

На правах рукописи

СТРЕЛКОВ Михаил Александрович

**Определение динамических нагрузок и ресурса
одноканатных шахтных подъемных установок**

Специальность 05.05.06 – «Горные машины»

**Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук**

Екатеринбург – 2011

Работа выполнена
в ГОУ ВПО
«Пермский государственный технический университет»

Научный руководитель –

кандидат технических наук, доцент

Трифанов Геннадий Дмитриевич

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор

Тимухин Сергей Андреевич

кандидат технических наук, доцент

Зотов Василий Владимирович

Ведущая организация – Горный институт УрО РАН, г. Пермь

Защита состоится 8 июня 2011 г. в 10 часов 00 минут на заседании диссертационного совета Д 212.280.03 при ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет» в зале заседаний Ученого совета по адресу: 620144, г. Екатеринбург, ГСП, ул. Куйбышева, 30.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Автореферат разослан 5 мая 2011 г.

Ученый секретарь

диссертационного совета

д.т.н., профессор

М.Л. Хазин

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

В настоящее время срок эксплуатации большинства шахтных подъемных установок превышает 25 лет. Такие установки в соответствии с действующими положениями должны периодически проходить экспертизу промышленной безопасности, по результатам которой принимается решение о возможности дальнейшей эксплуатации подъемной установки. Важным этапом при проведении экспертизы технического устройства является оценка остаточного ресурса его элементов и устройства в целом.

При оценке остаточного ресурса по усталостной кривой достоверность оценки зависит от точности определения эквивалентных напряжений элементов подъемной установки. В действующей методике оценки остаточного ресурса эквивалентное напряжение принято определять по максимальному напряжению. Тем не менее величины нагрузок в элементах подъемных установок изменяются в течение цикла подъема груза. В рабочем режиме эксплуатации установка осуществляет подъем или спуск груза с разной величиной скорости, ускорения при различной массе груза, поэтому спектр нагружения изменяется и от цикла к циклу. Следовательно, для шахтной подъемной установки характерен нерегулярный процесс нагружения ее элементов.

Для получения достоверных результатов оценки остаточного ресурса необходимо определять нагрузки, испытываемые элементами подъемной установки с учетом всех процессов, происходящих при ее работе. Большинство шахтных подъемных установок в соответствии с требованиями ПБ 03-553-03 оснащено устройствами для регистрации основных параметров. Системы постоянного контроля параметров выполняют непрерывный мониторинг режимов работы шахтной подъемной установки. На основе объективных данных о параметрах работы установки можно получить характеристики ее элементов и отслеживать изменения этих характеристик с течением времени. Дополнительная обработка информации с этих устройств дает возможность в режиме реального времени определять эквивалентные напряжения элементов установки и оценивать их остаточный ресурс.

Объект исследования – шахтная подъемная установка, укомплектованная системой постоянного контроля ее основных параметров.

Предмет исследования – режимы работы подъемной установки и динамические нагрузки, испытываемые ее элементами.

Цель работы – повышение эффективности эксплуатации шахтных подъемных установок на основе изучения реальных процессов по данным системы постоянного контроля параметров и организации непрерывной оценки остаточного ресурса элементов установок.

Для реализации поставленной цели необходимо решить следующие **задачи**:

1. Разработать методы вычисления характеристик шахтных подъемных установок по данным системы постоянного контроля параметров.
2. Дополнить систему постоянного контроля параметров работы шахтной подъемной установки функцией непрерывного подсчета фактических нагрузок, испытываемых элементами установки.
3. Усовершенствовать методику и разработать алгоритмы оценки остаточного ресурса подъемной установки, обеспечивающие прогноз на основе известного спектра фактических нагрузений ее элементов.

Идея работы заключается в поддержании работоспособности шахтной подъемной установки по результатам оценки ее остаточного ресурса при постоянном контроле режимов работы и нагрузок в элементах.

