводительные затраты электроэнергии, но с другой стороны снижаются эксплуатационные затраты на поддержание требуемого уровня надёжности работы шахтного водоотлива, в частности, связанные с заменой изношенных уплотнительных колец, рабочих колёс, сменных колец разгрузочных дисков и т.д.

Отсюда, ставится задача рационализации параметра избыточной напорности, т.е. нахождение диапазона рекомендуемых значений $H_{изб}$. Решение этой задачи возможно путём получения математических зависимостей энергетических и эксплуатационных затрат по водоотливной установке в функции избыточной напорности $H_{изб}$.

Зависимость стоимости годового расхода электроэнергии, обусловленного избыточной напорностью насосного агрегата

$$C_{эл} = K_{на} \frac{a \cdot H_{изб.i} \cdot t_{г}}{\left[C_1 - C_2 \cdot \sqrt{\frac{H_{изб.i}}{R_{тр}}} \right] \cdot \eta_{пр} \cdot \eta_{эс}}, \quad (1)$$

где $K_{на}$ - постоянная насосного агрегата;

a - стоимость 1 кВтч электроэнергии;

$H_{изб.i}$ - избыточная напорность;

$t_{г}$ - время работы насосного агрегата в году в часах с избыточной напорностью $H_{изб}$;

C_1, C_2 - опытные коэффициенты для каждого типа насоса;

$R_{тр}$ - постоянная трубопроводной сети;

$\eta_{пр}, \eta_{эс}$ - к.п.д. привода и электрической сети.

Графическое изображение зависимости $C_{эл}=f(H_{изб})$ для центробежного насоса ЦНС-300-600 приведено на рис.1. Зависимость $C_{под}=f(H_{изб})$, т.е. зависимость стоимости работ по обслуживанию и ремонту насосного агрегата с целью поддержания требуемого уровня надёжности работы водоотлива от избыточной напорности, может быть получена на основании статистических данных по затратам на ремонт и обслуживание насосных агрегатов.

Совмещение этих зависимостей позволяет оценить рациональную избыточную напорность насоса ЦНС-300-600, и следовательно, установить диапазон рекомендуемых значений $H_{изб}$ 15–25 м.

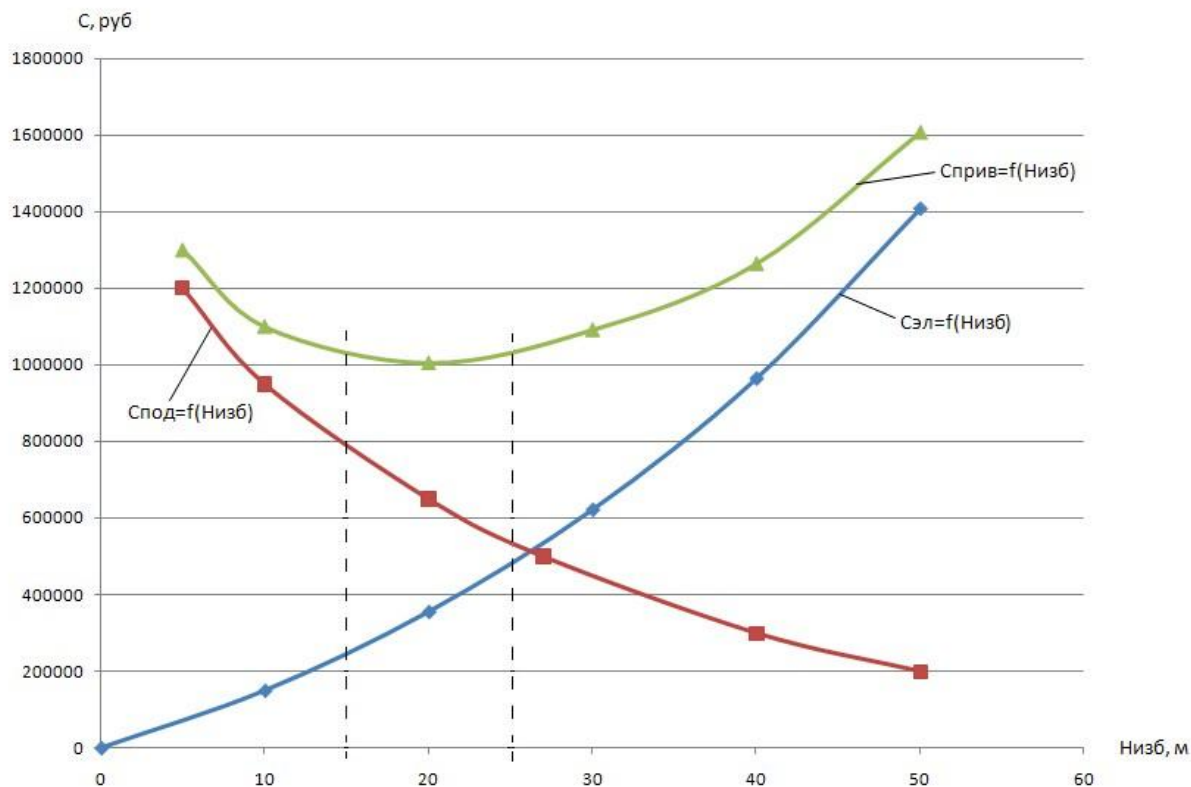


Рис.1 Зависимости стоимости годового расхода электроэнергии $C_{эл}=f(H_{изб})$, стоимости работ по обслуживанию и ремонту насосного агрегата $C_{под}=f(H_{изб})$, приведенных затрат в функции избыточной напорности насосного агрегата $C_{прив}=f(H_{изб})$

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Тимухин С.А., Петровых Л.В., Егоров Б.Н «О избыточной напорности насосов шахтного водоотлива». Материалы международной научно-практической конференции.— Екатеринбург: Издательство УГГУ, 2009.— 419 с.
2. Веселов А.И. Рудничный водоотлив. Металлургиздат. М. - 1956.-532 с.
3. Попов В.М. Рудничные водоотливные установки. - 2-е изд., перераб. и доп.-М.;
4. Шевяков Л.Д., Бредихин А.Н. Шахтный водоотлив. Углетехиздат. М. —1954. —283 с.

КОНТРОЛЬ ЗАГРУЗКИ МАТЕРИАЛА В ЩЕКОВУЮ ДРОБИЛКУ

Дылдин Г. П., Камара Ю., Хаба М., Дылдин А. Г.
Уральский государственный горный университет

В дробильно-сортировочных цехах горных предприятий горная масса, поступающая на первичную стадию технологической линии дробления и сортировки, из приемного бункера пластинчатым питателем подается в дробилку первичного дробления, обычно щековую.

Основными параметрами, характеризующими щековую дробилку, являются размеры загрузочного и разгрузочного отверстий. Шириной загрузочного отверстия определяется наибольший размер загружаемых кусков материала. Максимальный размер загружаемого куска принимается равным 0,8–0,85 ширины загрузочного отверстия. От равномерности подачи материала и равномерности распределения его по длине загрузочного отверстия зависит производительность дробилки.

Размеры приемных отверстий отечественных дробилок крупного дробления приведены в табл. 1[1].

Таблица 1 - Технические характеристики отечественных щековых дробилок

Показатели	СМД-116	СМД-166	СМД-109А	СМД-16Д	СМД-111А	СМД-118А	ЩКД-8	СМД-117А	ЩКД-7	ЩКД-9	ЩДП-15х21	СМД-156
Размер приемного (загрузочного) отверстия, мм	250×400	250×900	400×900	600×900	900×1200	1200×1500	1200×1500	1500×2100	900×2100	1500×2100	1500×2100	2100×2500
Наибольший размер загружаемых кусков, мм	210	210	340	510	750	1000	900	1300	650	1300	1300	1700

Нередки случаи, когда поступающий на дробление материал содержит куски породы больше допустимого размера, что приводит к заштыбовке рабочего пространства щековой дробилки, прекращению процесса дробления в ней и остановке технологического процесса на линии дробления – грохочения. В тоже время такое состояние щековой дробилки является аварийным и может привести к поломке механического оборудования и электропривода. В этой ситуации дробилку останавливают и извлекают негабаритный кусок породы, что связано со значительными временными и трудовыми затратами. Негабаритный кусок обвязывают стропами, зацепляют к большому крюку кранбалки и вытаскивают из рабочей камеры дробилки, затем удаляют из корпуса дробления и вывозят в отвал.

На пластинчатых питателях как правило устанавливают металлоискатели магнитного типа, которые улавливают металлические предметы, например обломившееся зубья экскаваторов, притягивают их к себе, тем самым предохраняя дробилку и последующие стадии технологической линии от поломок. Но улавливание негабарита на данный момент остается

актуальной задачей, в виду того, что на дробильно-сортировочных комплексах, как правило, отсутствует постоянный независимый от физиологического состояния организма и внимания человека-машиниста контроль за работой питателя дробилки первичного дробления[2].

Авторами предложены способ и устройство для предупреждения заштыбровки дробилки негабаритным куском, путем отслеживания его на пластинчатом питателе еще до попадания в рабочее пространство дробилки. Конструкция механического датчика представленного на рис. 1 состоит из 2-х рей, закрепленных на боковых стенках пластинчатого питателя дробилки первичного дробления. Рей с двух сторон перекрывают по высоте, соответствующей предельно допустимому размеру куска, пространство над питателем, и если попадает негабарит, то начинают поворачиваться вместе с ним, вследствие чего размыкаются контакты концевых выключателей установленных на стене питателя и примыкающего к рее (рис.2). В результате этого размыкается электрическая цепь запуска питателя и он останавливается. Убрать негабарит с питателя значительно легче, чем вытаскивать его из рабочей камеры дробилки.