Научные положения, выносимые на защиту:

1. Определение динамических нагрузок в элементах шахтной подъемной установки должно осуществляться на основе системы постоянного контроля параметров, в том числе и в режиме реального времени.
2. Основой для математического моделирования процесса предохранительного торможения шахтной подъемной установки и определения колебаний подъемного сосуда в шахтном стволе являются исходные данные, полученные посредством системы постоянного контроля.
3. Повышение точности оценки остаточного ресурса шахтной подъемной установки достигается за счет постоянного учета фактических нагрузок в рабочих режимах и при предохранительном торможении.

Научная новизна диссертационной работы:

- разработаны методы установления фактических нагрузок, испытываемых элементами шахтного подъема в рабочих режимах и при предохранительном торможении, по информации систем постоянного контроля параметров в течение всего срока их эксплуатации;
- разработаны методики определения в режиме реального времени момента на валу подъемной машины, тормозного усилия, статического усилия на ободе барабана, массы поднимаемого груза по данным системы постоянного контроля параметров;
- дополнена методика оценки ресурса шахтной подъемной установки путем учета спектра нагрузений ее элементов, что повышает точность оценки на 30 – 35 %.

Методы исследований. В ходе выполнения работы применялись методы, базирующиеся на принципах классической математики и механики, теории усталости, численных методах решения систем дифференциальных уравнений.

Достоверность научных положений и выводов обеспечивается корректным использованием методов исследования характеристик шахтных подъемных установок, основанных на классической теории математики и механики, теории колебаний, применением современных средств контроля

параметров и режимов работы установки. Расхождение расчетных значений с данными вычислительного эксперимента и экспериментальными результатами, полученными в промышленных условиях, не превышает 10 %.

Практическая значимость полученных результатов:

- разработаны алгоритмы расчета в режиме реального времени характеристик работы подъемных установок и нагрузок, испытываемых ее элементами в различных режимах работы, послужившие основой для составления компьютерных программ;
- определяются параметры колебаний сосуда на канате в режиме предохранительного торможения подъемной машины на основе информации, полученной при помощи системы постоянного контроля;
- учитываются величины всех наибольших динамических нагрузок, возникающих при срабатывании предохранительного тормоза, при оценке ресурса шахтной подъемной установки;
- уточнена методика и составлен алгоритм расчета остаточного ресурса, позволяющий учитывать все фактические нагрузки, испытываемые элементами подъемной установки.

Реализация результатов работы. Разработанные способы определения динамических нагрузок и методики расчета остаточного ресурса внедрены в практику эксплуатации скиповых шахтных подъемных установок на руднике ОАО «Сильвинит» (акт от 18.03.2011). Результаты работы применяются в экспертной организации ООО «Региональный канатный центр» при проведении экспертизы промышленной безопасности шахтных подъемных установок с истекшим сроком службы (акт от 15.03.2011).

Личный вклад соискателя. Методики вычисления характеристик элементов подъемной установки, определения фактических нагрузок и оценки на их основе остаточного ресурса установки разработаны лично автором. Автором составлены соответствующие алгоритмы и компьютерные программы, дополняющие программное обеспечение систем постоянного контроля параметров.

Апробация работы. Результаты диссертационной работы докладывались на трех международных симпозиумах «Неделя горняка» (Москва, МГГУ, 2009-2011 гг.), на трех международных научно-технических конференциях «Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности» (Екатеринбург, УГГУ, 2008-2010 гг.), на трех международных научно-технических конференциях «Проблемы рационального природопользования» (Пермь, ПГТУ, 2008-2010 гг.)

Публикации. По теме диссертации опубликовано 8 научных работ, в том числе 3 в ведущих рецензируемых изданиях.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы из 81 наименования и 2 приложений, содержит 115 страниц машинописного текста, 4 таблицы и 36 рисунков.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность проблемы, поставлена цель и задачи исследования, определена научная и практическая значимость работы, представлены научные положения, выносимые на защиту.

В первой главе содержится анализ теоретических работ, позволяющих прогнозировать ресурс элементов подъемной установки, математических моделей установок для расчета нагрузок, испытываемых элементами в различных режимах работы, практических методов определения динамических нагрузок.