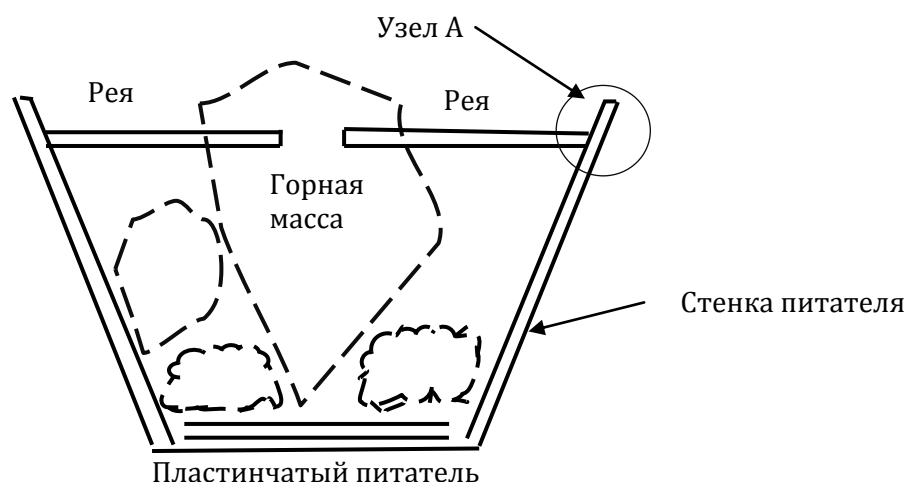


Рис. 1- Механический датчик негабаритного куска материала на питателе дробилки

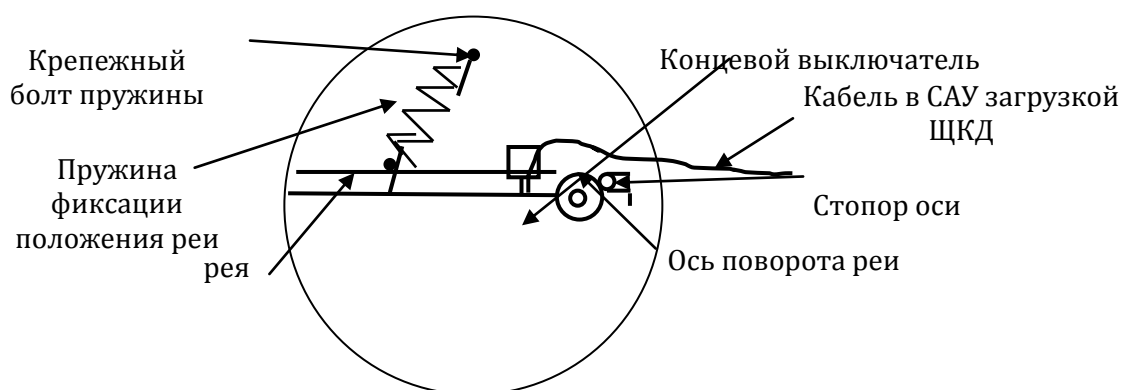


Рис. 2 - Узел А (вид сверху)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Иванов Э. Э. Дробление, измельчение и подготовка сырья к обогащению: Учебное пособие. Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2004. 157с.
2. Совершенствование автоматической системы загрузки материала в дробилку КМД-2200. Разработка системы загрузки материала в щековую дробилку. Отчет/ СГИ: науч. рук. Марасанов В.М., отв. исп. Дылдин Г.П., № ГР 01840051860, Свердловск 1984 г., 51 с.

ВЛИЯНИЕ ЛОКАЛЬНОЙ ДИФFUЗОРНОСТИ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ МЕЖЛОПАТОЧНЫХ КАНАЛОВ РАБОЧЕГО КОЛЕСА

Макаров В. Н., Бойко И. С.
Уральский государственный горный университет

Интенсификация угледобычи, существенная энергоемкость вентиляции газообильных угольных шахт делают актуальной проблему надежного и экономичного их проветривания, обеспечения аэродинамической изоляции очистной выработки от выработанного пространства. Это требует разработки вентиляторов местного проветривания (ВМП) повышенной аэродинамической нагруженности и адаптивности.[1]

Применительно к ВМП эффективным способом повышения аэродинамической нагруженности, адаптивности и экономичности является вихревое управление обтеканием лопаток рабочего колеса. В зависимости от параметров управляющего потока достижимо такое воздействие на пограничный слой, при котором наблюдается практически только снижение потерь давления на трение и, как результат, повышение к.п.д., либо управление им с влиянием на ядро потока для целенаправленного увеличения угла выхода потока, изменения циркуляционного течения с целью повышения аэродинамической нагруженности вентилятора.

Полости профильных лопаток вращающегося колеса ВМП вентилятора, выполненных в хвостовой части в форме вихревых камер, можно рассматривать как устройство передачи энергии управляющему потоку, являющемуся в исходном состоянии частью основного потока.

Образование вихревой дорожки Кармана на выходе из рабочего колеса газоотсасывающего вентилятора характеризует одновременно степень энергетического взаимодействия круговой решетки профилей с потоком и уровень потерь энергии в процессе этого взаимодействия. Результат воздействия высокоэнергетических вихресточников на течение в межлопаточном канале центробежного вентилятора имеет два принципиальных аспекта.

Эффективность межлопаточных каналов рабочего колеса ВМП зависит не только от геометрии межлопаточного канала и кинематической диффузорности потока (см. рис. 1), но и локальной диффузорности, обусловленной рассогласованием углов выхода лопаток $\beta_{1л}$ и потока β . [2],[3].

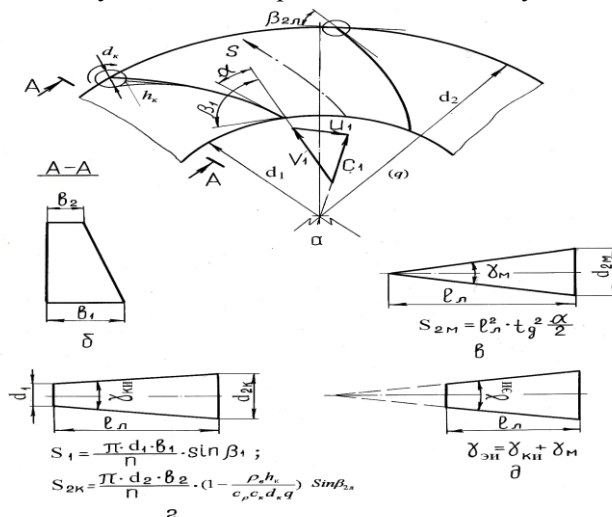


Рис. 1. Схема перехода от межлопаточного канала рабочего колеса центробежного вентилятора с вихревой камерой (а) к эквивалентному диффузору с вихресточником (д)

Известные методы расчета угла раскрытия эквивалентного диффузора для уточнения геометрических параметров межлопаточного канала рабочего колеса не учитывают влияние на величину угла раскрытия вращающегося эквивалентного диффузора вихревых камер.

С учетом результатов [3] по расчету энергетических характеристик вихреисточника, формулу для расчета коэффициента влияния циркуляции вихреисточника на эффективную площадь выходного сечения межлопаточного канала рабочего колеса, диффузорности и кинематического угла раскрытия эквивалентного диффузора можно представить в виде:

$$K_{\gamma} = \frac{\rho_v \bar{h}_k}{c_p \bar{d}_k c_k q}$$

где $\rho_v = \frac{\Gamma_v}{\pi D u}$ – коэффициент циркуляции вихреисточника;

c_p, c_k – приведенные коэффициенты расхода и циркуляции вихреисточника;

D – диаметр рабочего колеса вентилятора;

q – коэффициент расхода вентилятора;

u – окружная скорость вращения рабочего колеса вентилятора.

С учетом [3] угол раскрытия эквивалентного диффузора межлопаточного канала рабочего колеса с вихревой камерой можно представить в виде:

$$\begin{aligned} \gamma_{\text{эки}} = & 2 \arctg \frac{\left| \operatorname{tg} \frac{\alpha_a}{2} \right|}{\sqrt{\pi}} + 2 \arctg \frac{(1 - K_{\gamma}) \sqrt{b_2 \operatorname{Sin} \beta_{2л}} - \sqrt{\bar{d}_1 b_1 \operatorname{Sin} \beta_1}}{\sqrt{n_{л} \bar{l}_{л}}} + \\ & + 2 \arctg \frac{\sqrt{\frac{K_v \pi \bar{d}_1 \operatorname{Sin} \beta_{1л} - 2 K_R \bar{b}_2 \operatorname{Sin} \beta_{2л}}{\pi n_{л}}}}{\bar{l}_{л}} \end{aligned}$$

где $K_v = \frac{\omega}{V_1}$ – отношение угловой скорости вращения колеса к относительной скорости потока

на входе в межлопаточный канал; K_R – относительная кривизна лопатки рабочего колеса вентилятора.

Проведенные исследования на базе вентилятора ВРВП-6 показали, что применение вихревой камеры позволяет повысить коэффициент статического давления вентилятора до величины $\psi_{\text{ст}} = 1,26$, то есть на 35 %, а к.п.д. на номинальном режиме на 5 %. [4]

Таким образом, применение вихреисточников на лопатках рабочих колес вентиляторов местного проветривания позволяет устранить отрывное вихреобразование в межлопаточных каналах, повысить их аэродинамическую нагруженность и адаптивность, тем самым, способствуя росту экономической эффективности вентиляции угольных шахт.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Косарев Н.П., Макаров В.Н. Генезис эффективности проветривания газообильных угольных шахт // Изв. вузов. Горный журнал. - 2012. - №1. – С. 22 – 26.
2. Локшин И. Л. Применение результатов испытаний вращающихся круговых решеток к аэродинамическому расчету колес центробежных вентиляторов// Промышленная аэродинамика. М.: Машиностроение, 1963, вып. 25. С. 121-183.
3. Макаров В. Н., Копачев В. Ф. Угол раскрытия межлопаточного канала рабочего колеса центробежного вентилятора// Известия вузов. Горный журнал. Екатеринбург, 2007. № 1.
4. Рабочее колесо центробежного вентилятора: Патент №2390658 / Н. В. Макаров, С. В. Белов, В. И. Фомин, В. Н. Макаров, С. А. Волков. №2008112791/06. Заявл. 02.04.2008. Оpubл. 27.05.2010 Бюл. №15.

ФОРМИРОВАНИЕ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ ПО ПРИТОКАМ ВОДЫ С ЦЕЛЬЮ ОБОСНОВАНИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ В ОБЛАСТИ ШАХТНЫХ ВОДООТЛИВНЫХ УСТАНОВОК

Стожков Д. С., Петровых Л. В.
Уральский государственный горный университет

При всем многообразии факторов и переменных, характеризующих функционирование комплексов шахтного главного водоотлива, основополагающим является приток воды $Q_{np}(t)$ на водоотливном горизонте шахты или рудника. Изменения притока воды (иногда весьма значительные) оказывают решающее влияние на надежность и эффективность функционирования всего комплекса шахтного водоотлива.

Формирование величины $Q_{np}(t)$ является случайный процессом, зависящим от множества факторов, трудно поддающимся учету. Рассмотрим методы формирования этой величины. Известно, что среднегодовой приток $Q_{г\bar{o}}(t)$ зачастую определяется по выражению

$$Q_{np} = KA_{г}q, \quad (1)$$

где $A_{г}$ - годовая производительность шахты (тыс.т.); q - коэффициент водообильности месторождения ($\frac{M^3}{t}$); K - коэффициент пропорциональности.

Если рассматривать зависимости притоков воды в функции времени, то например, для угольных месторождений величина дебита одного “большого колодца” (метод, предложенный С.В. Троянским [1, 2]), составляет

$$Q_{np}(t) = \frac{2\pi KH^2}{B}, \quad (2)$$

где K - коэффициент фильтрации рассматриваемых водоносных слоев; H - мощность водоносного пласта; B - параметр, определяемый по выражению

$$B = -E_i\left(-\frac{\rho^2}{4a_y t}\right), \quad (3)$$

где ρ - радиус “большого колодца”; a_y - коэффициент уровнепроводности пласта; t - время, необходимое для осушения рассматриваемого водоносного пласта; E_i - символ интегральной показательной функции.

В работе [3] на основе статических данных среднемесячного водопритока $Q_{np}(t)$ в течении года для некоторых угольных шахт.

Так, например, для ш. “Денисовская” “Нерюнгриуголь” получена зависимость

$$Q_{np}(t) = -4,3t^3 + 79,1t^2 - 338,5t + 446,5, \quad (4)$$

где t - порядковый номер месяца в году, начиная с января.

Для ш. “Восточная” “Приморскуголь”

$$Q_{np}(t) = -0,03t^4 + 1,1t^3 - 12,2t^2 + 45,9t + 135,5. \quad (5)$$

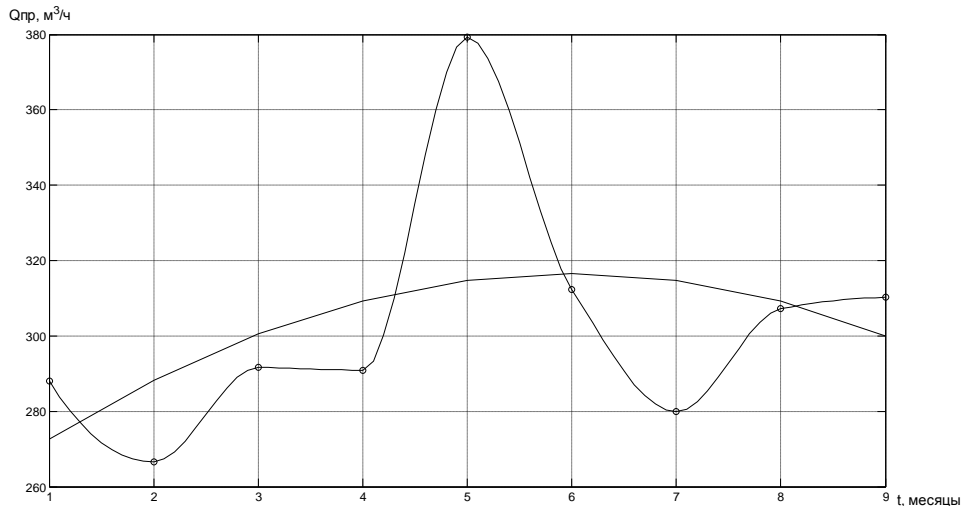
Для ш. “Северная” “Ургалуголь”

$$Q_{np}(t) = -0,5t^3 + 9,0t^2 - 38,0t + 190,4. \quad (6)$$

В выполненном нами исследовании зависимости $Q_{np}(t)$ по медноколчеданному месторождению рудника “Узельгинский” ОАО “Учалинского ГОКа” установлено, что

$$Q_{np}(t) = -0,011t^3 - 1,603t^2 + 20,531t + 253,643. \quad (7)$$

Графически данная зависимость представлена на рис. 1.



1 - экспериментальная; 2 – аппроксимированная.

Современные схемы компьютерного управления насосными агрегатами (НА) в режимах реального времени требуют определения достаточно точного времени заполнения рабочей емкости водосборника после отключения агрегата и ее освобождения после включения агрегатов (одного или нескольких на параллельную работу).

Если объем воды в водосборнике в течение времени первом случае будет в общем виде изменяться по зависимости

$$V_{вод} = \int_{t_1}^{t_2} Q_{np}(t) dt, \quad (8)$$

где t_1, t_2 - время соответственно отключения НА и полного заполнения водой рабочей емкости водосборника, то во втором случае

$$V_{вод} = V_{паб} - \int_{t_2}^{t_3} [Q_H^{\Phi} - Q_{np}(t)] dt, \quad (9)$$

где t_2 - время включения НА (или группы НА) в работу; t_3 - время отключения агрегатов при полном освобождении рабочей части водосборника; Q_H^{Φ} - фактическая подача насосных агр

Решение уравнений (8) и (9) на основе конкретных сформированных исходных данных может обеспечить получение достаточно точных данных по времени заполнения $\Delta t_{\zeta} = t_2 - t_1$ и времени полного освобождения рабочего объема водосборника $\Delta t_{\eta} = t_3 - t_2$, что является основой для формирования наиболее эффективных суточных графиков нагрузки водоотливных станций, особенно, в условиях обеспечения ими внепикового электропотребления.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Бабушкин В.Д., Прохоров С.П. и др. Методы расчета общего притока воды в шахты угольных месторождений. М.: Недра.-1964.-123с.
2. Троянский С.В. Методы определения общего притока рудничных вод. Научные труды МГИ. Сборник №18.-1957.-с.69-74.
3. Феофанов Г.Л. Особенности подготовки очистного фронта в сложных гидрогеологических условиях. Уголь - 2010.-№12.-с.54-57.
4. Попович Н.Г., Данильчук Г.И. и др. автоматизация производственных процессов угольных шахт. Киев.- Высшая школа.-1978.-с.335.

РЕГУЛИРОВАНИЕ ДВУХСТОРОННИХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ БЕЗЛОПАТОЧНЫМИ НАПРАВЛЯЮЩИМИ АППАРАТАМИ

Сверидов К. К., Макаров Н. В.
Уральский государственный горный университет

Шахтные вентиляторные установки главного проветривания должны иметь устройства, позволяющие значительно изменять их аэродинамическую характеристику без существенного уменьшения к.п.д., т.е. они должны экономично и глубоко регулироваться, поскольку фактические вентиляционные режимы, как правило, отличаются от проектных и, кроме того, подвержены существенным изменениям во времени. [1].

Существенные потенциальные возможности заложенные в активных (энергетических) методах управления аэродинамическими процессами в проточной части центробежных турбомашин – перспективное направление повышения экономичности работы шахтных центробежных вентиляторов. Принцип работы энергетических методов управления течением в вентиляторах одностороннего всасывания и их конструктивное исполнение изложены в ряде источников [2, 3].

Энергетический регулятор (ЭР) обеспечивает настройку турбомашин на режим ее работы, соответствующий аэродинамическим параметрам шахтной вентиляционной сети, определяемой фактической точкой пересечения с соответствующей сетью.

[4, 5]. Последний, как известно, определяется точкой пересечения характеристик сети.

Аэродинамическая характеристика шахтной вентиляционной сети определяется уравнением:

$$\psi_c = \gamma_c q_c^2. \quad (1)$$

где ψ_c – коэффициент депрессии шахтной вентиляционной сети; γ_c – коэффициент сопротивления шахтной вентиляционной сети; q_c – коэффициент расхода воздуха вентиляционной сети шахты.

В соответствии с уравнением Эйлера, давление, развиваемое вентилятором определяется по формуле:

$$\psi_B = \eta_T \psi_T (C_{2U} \pm d_1 C_{1U}), \quad (2)$$

где ψ_B – коэффициент давления, вентилятора; η_T – гидравлический к.п.д. вентилятора; ψ_T – коэффициент теоретического давления вентилятора; C_{2U} – коэффициент закрутки потока на выходе из рабочего колеса вентилятора; $d_1 = \frac{D_1}{D_2}$ – относительный диаметр входа в рабочее колесо вентилятора; C_{1U} – коэффициент закрутки потока на входе в рабочее колесо вентилятора, управляемый ЭР.

В соответствии с законом сохранения кинетического момента, применительно к ЭР двухстороннего центробежного вентилятора, выражение для коэффициента закрутки потока на входе в рабочее колесо получено в виде:

$$C_{1U} = \frac{q_y}{q_B} = \bar{q}_y, \quad (3)$$

Где q_B – коэффициент подачи вентилятора; q_y – коэффициент расхода ЭР.

С учетом уравнения Бернулли и геометрических параметров ЭР двухстороннего центробежного вентилятора, выражение для коэффициента расхода управляющего потока ЭР получим в виде:

$$q_y = K_T \pi (d_B^2 - d_H^2) \sqrt{\frac{\psi_B}{\gamma_{ЭР}}}, \quad (4)$$

где d_B , d_H – относительные диаметры расходных окон внутренний и наружный соответственно; $\gamma_{ЭР}$ – коэффициент сопротивления ЭР; K_T – коэффициент густоты расходных окон ЭР, определяемый по формуле:

$$K_T = 0,5\delta, \quad (5)$$

где δ – относительная текущая ширина расходного окна ЭР, определяемая по формуле:

$$\delta = \frac{\Delta}{\Delta_{\max}}, \quad (6)$$

где Δ , Δ_{\max} - текущая и максимальная ширина расходного окна ЭР.

После соответствующих преобразований аэродинамическая характеристика двухстороннего центробежного вентилятора с ЭР может быть представлена в следующем виде:

$$\psi_{\text{ЭР}}^{\text{ЭР}} = \eta_r [(1 - q_{\text{в}} b_2^{-1} \bar{b}_1 \text{ctg} \beta_2) - d_1 (1 - \bar{q}_y \text{ctg} \beta_2)], \quad (7)$$

где β_2 – угол выхода лопатки из рабочего колеса, вентилятора; b_1 , b_2 - относительная ширина рабочего колеса на входе и выходе соответственно, $\bar{b}_1 = b_{\text{п}}$; $b_{\text{п}}$ – относительная ширина рабочего колеса на входе по подвижному патрубку 6.

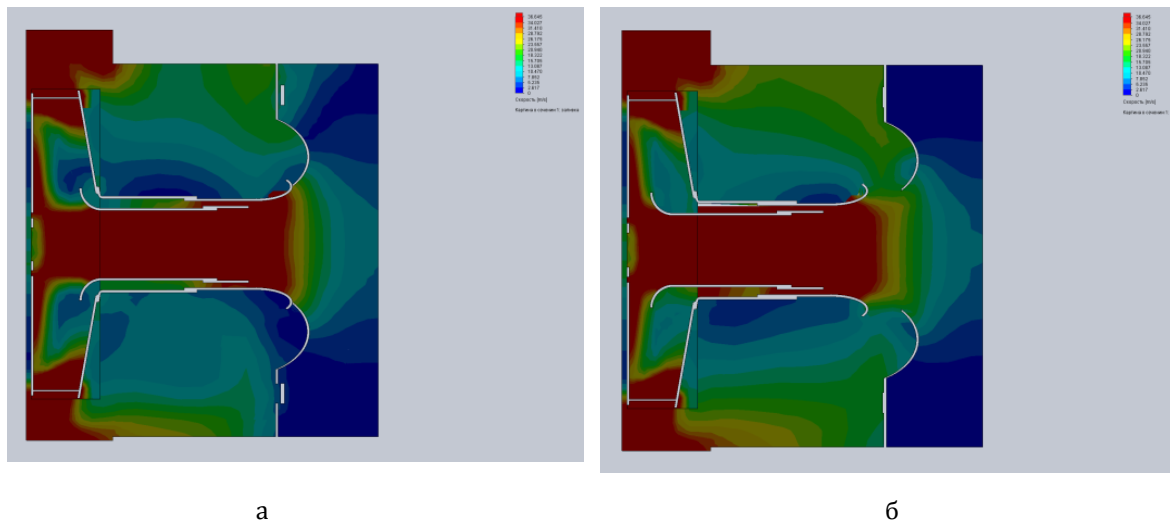


Рис. 2 - Схема распределения давлений центробежного вентилятора с безлопаточным направляющим аппаратом (а – закрытое положение, б - открытое положение)

Оптимальные значения геометрических параметров энергетических регуляторов напрямую зависят от геометрических параметров рабочего колеса центробежного вентилятора. Применение ЭР для повышения адаптивности центробежных вентиляторов главного проветривания способствует снижению их удельного энергопотребления на 8 % и увеличению глубины регулирования по давлению на 15 %, что эквивалентно годовому экономическому эффекту, соизмеримому со стоимостью вентилятора.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Макаров Н. В. Обоснование параметров и разработка энергетических регуляторов шахтных центробежных вентиляторов. // Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Уральский государственный горный университет. Екатеринбург. – 2008. – 155 с.
2. Абрамович Н.Г. Прикладная газовая динамика. – М: Наука, 1976. – 888 с.
3. Лойцанский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М. Наука, 2003. – 846 с.
4. Патент РФ № 2390657, 02.04.2008. Макаров Н. В., Белов С. В., Фомин В. И., Макаров В. Н., Волков С. А. Центробежный вентилятор. 2009 г. ,Бюл. №28.
5. Макаров Н.В., Солдатенко А.А., Лаврёнов Н.Е, Макаров В.Н. Центробежные вентиляторы местного проветривания с энергетическими регуляторами // Известия Уральского государственного горного университета. – 2015. – № 4 (40). – С. 79-83.
6. Макаров В.Н., Фомин В.И., Волков С.А. Оптимизация параметров энергетических регуляторов //Известия Уральского государственного горного университета. – 2008. – №23. – С. 99-102.
7. ГОСТ 10921–74 «Вентиляторы радиальные (центробежные) и осевые. Методы аэродинамических испытаний», 1974 – 15с.