Действующая нормативно-техническая документация по проведению экспертизы шахтных подъемных установок требует оценки их остаточного ресурса, которая вычисляется по максимальным нагрузкам на элементы подъемных машин. Известные методики определения нагрузок на элементы машин основываются на проведении расчетов по проектным значениям параметров подъемных установок. В настоящее время Ростехнадзором утверждена методика РД МУ 14-2007, впервые разработанная специалистами уральской школы в области шахтного подъема, С.А. Тимухиным, Ю.В. Поповым и их коллегами. Проблемой оценки остаточного ресурса подъемной установки занимаются в УГГУ, МГГУ, ИГД УрО РАН, НИИГМ им. М.М. Федорова.

С целью учета всех нагрузок, испытываемых элементами подъемной установки, рассмотрены гипотезы суммирования усталостных напряжений, определяемые системой постоянного контроля параметров работы установки в течение всего срока эксплуатации системы. Основные вопросы теории усталости излагаются в трудах ученых В.П. Когаева, В.В. Болотина, С.В. Серенсена, Р.М. Шнейдеровича, В.С. Ивановой, В.Ф. Терентьева, М.Н. Степнова, В.Т. Трощенко.

Основоположниками теории шахтного подъема являются М.М. Федоров, А.П. Герман и их последователи А.С. Ильичев, Г.М. Еланчик, Ф.Н. Шклярский, Н.Г. Картавый, З.М. Федорова, В.Б. Уманский.

Разработкой эквивалентных схем, математических моделей шахтных подъемных установок и обеспечением их безопасности занимались Г.Н. Савин, Ф.В. Флоринский, В.М. Чермалых, Е.С. Траубе, В.Н. Потураев, Л.И. Кантович, А.Г. Степанов, С.А. Тимухин, Ю.В. Попов, С.Р. Ильин, М.В. Корняков, И.Н. Латыпов, А.Н. Чугунов, В.В. Зотов.

Поскольку аналитически найденные величины нагрузок в действительности могут отличаться от реальных, точность прогноза остаточного ресурса подъемных установок может быть повышена при определении фактических нагрузок по данным систем постоянного контроля параметров.

Анализ результатов исследований показал, что для нахождения нагрузок, испытываемых элементами подъемных установок на неглубоких стволах (с

высотой подъема до 500 м), достаточно использовать одномассовую модель в рабочих режимах, а в случае предохранительного торможения – трехмассовую модель подъемной установки.

Во второй главе приводится формальное описание системы постоянного контроля параметров работы шахтной подъемной установки, на основе которой определяются динамические и кинетические характеристики элементов установки.

В установках с приводом постоянного тока усилие, развиваемое подъемным двигателем, принимается пропорциональным произведению тока якоря I_a на ток возбуждения I_f двигателя,

$$F_{дв}(x) = k_I \cdot I_a(x) I_f(x),$$

где k_I – удельный коэффициент пропорциональности;
 x – положение сосуда в шахтном стволе.

На участке равномерного движения подъемных сосудов это усилие совпадает со статической нагрузкой $F_{см}(x)$, образуемой разностью натяжений канатов. Статическое усилие является линейной функцией относительно положения сосуда в стволе. Поэтому, построив по данным регистратора параметров функцию $I_a \cdot I_f$ и приняв ее линейной на участке равномерного движения подъемных сосудов, можно найти удельный коэффициент пропорциональности:

$$k_I = \frac{-2pg}{a},$$

где p – масса одного метра подъемного каната;
 a – тангенс угла наклона построенной прямой.

Продолжив линейный участок найденной функции $F_{дв}(x)$ на периоды разгона и торможения машины, получим уточненные значения статической нагрузки $F_{см}(x)$.

На основе величины статического усилия, найденной по данным системы постоянного контроля параметров, определяется масса полезного груза, силы сопротивления движению и разница масс подъемных сосудов. При перегоне порожних скипов, в начале их движения имеем систему с двумя неизвестными

$$\begin{cases} g(m_n - m_l + pH) + W_0 = F_{см.n}(0), \\ g(m_l - m_n + pH) + W_0 = F_{см.l}(0), \end{cases} \quad (1)$$

где m_n – масса порожнего правого скипа;
 m_l – масса порожнего левого скипа;
 H – высота подъема;

$F_{см.n}$, $F_{см.l}$ – статическое усилие в начале движения подъемной машины при подъеме порожних правого и левого скипов соответственно.