ВЛИЯНИЕ СТРУЙНОГО ОБТЕКАНИЯ НА АЭРОДИНАМИКУ ШАХТНЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Макаров В. Н., Патракеева И. Ю.

Уральский государственный горный университет

Применение профилей с активным управлением их обтеканием при проектировании шахтных центробежных вентиляторов позволяет существенно увеличить развиваемое ими давления, что очень важно для газоотсасывающих вентиляторов и вентиляторов местного проветривания (ВМП), которые характеризуются высокой аэродинамической нагруженностью. [2,3]

С практической точки зрения наибольший интерес представляют круговые решетки кусочно-гладких профилей, в которых в качестве источника управляющих струй используются конструктивные элементы самой круговой решетки, а управляющий поток, поступающий в них, представляет собой часть основного потока, либо потока спиральной камеры высокого давления. Такие устройства отличаются простотой конструктивного исполнения, обеспечивают надежность и ремонтпригодность вентиляторов, повышение их аэродинамической нагруженности, экономичности и, как результат, потенциально широкую область их применения. [4]

В теоретическом исследовании наиболее интересно изучить с аэродинамической точки зрения явление подачи струи управляющего потока через сток. Для построения математической модели, необходимо учесть не только физический процесс влияния на основной поток стока струю управляющего потока, но также сложные процессы, происходящие в пограничном слое, влияние этих процессов на характер основного потока, обтекающего профиля, изменение скоростей, а, главное вызванную этим величину дополнительной циркуляции, и, как результат, рост аэродинамической нагруженности круговой решетки кусочно-гладких профилей. [1]

На рис. 1 схематически представлена модель круговой решетки кусочно-гладких профилей произвольной формы с источником струи управляющего потока.

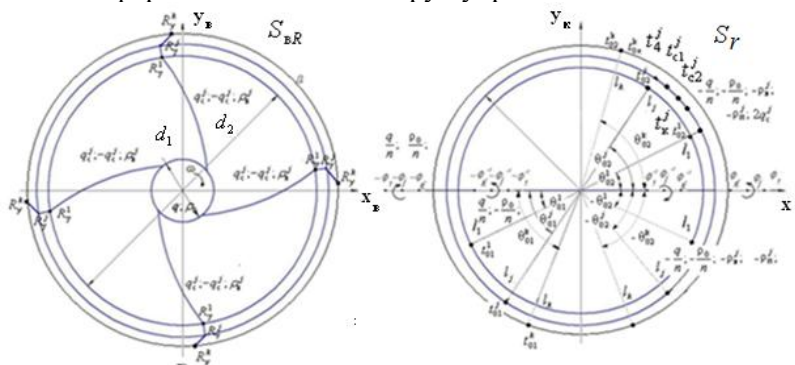


Рис. 1- Окружности радиусов $l_j \geq 1$, на которые отображена круговая решетка кусочно-гладких профилей со стоками. r

В точках, определяющих ширину входного канала стока адаптивного вихресточника $\theta_{c1}^j, \theta_{c2}^j$ и в начале координат, где помещен сток, скорость имеет бесконечное значение. Таким образом, уравнение для скорости обтекания круга с учетом метода особенностей Чаплыгина С.А. и теории вычетов получим в следующем виде:

$$\frac{dP_j}{dr_j} = ql_j e^{-i\theta_3^j} \frac{(r_j - e^{i\theta_4^j})(r_j - e^{i\theta_k^j})(r_j - e^{i\theta_1^j})}{r_j^2 \sqrt{(r_j - e^{i\theta_{c1}^j})(r_j - e^{i\theta_{c2}^j})}}, \quad (1)$$

где $\Delta\theta_{3p}^j = \theta_{3p}^j - \theta_3^j$; P_j – комплексный потенциал в плоскости j -го круга радиуса $l_j \geq 1$; $r_j = l_j e^{i\theta_j}$ – комплексные координаты точек в области S_r ; $r_j = t_i^j$ на окружностях радиусов l_j .

С учетом свойств функций комплексного переменного вышеуказанные выражения преобразуем в виде:

$$e^{i\theta_3^j} - e^{i\theta_4^j} = e^{\frac{i\theta_3^j + \theta_4^j}{2}} \left(e^{\frac{i\theta_3^j - \theta_4^j}{2}} - e^{-\frac{i\theta_3^j - \theta_4^j}{2}} \right) = 2ie^{\frac{i\theta_3^j + \theta_4^j}{2}} \operatorname{Sin} \frac{\theta_3^j + \theta_4^j}{2}. \quad (2)$$

После соответствующих преобразований, с учетом (3.3), получим:

$$\frac{dP_j}{dr_j} = -4qe^{-i(\theta_3^j - 0,5\theta_4^j - 0,5\theta_k^j + 0,25\theta_{c1}^j + 0,25\theta_{c2}^j + \theta^j)} \cdot \frac{\operatorname{Sin} \frac{\theta^j - \theta_4^j}{2} \operatorname{Sin} \frac{\theta^j - \theta_k^j}{2} \operatorname{Sin} \frac{\theta^j}{2}}{\sqrt{\operatorname{Sin} \frac{\theta^j - \theta_{c1}^j}{2} \operatorname{Sin} \frac{\theta^j - \theta_{c2}^j}{2}}}. \quad (3)$$

Полученное уравнение позволяет рассчитать скорость в любой точке круга области S_r , то есть определить величину циркуляции потока.

Учитывая, что полученные формулы позволяют рассчитать величину и направление скорости в любой точке круга единичного радиуса области S_r после соответствующих преобразований получим уравнения для расчета положения эффективной задней критической точки на круге единичного радиуса в области S_r :

$$\theta_4^j = \theta_3^j - \theta_k^j + \theta_c^j = \theta_3^j + \Delta\theta_k^j, \quad (4)$$

где $\theta_c^j = 0,5\theta_{c1}^j + 0,5\theta_{c2}^j$ – угол, определяющий положение середины входного канала

вихреисточника; $\Delta\theta_k^j = \theta_c^j - \theta_k^j$ – угол смещения задней геометрической критической точки, то есть угол между эффективной (аэродинамической и геометрической задними критическими точками кусочно-гладкого профиля с адаптивным вихреисточником).

Таким образом, используя простейшие преобразования мы получили формулу, позволяющую объяснить физический процесс изменения циркуляции вокруг профиля, а, следовательно, и изменения аэродинамической нагруженности круговой решетки профилей при воздействии наосновной стока струи управляющего потока.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Косарев, Н. П. Математические модели аэродинамики вращающихся круговых решеток аналитических профилей произвольной формы со струйным управлением циркуляцией: Научное издание / Н. П. Косарев, В. Н. Макаров – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2005. – 93 с.
2. Косарев Н. П. Генезис эффективности проветривания / Н. П. Косарев, В. Н. Макаров // Известия вузов. Горный журнал, 2012, № 1, С. 22-26.
3. Макаров, В.Н. Перспективное направление повышения эффективности вентиляторов местного проветривания /В. Н. Макаров, С. А. Горбунов, Т. А. Корнилова // Изв. Вузов. Горный журнал. – 2013. -№ 6. – С. 124-129.
4. Макаров, Н.В. Радиально-вихревые прямоточные вентиляторы местного проветривания. Особенности идеальной аэродинамической характеристики / Н. В. Макаров, С. А. Горбунов // Материалы Уральской горнопромышленной декады. – Екатеринбург, 2013. – С. 386-387.

ВОПРОСЫ ОЦЕНКИ ДИНАМИКИ РЕАЛЬНОГО СЕКТОРА КАК ОСНОВЫ ИНВЕСТИЦИОННОЙ ПРИВЛЕКАТЕЛЬНОСТИ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ГОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Новиков Н. В., Чуркин В. А.

Уральский государственный горный университет

Вопросы устойчивого экономического роста территорий, а также развития конкретных хозяйствующих субъектов весьма часто связываются с наличием или отсутствием необходимых инвестиционных ресурсов. Без активизации инвестиционных процессов невозможно решение таких задач, как рост конкурентоспособности продукции (особенно в условиях глобализации), выход на новые рынки, создание новых рабочих мест.

Как правило, для анализа механизмов управления инвестициями используется понятие «инвестиционная привлекательность», общепринятое понимание которой найти весьма сложно. В работе [1] приводится, по крайней мере, семь версий трактовки инвестиционной привлекательности разными авторами.

Конечная цель инвестиций состоит в обеспечении финансовой стабильности и роста производственного потенциала как хозяйствующих субъектов, так и территорий [2]. Инвестиционная привлекательность, как динамическая категория, должна четко сигнализировать потенциальному инвестору, когда следует войти в проект, а когда фиксировать прибыль. Тогда для оценки, к примеру, влияния макроэкономических факторов на инвестиционную привлекательность следует рассматривать *изменения* ВВП, ставки рефинансирования и других параметров за интересующий инвестора период времени.

Представляется интересным подход, позволяющий решить вопрос о функциональной зависимости динамики уровня реального производства. Для этого на принципе максимальной общности исходных постулатов строится модель товарно-денежных отношений, где в качестве базиса предлагается геометрический подход, хорошо зарекомендовавший себя от античности до физики XX века [3]. Формально процедура очень проста: вводится концепция специфического «экономического» пространства с размерностью равной трем из классической формулы Д-Т-Д'. Затем – значение интервала, как разность координат (приход минус расход). Анализируя экономическую деятельность как движение в таком пространстве, мы получаем некоторые абстрактные математические функции, которым сопоставляются известные макроэкономические показатели.