Из системы (1) определяется разница масс порожних скипов m_p ,

$$m_p = m_n - m_l,$$

и сила сопротивления движению порожних скипов W_0 .

Имея эти два параметра, найдем массу полезного груза из соотношения

$$F_{cm}(0) = g(m_n + m_2 - m_d + pH) + W_{conp},$$

где m_2 – масса поднимаемого груза.

Сила сопротивления движению скипов W_{conp} учитывается как линейная функция от веса полезного груза,

$$W_{conp} = W_0 + k_c m_2 g,$$

где k_c – коэффициент сопротивления движению сосудов;

W_0 – сила сопротивления движению порожних скипов.

Для определения коэффициента сопротивления необходимо выполнить подъем груженого сосуда с наперед известной массой поднимаемого груза.

Одним из важнейших динамических параметров является ускорение системы. Регистраторы параметров измеряют окружную скорость барабана подъемной машины, соединенного упругим канатом с подъемным сосудом. При расчете нагрузок от натяжений канатов, испытываемых обечайкой органа навивки и коренным валом подъемной машины, на неглубоких стволах в рабочих режимах работы упругими свойствами каната можно пренебречь. Результаты экспериментальной проверки этого предположения заключаются в том, что график ускорения точки на ободке барабана практически совпадает с ускорением сосудов, измеренным при помощи датчиков акселерометров.

При предохранительном торможении подъемной установки, после остановки подъемной машины, натяжение подъемных канатов будет максимальным – к статическому натяжению подъемного каната добавляется динамическое усилие, изменяющееся по периодическому закону с частотой свободных колебаний. Процесс предохранительного торможения при скорости сосудов более 1 м/с следует рассматривать особо, поскольку элементы подъемной установки испытывают значительные нагрузки, вызванные свободными колебаниями подъемных сосудов на канатах.

Для моделирования процесса предохранительного торможения неуравновешенную двухконцевую подъемную установку представим системой с тремя степенями свободы. При описании канатов упругой и вязкой нитью, в которой отсутствуют напряжения сжатия, а их масса учтена по методу Рэля, поведение подъемной установки описывается известной системой дифференциальных уравнений второго порядка,

$$\begin{cases} m_x \ddot{x} = \mu_y (\dot{y} - \dot{x}) + \mu_z (\dot{z} - \dot{x}) + c_y (y - x) + c_z (z - x) - F_m - F_{cm} + F_{об}, \\ m_y \ddot{y} = \mu_y (\dot{x} - \dot{y}) + c_y (x - y) - R_y, \\ m_z \ddot{z} = \mu_z (\dot{x} - \dot{z}) + c_z (x - z) - R_z, \end{cases} \quad (2)$$

где m_x, m_y, m_z – приведенные к органу навивки массы машины, груженой и порожней ветви соответственно, включающие треть массы головных канатов;

c_y, c_z – жесткости канатов груженой и порожней ветвей;

μ_y, μ_z – коэффициенты диссипации груженой и порожней ветвей;

F_m – тормозное усилие;

$F_{\text{дв}}$ – сила, развиваемая двигателем подъемной машины;

R_y, R_z – силы внешнего трения, действующие на подъемные сосуды за счет трения в проводниках и аэродинамического сопротивления движению подъемных сосудов;

F_{cm} – статическая нагрузка, воздействующая на подъемную машину из-за разности масс груженой и порожней ветвей.

Систему дифференциальных уравнений решим численным методом Рунге–Кутты, приняв начальные условия, что перед началом торможения система движется равномерно с некоторой скоростью

$$x(0) = y(0) = z(0) = 0, \quad \dot{x}(0) = \dot{y}(0) = \dot{z}(0) = V_{\text{max}},$$

где V_{max} – скорость движения подъемной машины в момент начала торможения.