Такая конструкция была предложена в [4]. В итоге удалось получить выражение, связывающее между собой макроэкономические показатели и с очень хорошей точностью подтверждаемое имеющимися статистическими данными для экономик ряда стран:

$$\tilde{\mathcal{L}} = \frac{(1 + \overline{\Delta m})}{\left(\frac{\overline{G}}{k\mathcal{M}} - 1\right)\left(1 + \frac{1}{G}\Delta r\right) - 3\overline{\Delta m}} \quad (1)$$

где: Δr – прирост по году уровня реального производства

\mathcal{M} – индекс-дефлятор

$\tilde{\mathcal{L}}$ – усредненная по году ставка рефинансирования

$\overline{\Delta m}$ – средний по году прирост агрегата M2

k – нормирующая константа, для России с 1996 по 2012 г.г. $k = 0,0293 \pm 0,0015$;

\overline{G} – средний по году уровень монетизации экономики.

Рассмотрим подробнее, от каких макроэкономических параметров и каким образом зависит *изменение* динамики реального производства:

$$\Delta(\Delta r) = (\Delta r)_2 - (\Delta r)_1 = \frac{k\mathcal{M}_1}{\tilde{\mathcal{L}}_2} \left[\frac{\Delta \mathcal{M}}{\mathcal{M}_1} - \frac{\Delta \mathcal{L}}{\tilde{\mathcal{L}}_1} + (\overline{\Delta m}_2 - \overline{\Delta m}_1) \right] - \Delta G \quad (2)$$

Индекс «2» отнесем к текущему году, индекс «1» - к предшествующему.

При анализе конкретных отраслей (в нашем случае это добыча сырой нефти и природного газа), функции, входящие в (1) и (2) имеют, естественно, иной смысл [5]. Уровню монетизации соответствует величина, обратная длительности операционного цикла хозяйствующего субъекта, индекс-дефлятору – величина, определяющая динамику цен на выпускаемую продукцию, а $\frac{\Delta m_i}{m_i} = 0,5 M_i (\Delta r)_i$ (в предположении линейной динамики выручки по году). Тогда:

$$\Delta(\Delta r) = \frac{k \left[\Delta M (1 + 0,5 M_1 (\Delta r)_1) - \frac{M_1 \Delta c}{\bar{L}_1} \right] - \Delta G}{(\tilde{L}_2 - 0,5 k M_1 M_2)} \quad (3)$$

Точный расчет по (3) требует большого объема исходных данных (желательно с разбивкой по месяцам), а в данном случае иллюстрируется возможность применения уравнения (1) к динамике процессов в отдельной отрасли. Тем не менее, видно, что для устойчивого развития и роста инвестиций в основной капитал, необходимы:

1. Положительная динамика цен на выпускаемую продукцию. В наших обозначениях $\Delta M = M_2 - M_1 > 0$.

2. Отрицательная динамика стоимости денежных ресурсов, направляемых на развитие реального производства, $\Delta c = c_2 - c_1 < 0$

3. Снижение длительности операционного цикла, как за счет сокращения запасов, так и за счет сокращения дебиторской задолженности.

Результаты кажутся очевидными, но в нашем случае возможные модели развития оцениваются численно. Данный подход вполне может быть использован при разработке концепций развития отдельных отраслей экономики, при условии дополнения вопросами, связанными с тем, что характеризует качество деловой среды (налоговое и валютное законодательство, уровень безработицы, курс национальной валюты и т.д.).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Литвинова В.В. Инвестиционная привлекательность и инвестиционный климат региона. М.: Финансовый университет, 2013. – 116 с.
2. Закирова Э.Р. Особенности притока капитала в агропромышленное производство и роль государства в повышении инвестиционной привлекательности. Вестник ЗабГУ, 2016, т.22, №8, с.96-104.
3. Рассел Б. История западной философии и ее связи с политическими и социальными условиями от Античности до наших дней: В трех книгах. Издание 4-е, стереотипное. – М.: Академический проект: Фонд «Мир», 2004. – 1008 с.
4. Новиков Н.В. Функциональная взаимосвязь в макроэкономике. – Екатеринбург, Изд-во Урал. ун-та, 2014. – 194 с.
5. Семин А.Н., Подгорбунский А.Н., Новиков Н.В. Стоимость инвестиционных ресурсов для сельхозтоваропроизводителей // Агропромышленная политика России. 2015. №12, с.68-71.

ОЦЕНКА ОБЕСПЕЧЕНИЯ ВЕРТИКАЛЬНОСТИ БУРЕНИЯ СКВАЖИНЫ БОЛЬШОГО ДИАМЕТРА

Майоров С. А., Кочанов А. О.

Научный руководитель Симисинов Д.И., канд.техн.наук, доцент
Уральский государственный горный университет

При бурении скважины большого диаметра разбуривателей при сооружении шахтных стволов, свайных оснований фундаментов большого диаметра на суше, свайных фундаментов гидротехнических сооружений, для выполнения осушения месторождений бурением водопонижающих и водопоглащающих скважин, строительстве опережающих траншей и опережающих крепей и проч., возникает задача обеспечения компоновкой низа бурильной колонны (КНБК) вертикальности скважины с максимально допустимым зенитным углом, составляющим, как правило, 3 градуса в интервале нескольких сот метров.

Решим такую задачу применительно к буровым установкам, работающих по технологии RCD с обратной промывкой эрлифтом при бурении скважин 1360 [1] и 1700 мм [2]. Предлагаемая КНБК указана в таблице.

Таблица – Предлагаемая КНБК

Разбуриватель 1700	Переводник 3-189	УБТ 245 6м	Центратор	УБТ 245 6м	Центратор	
5,76 т	0,1 т	6·0,258=1,5	1,5 т	6·0,156=1,5	1,5 т	Всего 11,8 т

Наиболее эффективный метод предупреждения естественного искривления скважин и формирования качественного ствола - применение жестких компоновок нижней части бурильной колонны.

В процессе разработки компоновок нижней части бурильной колонны исходят из следующих условий:

- в компоновке должен быть жесткий наддолотный участок, диаметр этих УБТ является максимальным из всех секций, наличие этого участка обеспечивает предупреждение искривления скважины;

- нагрузка на долото должна создаваться весом УБТ жесткой наддолотной и сжатой частей компоновки, а для обеспечения прямолинейности оси УБТ в сжатой части компоновки необходимо устанавливать опорно-центрирующие элементы (центраторы) различных конструкций;

Оптимальная длина жесткой наддолотной части компоновки находится из решения дифференциального уравнения, позволяющего определить угол поворота нижнего конца компоновки под действием осевого усилия, центробежных сил и изгибающего момента, действующего на верхний конец компоновки в результате продольного изгиба ее вышерасположенной части. В качестве критерия оптимальности длины жесткой наддолотной части КНБК принимается минимум общего угла поворота нижнего конца компоновки [3]:

$$\Theta_{\text{общ}} = \Theta_{\text{пер}} + \Theta_{\text{пр}} \quad (1)$$

где $\Theta_{\text{пер}}$ - угол, образующийся за счет зазора между опорно-центрирующими элементами и стенкой скважины; $\Theta_{\text{пр}}$ - угол, обусловленный потерей прямолинейной формы наддолотной части компоновки.

Оптимальную длину жесткой наддолотной части находим по номограмме (рисунок) в приведенной ниже последовательности.

1. Для жесткой наддолотной части компоновки выбираем УБТ-245, для которых по табл. 8.24 [3] $P_{\text{кр}} = 125 \text{ кН} = 0,125 \text{ МН}$. Находим отношение $P_{\text{д}} / P_{\text{кр}} = 0,18 / 0,125 = 1,44$, откуда $P_{\text{д}} = 1,44 P_{\text{кр}}$.

Этому значению $P_{\text{в}}$ соответствует (табл. на с. 267 [3]) коэффициент момента $i = 0,97$.

2. При $i=0,97$ для УБТ $\varnothing 245$ мм и долота $\varnothing 1700$ мм по табл. 8.25 [3] (экстраполируя) находим, что изгибающий момент на нижнем конце компоновки $M_1=0,152$ тс·м.

3. Находим, что при $M_1 = 0,152$ тс·м и жесткости сечения УБТ-245 $EI = 2,1 \cdot 10^{-7}$ (3,14/64) $\cdot (24,5^4 - 6,0^4) = 3,7 \cdot 10^{11}$ Н·см², параметр $m = (M_1/EI)^{1/2} = (0,152/3,7 \cdot 10^3)^{1/2} = 6,4 \cdot 10^{-3}$.

Далее по номограмме (рисунок) откладываем $M_1 = 0,152$ тс·м при $d = 0,01$ мм (точка 6), сносим точку 6 на нулевую шкалу M_1 (точка 7), далее точку 7 соединяем с точкой 8 ($P_d = 0,18$ МН), получаем на шкале m точку 8, которую сносим по горизонтали до пересечения с $m = 6,4 \cdot 10^{-3}$ (точка 10); по точке 10 находим, что оптимальная длина жесткой наддолотной части $L = 12$ м.

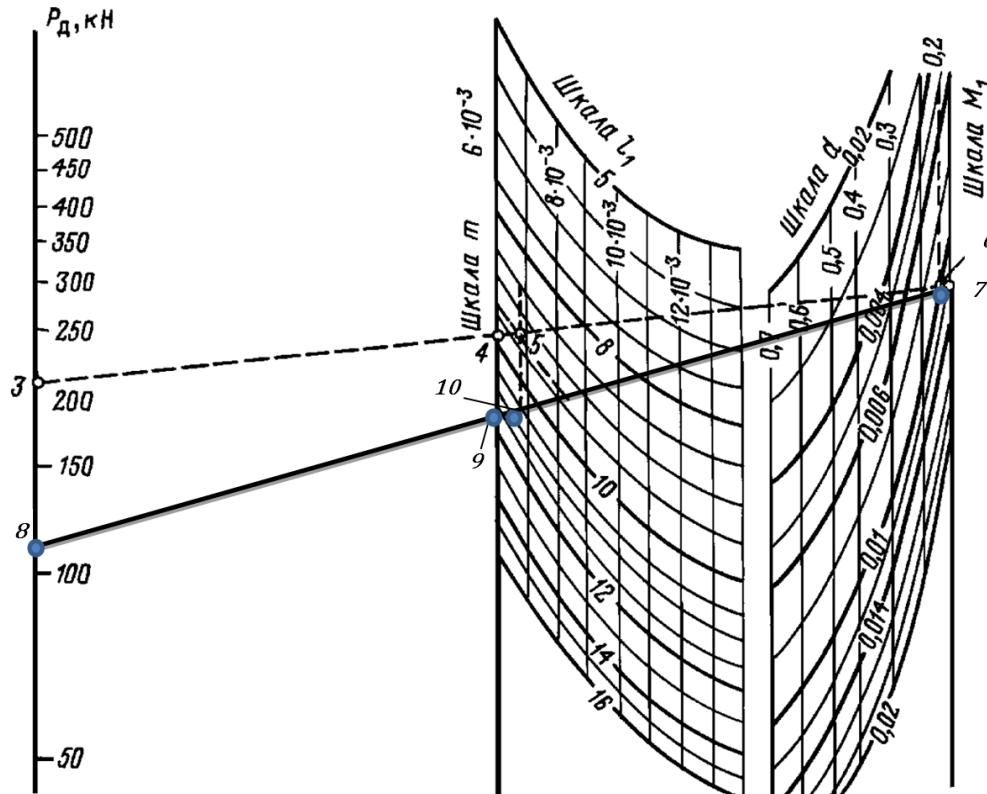


Рисунок – Номограмма определения оптимальной длины жесткой наддолотной части КНБК

4. Находим число промежуточных опор компоновки по формуле (8.43) [3]:

$$t = (P_d - G_1) / (q_{убт} \cdot l_0) - 1 = (0,17 - 0,12) / (0,00258 \cdot 6) - 1 = 2,2$$

где G_1 - вес жесткой наддолотной части компоновки; $q_{убт}$ - вес 1 м УБТ; l_0 - расстояние между опорно-центрирующими элементами.

По итогам расчета в КНБК принимаем 2 центратора. Таким образом, обоснован выбор КНБК с опорно-центрирующими элементами, обеспечивающий минимум общего угла поворота нижнего конца компоновки.

Библиографический список

1. Симисинов Д.И., Симисинов И.Л. Разбуриватель шарошечный 1360 мм для бурения мягко-средних абразивных пород с эрлифтовой системой промывки/Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сборник трудов XIII международной научно-технической конференции «Чтения памяти В. Р. Кубачека» 16-17 апреля – Екатеринбург: УГГУ, 2015. С. 242-245.

2. Симисинов Д.И., Симисинов И.Л. Разбуриватели шарошечные для бурения скважин по технологии RCD с обратной промывкой эрлифтом/Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сборник трудов XIV международной научно-технической конференции «Чтения памяти В. Р. Кубачека» 7-8 апреля – Екатеринбург: УГГУ, 2016. С. 223-226.

3. Калинин А.Г., Левицкий А.З., Мессер А.Г., Соловьев Н.В. Практическое руководство по технологии бурения скважин жидкие и газообразные полезные ископаемые: Справочное пособие/Под ред. А.Г. Калинина. М.: ООО "Недра-Бизнесцентр", 2001. 450 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОВЕДЕНИЯ АСБЕСТОВОГО ВОЛОКНА В ВЕРТИКАЛЬНОМ ВОЗДУШНОМ ПОТОКЕ

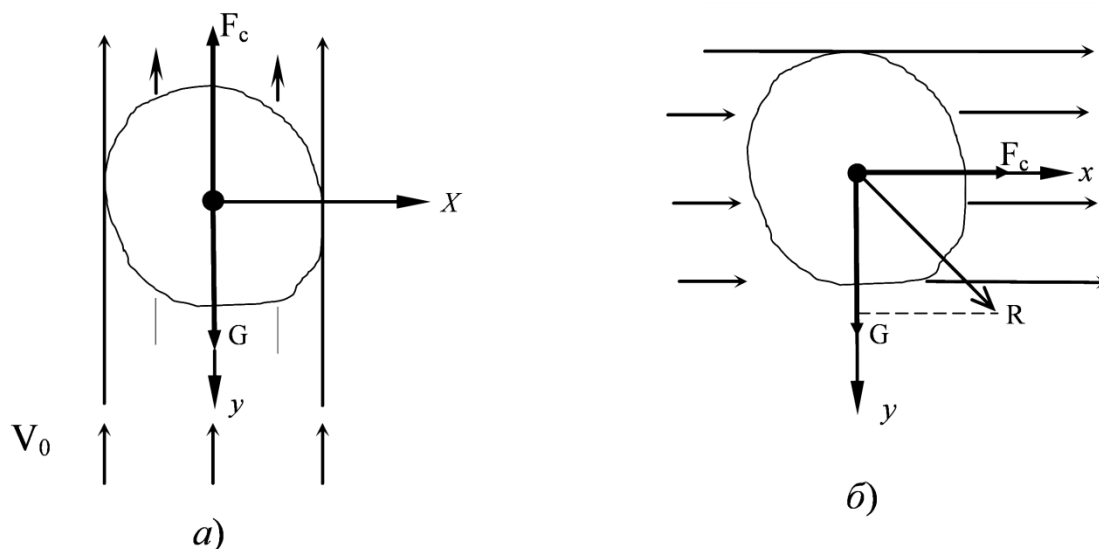
Потапов В. Я., Костюк П. А., Степаненков Д. Д., Лукьянов А. Е., Захарова А. А.
Уральский государственный горный университет

Прежде чем приступить к разработке, должен владеть комплексом специфических знаний о минералах составляющих эти породы [1-5].

Специфические свойства асбеста - волокнистое строение, слюды – мелкочешуйчатое строение, способность их расщепляться, первых на тончайшие волокна, вторых, на тонкие пластины, тем самым увеличивать поверхность и приобретать свойства «парусности» – обуславливает основной метод разделения асбестовых руд и мелкочешуйчатых слюдосодержащих сланцев – сухой гравитационный [1-3].

Разделение асбеста, слюды и зерен пустой породы основано на различии в скоростях витания и осуществляется пересечением под определенным углом равномерно распределенного потока струи воздуха. Скорость витания зависит от физических свойств транспортируемых продуктов, их плотности, состояния поверхности (гладкая, рваная), размеров, формы и петрографического состава частиц, образование вихреобразных воздушных потоков в зоне разделения; взаимное трение и столкновение частиц между собой и со стенками аппарата, неравномерность распределения скоростей воздушных потоков в камере и т.д.

На рис. 1 представлены возможные варианты воздействия воздушного потока на частицу.



а) в восходящем потоке воздуха; б) в горизонтальном потоке воздуха

Рис.1. Схема действия сил на частицу

Если частица движется в неподвижной воздушной среде (рис.1, а), то на неё действуют: сила тяжести ($m\vec{g}$) – в вертикальном направлении, где m – масса частицы и сила сопротивления воздуха \vec{F}_c .

Принимая линейную зависимость силы от скорости движения частицы (согласно закону Стокса), векторно силу сопротивления можно представить в виде $\vec{F}_c = -\mu\vec{v}$, где μ – коэффициент пропорциональности

При этом, масса шарообразной частицы $m = \rho_{\text{ч}} \cdot \frac{\pi d^3}{6}$, где $\rho_{\text{ч}}$ - плотность материала частицы, d - её диаметр.

Коэффициент пропорциональности $\mu = 3\pi\psi_B\rho_B d$, где ψ_B - кинетический коэффициент вязкости воздуха, ρ_B - его плотность. В частности, при нормальных температуре и атмосферном давлении $\psi_B = 14,9 \cdot 10^{-6}$ м²/с, $\rho_B = 1,22$ кг/м³, поэтому $\mu = 1,71 \cdot 10^{-4} \cdot d$ (кг/с)

Движение частицы в неподвижной воздушной среде под действием указанных сил в декартовых координатных описывается системой дифференциальных уравнений

$$\begin{cases} m\ddot{x} = -\mu\dot{x}, \\ m\ddot{y} = mg - \mu\dot{y} \end{cases} \quad (1)$$

Из которой можно получить

$$x = x_0 + v_{ox} \cdot \frac{m}{\mu} \left(1 - e^{-\frac{\mu}{m}t}\right) \quad (2)$$

$$y = y_0 + \frac{m}{\mu} \left(v_{oy} - \frac{mg}{\mu}\right) \left(1 - e^{-\frac{\mu}{m}t}\right) + \frac{mg}{\mu} t \quad (3)$$

Если воздушная среда движется горизонтально с постоянной линейной скоростью $U = \text{const}$, то сила сопротивления \vec{F}_c зависит от относительной скорости частица $\vec{v}_r = \vec{v} - \vec{u}$, а ее проекция на ось «х» равна

$$F_{cx} = -\mu v_{rx} = -\mu(\dot{x} - u) = -\mu\dot{x} + \mu u$$

Уравнение (1) будет содержать уже переносную скорость u :

$$m\dot{x} = -\mu\dot{x} + \mu u \quad (4)$$

и становится линейным не однородным. Его общее решение имеет вид:

$$x = x_0 + \frac{m}{\mu} (v_{ox} - u) \left(1 - e^{-\frac{\mu}{m}t}\right) + ut.$$

Представленные закономерности, описывающие поведение частиц в воздушной среде, использованы при составлении математической модели движения частиц во фрикционных сепараторах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Потапов В.Я. Использование фрикционных характеристик сыпучих материалов для их разделения / В.Я. Потапов, Е.Ф. Цыпин, В.В. Иванов, В.В. Потапов // Материалы научного симпозиума (Неделя горняка – 2005 г.): Горный информационно-аналитический бюллетень. - № 11. - М., 2005. – С.326-328.
2. Потапов В.Я. Математическое описание поведения рудных частиц в воздушном потоке разделительных аппаратов / С.А. Ляпцев, В.Я. Потапов // Современные проблемы науки и образования, №1, 2012. – С.7-10. URL: www.science-education.ru/101-5493
3. Математическое моделирование разделения частиц в барабанно-полочном фрикционном сепараторе / С.А. Ляпцев, Е.Ф. Цыпин, В.Я. Потапов, В.В. Иванов // Изв. вузов. Горный журнал, №7, 1966. - С.147-150
4. Шалюгина В. А., Бергер Г. С. Исследование скорости витания волокна антофиллит-асбеста в воздушной среде / Новые достижения в технологии обогащения асбестовых руд. Научные труды выпуск 13 // Асбест, 1972. С. 122-129.
5. Щедринский М. Б., Волегов А. В., Мюллер Э. К. Обогащение асбестовых руд. – М.: Госгортехиздат, 1962. – 234 с.

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ФРИКЦИОННОГО СЕПАРАТОРА

Потапов В. Я., Потапов В. В., Семёнов А. В.
Уральский государственный горный университет

Разделение по упругости и трению широко применяются в горной и строительной промышленности. Наиболее простым устройством для разделения по трению является полочный сепаратор, который представляет собой совокупность нескольких механических устройств, каждое из которых предназначено для разделения частиц обогащаемого материала по различным признакам

Таким образом, образуется веер разделения, благодаря которому возможно формирование продуктов частиц с различным содержанием полезного компонента. Процесс движения каждой частицы, возможно, описать математической моделью, включающей уравнения движения на каждом этапе разделения.

Эффективность разделения минералов можно повысить за счет установки специальных лопаток на торцевых поверхностях вращающегося барабана наклоненных к поверхности торцевых сторон, позволяющих использовать аэродинамический эффект для выделения минералов (асбест, слюда) обладающих эффектом «парусности» из средней части образованного веера при сходе с плоскости.

Для исследования использована математическая модель процесса разделения сыпучих многокомпонентных материалов позволяющая всесторонне исследовать процесс разделения частиц с учетом их физических свойств и служащая для рассмотрения большого числа вариантов конструкции и оптимизирования режимы работы аппарата, при относительно небольших затратах, не прибегая к изготовлению макетов, опытных образцов.

В результате выяснено, что использование аэродинамического эффекта в сепараторе позволит убрать воздухоподающую систему, обеспечив максимальное извлечение свободного асбестового волокна из руды, сохранить природную длину и текстуру волокна, освободить асбестовое волокно от пыли, а также случайных посторонних включений.

Параметры фрикционного сепаратора можно обосновать уравнениями и зависимостями. Значение скорости при выходе на криволинейный участок:

$$V_a = \sqrt{2 \cdot g \cdot l \cdot (\sin \beta - f_{ck} \cdot \cos \beta)}, \quad (1)$$

где V_a – скорость выхода частиц на трамплин, м/с; l – длина полки, м; β – угол наклона полки, град; f_{ck} – кинетический коэффициент трения; g – ускорение свободного падения.

Зависимость изменения скорости частицы на криволинейном участке трамплина получено из дифференциального уравнения движения материальной точки в естественных координатах. Уравнение проинтегрировано в конечной форме:

$$m \cdot \frac{dv}{dt} = P \cdot \sin \varphi - f_{ck} \cdot \left(m \cdot \frac{V^2}{r} + P \cdot \cos \varphi \right), \quad (2)$$

где m – масса частицы, кг; P – сила тяжести частицы, Н; φ – угол между нормалью и вертикалью при движении частицы на трамплине, град; r – радиус кривизны трамплина, м; V – скорость движения частицы на криволинейном участке трамплина, м/с.

Уравнение свободного движения частицы в воздушном потоке, создаваемым вращающим барабаном невозможно проинтегрировать в квадратурах, т.к. дифференциальные зависимости носят сложный нелинейный характер:

$$\begin{cases} \ddot{m}x = -\mu(\dot{x} - V_{ex}) \\ \ddot{m}y = -\mu(\dot{y} - V_{ey}) \end{cases}, \quad (3)$$

где μ – коэффициент пропорциональности.

Текущее значение скорости определяется следующими выражениями

$$V_{ex} = \frac{V_{ey}'}{r'}, V_{ey} = \frac{V_{ex}'}{r'}, \quad (4)$$

где $r' = \sqrt{(x')^2 + (y')^2}$ - расстояние от частицы до центра вращения барабана; $x' = x - a$, $y' = y - a$,
- текущее значение координаты точки.

Сила сопротивления движения частицы при этом подчиняется закону Стокса:

$$F_c = -\mu \cdot V_r, \quad (5)$$

где F_c – сила сопротивления движению частицы в воздухе, Н; V_r – скорость частицы относительно потока воздуха, м/с.

Данные уравнения поддаются лишь численному интегрированию на ЭВМ.

Для их решения использовалась стандартная процедура метода Рунге-Кутты. При ударе частицы о вращающийся барабан уменьшается величина скорости частицы и меняется ее направление. Соотношение для их определения получены с использованием методов теории

Величина угла отражения определяется в виде:

$$\alpha_{om} = \arctg x \left[\frac{1}{k(\tg \alpha_n \pm \lambda) \pm \lambda} \right], \quad (6)$$

где $\alpha_{от}$ – угол отражения частицы, град; $\alpha_{п}$ – угол падения, град; k – коэффициент восстановления при ударе; λ - коэффициент трения при ударе.

Величина скорости отражения частиц от барабана после определения $\alpha_{от}$ может быть выражено из уравнения:

$$V_{om} = \frac{V_{п}(\sin \alpha_{п} - \lambda \cos \alpha_{п})}{(\sin \alpha_{om} + \lambda \cos \alpha_{om})}, \quad (7)$$

где $V_{п}$ – скорость падения частицы, м/с.

Для определения давления воздушного потока лопаточного сепаратора может быть использована зависимость

$$P_v = \frac{C_y \rho_c b W^2 Z \cos \beta_2}{2\pi \cdot r} \eta_r, \text{ Па}, \quad (8)$$

где Z - число лопаток, ед ; ρ_c -плотность смеси, кг/м³; $\cos \beta$ – угол притекания потока, град (const); C_y – коэффициент давления; r - радиус по концам лопаток, м ; W - скорость притекания потока текучего к лопаткам, м/с; η_r - Гидравлический КПД сепаратора ($\eta_r \leq 0,4-0,5$).

Математическая модель процесса разделения сыпучих многокомпонентных материалов позволяет всесторонне исследовать процесс разделения частиц с учетом их физических свойств и служит для рассмотрения большого числа вариантов конструкции и оптимизировать режимы работы аппарата, при относительно небольших затратах, не прибегая к изготовлению макетов, опытных образцов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ляпцев С.А., Цыпин Е.Ф., Потапов В.Я., Иванов В, В. Математическое моделирование разделения частиц в барабанно-полочном фрикционном сепараторе// Известия вузов. Горный журнал. – 1996. – № 7. – С. 147 - 150.
2. Закономерности движения куска горной породы по наклонной плоскости фрикционного сепаратора / В.Я. Потапов, В.В. Потапов // Известия вузов. Горный журнал №5, 2011. – С.94-100.
3. Сепаратор для разделения материалов по трению и упругости: пат.Ru№111780,заявл. 24.06.10, опубл. 27.12.2011. Бюл. №36, В.Я. Потапов, А.И. Афанасьев, С.А. Ляпцев, Е.Ф. Цыпин, В.В. Потапов, В.В. Иванов.
4. Разработка математической модели движения частиц в сепараторе по трению и упругости. Уральский государственный горный университет. / В.Я. Потапов / Известия вузов. Горный журнал №3, 2011. – С.60-66.
5. Тимухин С.А. Оптимизация параметров и процессов стационарных машин, Учебное пособие. – Екатеринбург, изд. УГГУ, 2009.- с.44

ИССЛЕДОВАНИЕ ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГОРНОЙ МАССЫ ДЛЯ СОЗДАНИЯ СЕПАРАТОРОВ

Семёнов А. В., Потапов В. Я., Потапов В. В.
Уральский государственный горный университет

Исследование и изучение физико-механических свойств горных пород имеет важное значение для расчетов технологических процессов и проектирования конструктивных параметров фрикционных сепараторов. В данной работе представлены результаты исследований разделения упругости, трению и парусности асбеста, сростков асбеста. Для определения коэффициентов трения скольжения обычно используется установка - трибометр. [1]

Статический коэффициент трения есть тангенс угла наклона, при котором начинается движение частицы по плоскости.

$$f = \frac{\sin \varphi}{\cos \varphi} = \operatorname{tg} \varphi \quad (1)$$

Кинетические коэффициенты трения определялись по известной методике, на основе измерения угла наклона плоскости, скольжения и времени прохождения частицей отрезка фиксированной длины и рассчитывается по известной формуле:

$$f_{ck} = \operatorname{tg} \alpha - (2S/gt^2 \cos \alpha), \quad (2)$$

где α - угол наклона плоскости, град; S - длина участка, м; g - ускорение свободного падения, м/с²; t - время прохождения частицей участка S , с.

Упругие свойства частиц характеризуются коэффициентом восстановления. K , равным отношению нормальных составляющих скоростей частицы после и до удара (рис. 1).

$$k = \frac{U \cos \alpha_{от}}{V_n \cos \alpha_n}, \quad (3)$$

где V_n - скорость падения частицы м/с; U - скорость отражения м/с после взаимодействия с плоскостью.

Расчет коэффициента восстановления скорости k производился на основе данных, полученных при максимальной дальности полета частиц, соответствующей направлению вектора скорости частицы после удара под углом 45° к горизонту. Для этих условий угол падения равен углу наклона плиты к горизонту $\alpha_n = \gamma$, угол отражения $\alpha_{от} = 45^\circ - \gamma$:

$$k = \frac{\sqrt{l_{\max} g \cos(45^\circ - \gamma)}}{\sqrt{2hg \cos \gamma}}, \quad (4)$$

где h - высота сбрасывания частиц; l_{\max} - максимальная горизонтальная дальность полета частицы; g - ускорение силы тяжести

Как показали исследования наблюдается значительное различие в коэффициентах трения данных минералов. Результаты экспериментальных измерений коэффициентов трения покоя и движения частиц асбеста и вмещающей породы приведены в таблице 1.

Коэффициент мгновенного трения определяется по формуле:

$$\lambda = 1 - k \frac{\operatorname{tg} \alpha_{om}}{\operatorname{tg} \alpha_n}, \quad (5)$$

Величина приведенного коэффициента трения качения δ определяется по углу наклона β_k , который составляет подвижная плоскость в момент начала качения.

Считая качение частицы по наклонной плоскости равномерным, величину δ при движении можно определить по длине L пройденного ею за время t пути:

$$\delta = R \left(\operatorname{tg} \beta_k - \frac{2,8L}{gt^2 \cos \beta_k} \right). \quad (6)$$

Данные исследования будут использованы для разработки аппаратов использующих в качестве разделительных признаков фрикционные и аэродинамические характеристики руд обладающих «парусностью».

Таблица 1

Материал	Крупность, мм	Угол наклона плоскости, град.	Коэффициент трения покоя		Время движения куска, с	Коэффициент трения движения	
			Средний коэффиц. трения покоя	Коэффициент вариации		Средний коэффициент трения движения	Коэффициент вариации
1	2	3	4	5	6	7	8
Крупная сетка (по стали)							
Асбест	13	29,0	0,55	47,27	1,19	0,45	45,03
	6	29,7	0,57	40,35	1,23	0,48	38,24
	3	36,8	0,75	38,37	1,27	0,62	36,75
	1,4	38,5	0,79	17,72	1,25	0,61	14,15
Перидотит	25	28,0	0,53	60,37	1,33	0,46	60,01
	13	29,4	0,56	25,00	1,11	0,42	23,01
	6	26,5	0,5	26,00	0,94	0,41	18,18
	3	30,4	0,59	23,72	0,93	0,37	15,18
1,4	30,0	0,58	24,13	1,18	0,47	21,13	
Крупная сетка (по резине)							
Асбест	13	31,33	0,61	27,87	1,5	0,43	27,93
	6	34,0	0,67	20,89	1,18	0,56	36,03
	3	42,33	0,91	35,16	1,4	0,74	39,05
	1,4	51,83	1,07	17,76	1,6	1,08	39,99
Перидотит	25	30,5	0,59	28,81	1,2	0,49	20,96
	13	27,3	0,52	38,46	1,2	0,42	26,95
	6	30,3	0,58	31,03	1,19	0,48	31,03
	3	36,0	0,73	32,87	0,96	0,53	32,87
1,4	36,0	0,73	19,18	0,81	0,56	19,18	

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ляпцев С.А., Цыпин Е.Ф., Потапов В.Я., Иванов В. В. Математическое моделирование разделения частиц в барабанно-полочном фрикционном сепараторе// Известия вузов. Горный журнал. – 1996. – № 7. – С. 147 - 150.
2. Закономерности движения куска горной породы по наклонной плоскости фрикционного сепаратора / В.Я. Потапов, В.В. Потапов // Известия вузов. Горный журнал №5, 2011. – С.94-100.
3. Сепаратор для разделения материалов по трению и упругости: пат. Ru№111780, заявл. 24.06.10, опубл. 27.12.2011. Бюл. №36, В.Я. Потапов, А.И. Афанасьев, С.А. Ляпцев, Е.Ф. Цыпин, В.В. Потапов, В.В. Иванов.
4. Разработка математической модели движения частиц в сепараторе по трению и упругости. Уральский государственный горный университет. / В.Я. Потапов / Известия вузов. Горный журнал №3, 2011. – С.60-66.
5. Тимухин С.А. Оптимизация параметров и процессов стационарных машин, Учебное пособие. – Екатеринбург, изд. УГГУ, 2009.- с.44
6. Соломахова Т.С., Чебышева И.В. Центробежные вентиляторы: Аэродинамические схемы. М.: Машиностроение, 1980 (с.109-115).
7. Потапов В.Я. Тимухин С.Я. Потапов В.В. и др. Использование аэродинамического эффекта в фрикционных сепараторах для разделения минеральных комплексов обладающих парусностью// Изв. УГГУ 2011, выпуск №25-26. С84-89
8. Брусиловский И.В. Аэродинамика осевых вентиляторов. М.: Машиностроение. 1984. – 240с. ЩЕДРИНСКИЙ М.В., ВОЛЕГОВ А.В., МОЛЛЕР З.К. ОБОГАЩЕНИЕ АСБЕСТОВЫХ РУД. -М.: НЕДРА, 1962. -234 С.

ВЛИЯНИЕ СИЛЫ КОРИОЛИСА НА РАБОТУ ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЯ С РОТОРОМ ВСТРЕЧНОГО УДАРА

Зубов В. В., Ахлюстина Н. В., Кочанов А. О.
Уральский государственный горный университет

Предметом исследования настоящей статьи является измельчитель с ротором встречного удара (ИРВУ), который по своему назначению и параметрам конечного продукта (максимальная крупность на выходе 0,2 мм) относится к классу машин, предназначенных для подготовки проб в горном и металлургическом производствах. Процесс воздействия ротора на материал включает три стадии: 1) дробление куска между подающими стойками и вторым рядом; 2) измельчение осколков между вторым и третьим рядами; 3) измельчение частиц между третьим и четвертым рядами [1].

При разрушении материала особое внимание следует уделить влиянию силы Кориолиса на кинематику куска.

Рассмотрим случай, когда форма куска близка к параллелепипеду.

Допущения: 1) начальная относительная скорость куска равна нулю;

2) ориентация поверхности контакта радиальная.

Сила трения скольжения:

$$F_{\text{тр}} = F_{\text{к}} f = 2m\omega_1 v_r f, \quad (1)$$

где f – коэффициент трения скольжения куска по стойке.

Уравнение сил имеет вид дифференциального уравнения второго порядка:

$$m \frac{d^2 r}{dt^2} = m\omega_1^2 r - 2m\omega_1 f \frac{dr}{dt}, \quad (2)$$

Интегралом уравнения (2) является выражение:

$$r = C_1 e^{s_1 t} + C_2 e^{s_2 t}, \quad (3)$$

где

$$s_{1,2} = \frac{-2\omega_1 f \pm \sqrt{(2\omega_1 f)^2 + 4\omega_1^2}}{2} = -\omega_1 f \pm \omega_1 \sqrt{f^2 + 1}, \quad (4)$$

а C_1 и C_2 определяются из начальных условий

Экспериментальная установка имела ширину пазов ротора первой стадии измельчения равную $a=10$ мм и, соответственно, $z=24$ паза [2]. Следовательно, угол поворота ротора при прохождении стойкой паза составляет:

$$\Delta \varphi = \frac{a}{r} = \frac{10}{85} \cdot 0,118$$

Суммарная угловая скорость роторов, вращающихся навстречу со скоростью 300 рад/с равна: $\omega_c = 600$ рад/с

Таким образом, время прохождения стойкой паза составляет:

$$t_n = \frac{\Delta \varphi}{\omega_c} = \frac{0,118}{600} \approx 19,7 \cdot 10^{-5} \text{ с.}$$

При радиальной скорости движения куска равной $V_{r12} \approx 7$ м/с расстояние, которое кусок пройдет равно: $\Delta S = V_{r12} \cdot t_n = 7 \cdot 10^3 \cdot 19,7 \cdot 10^{-5} \approx 0,9$ мм.

Следовательно, ни одна частица крупностью $(-7+1)$ мм не сможет полностью попасть в канал второго ряда. Поэтому в первой стадии измельчения будет происходить скол. Крупные частицы будут измельчаться за несколько сколов в первой стадии измельчения. Так частица крупностью 7мм будет расколота не меньше, чем на 7 кусков [3]. Учитывая, что при каждом сколе хрупких материалов образуется несколько осколков, степень измельчения крупных частиц будет больше 6-8 мм.

Вычислим значение относительной скорости куска V''_{12r} , подставив найденное t_{12} в (6).

Результат вычислений $V''_{12r} = 7,17$ м/с. Сопоставление данного значения с величиной, относительной скорости куска в конце участка без учета влияния силы Кориолиса и равной 9 м/с, показывает, что сила трения куска о поверхность подающей стойки привела к снижению относительной скорости.

В приведенном расчете было принято допущение, что в момент вхождения в контакт куска с подающей стойкой его скорость была равна нулю.

В другом случае: кусок входит в контакт, обладая скоростью $v_{r0} > 0$, которую он приобрел в результате падения через загрузочную воронку.

Таким образом, сила Кориолиса снижает относительную скорость куска не более чем на 20,3 % в зависимости от принятых допущений, а её влияние на абсолютную скорость куска не более 7,2 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ахлюстина Н.В., Таугер В.М. Физические процессы при ударном разрушении материалов в измельчителе с ротором встречного вращения // Известия вузов. Горный журнал, № 3, 2007. с.113-117.
2. Ахлюстина Н.В., Зубов В.В. Аэродинамика ротора измельчителя встречного удара // Фундаментальные исследования, № 8 (часть 6). 2014. С. 1279-1282.
3. Ахлюстина Н.В., Зубов В.В. Управление воздушным потоком в каналах ротора измельчителя встречного удара // Горный журнал. №3, 2015. С. 126-132.

ПРИМЕНЕНИЕ ЛИНЕЙНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ В ПРОМЫШЛЕННОСТИ И НА ТРАНСПОРТЕ

Горелова А. Е., Стожков Д. С., Угольников А. В., Щеклеина И. Л.
Уральский государственный горный университет

На практике нашли широкое применение линейные двигатели (ЛД), которые позволяют упростить и полностью исключить механическую передачу, повысить экономичность и надежность работы привода в целом.

Эффективность применения новых приводов с ЛД сразу же нашло убедительное подтверждение в различных отраслях. В частности, новая серия электроэрозионных (ЭЭ) станков с ЛД имеет резко повышенные технико-технологические и эксплуатационные характеристики по сравнению с аналогичными станками, имеющими традиционные приводы. Так, производительность ЭЭ прошивных станков с ЛД выше, чем у станков с обычными приводами как минимум в 2 раза, а ЭЭ проволочно-вырезных – на 50%. Повысилась точность станков, расширились диапазоны параметров обрабатываемых деталей и т.д.

Широкое применение линейные двигатели нашли в **электрическом транспорте**, чему способствовал целый ряд преимуществ этих двигателей. Одно из них, определяется прямолинейностью движения вторичного элемента (или статора), что естественно сочетается с характером движения различных транспортных средств.

Другое, не менее важное обстоятельство связано с независимостью силы тяги от силы сцепления колес с рельсовым путем, что недостижимо для обычных систем электрической тяги. Поэтому ускорения и скорости движения средств транспорта при использовании линейных двигателей могут быть сколь угодно высокими и ограничиваться только комфортабельностью движения, допустимой скоростью качения колес по рельсовому пути и дороге, динамической устойчивостью ходовой части транспорта и пути. Исключается при использовании линейных двигателей и буксование колес электрического транспорта.

Известны также конструкции линейных двигателей, где вторичным элементом являются рельс или элементы несущей конструкции. Такие схемы характерны, в частности, для **монорельсовых пассажирских и грузовых дорог и механизмов передвижения кранов**.

Также линейный асинхронный двигатель широко применяется для **механизмов транспортировки грузов различных изделий**.

Большой интерес представляет использование линейного двигателя для **машин ударного действия**, например сваязавивных молотов, применяемых при дорожных работах и строительстве.

Широкое распространение получает линейный двигатель и в **легкой промышленности, в частности в текстильном производстве**. Примером использования линейного двигателя в текстильной промышленности является привод челнока или прокладчика нити ткацкого станка. Идея такого применения линейных двигателей основывается на принципиальной возможности органического объединения функций челнока и вторичного элемента линейного двигателя.

В настоящее время многие отечественные организации и заводы разрабатывают и серийно выпускают линейные асинхронные двигатели, среди них: двигатели мощностью от нескольких ватт до 660 кВт со скоростями движения от 1,4 до 42 м/с для систем транспорта; двухстаторные тяговые двигатели мощностью от 5 до 1000 кВт со скоростью движения 8,4-11,2 м/с для промышленного транспорта и различных производственных механизмов; одностаторные тяговые двигатели для транспорта мощностью 26, 120 и 660 кВт со скоростью движения соответственно 10, 25,2 и 33,6 м/с; тяговые двигатели с использованием рельса в качестве вторичного элемента; линейные микродвигатели переменного и постоянного тока для привода машин легкой промышленности и для самопишущих измерительных приборов.

Наряду с асинхронными линейными двигателями применяются линейные двигатели постоянного тока. Они чаще всего используются для **получения небольших перемещений**

рабочих органов и обеспечения при этом высокой точности и значительных пусковых усилий. Кроме того, линейные двигатели постоянного тока (как и двигатели вращательного движения) позволяют при необходимости просто регулировать скорость движения рабочих органов.

На принципе работы линейного двигателя основано действие **специальных насосов для перекачки электропроводящих жидкостей и в том числе жидких металлов.** Такие насосы, часто называемые магнитогидродинамическими, широко применяются в металлургии для транспортировки, дозировки и перемешивания жидкого металла, а также на атомных электростанциях для перекачки жидкометаллического теплоносителя.

Проведенный обзор линейных электроприводов показывает многообразие различных технических решений и предпочтительность индивидуального подхода к разработке линейных электродвигателей, т.е. двигатель должен разрабатываться для каждого конкретного промышленного механизма с учетом требований, предъявляемых к электроприводу. Только при таком решении проблемы проявляются быстродействие, минимальные массогабаритные показатели механизма, экономия материалов и электроэнергии. Важной задачей, позволяющей повысить тиражи выпуска ЛАД, что без сомнения снижает их стоимость, является определение того класса механизмов, распространение которых в промышленности достаточно высокое.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Козаченко Е.В. Линейные тяговые электродвигатели.- М.: Информэлектро, 1984.
2. Черных И.В., Сарапулов Ф.Н. Основы теории и моделирование линейного асинхронного двигателя как объекта управления. Монография. - Екатеринбург: УГТУ, 1999.
3. Коняев Ю.А., Сарапулов Ф.Н. Расчёт и проектирование линейных асинхронных двигателей. Руководство по курсовому и дипломному проектированию. - Свердловск: изд. УПИ им. СМ. Кирова, 1981.
4. Веселовский О.Н., Коняев А.Ю., Сарапулов Ф.Н. Линейные асинхронные двигатели. - М: Энергоатомиздат, 1991.
5. Сарапулов Ф.Н., Бегалов В.А. Расчёт статических характеристик ЛАД: Учеб.пособие. - Свердловск: УПИ им. СМ. Кирова, 1989.