Результаты моделирования параметров колебаний груженого подъемного сосуда на канате для действующей подъемной установки, полученные численным решением системы (2), приведены на рис. 1. Исходными данными для решения послужила информация системы постоянного контроля параметров. Для оценки достоверности математической модели при участии автора проведены экспериментальные исследования динамики подъемного сосуда с помощью специальной аппаратуры. Программой проведения исследований предусмотрено наложение предохранительного тормоза при различных положениях сосуда в стволе. На рис. 2 приведен один из экспериментально полученных графиков колебаний сосуда на канате.

Скорость движения подъемной машины в момент подачи сигнала на предохранительное торможение, положение подъемных сосудов в шахтном стволе при решении системы (2) соответствовали экспериментальным значениям. Сравнив рис. 1 и 2, можно убедиться, что с высокой точностью определены максимальное ускорение груженого сосуда – 6 м/с^2 , а также скорость затухания колебаний.

Проведенные эксперименты на различных подъемных установках в разных точках ствола показывают, что система (2) дает высокоточный прогноз параметров колебаний сосудов на канате при задании достоверных исходных данных, на основе которого могут быть рассчитаны нагрузки, испытываемые элементами установки. Решение системы (2) значительно зависит от тормозной характеристики подъемной машины, кинематических характеристик подъемной установки в момент наложения предохранительного тормоза, упругих и диссипативных свойств подъемного каната.

Системы постоянного контроля параметров оснащены датчиками деформации тормозных тросов, которые показывают относительное изменение деформации троса. По показаниям датчиков деформации тормозных тросов определяется величина тормозного усилия. Для этого необходимо найти

значение коэффициента пересчета величины деформации в фактическое усилие.

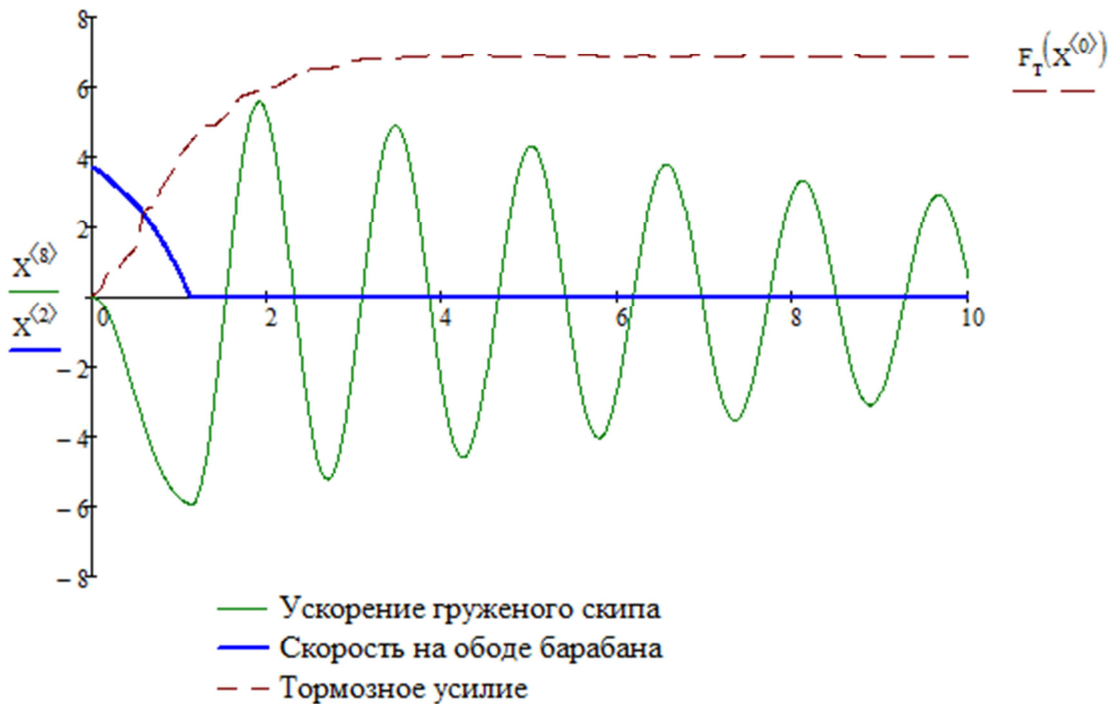


Рис. 1. Процесс предохранительного торможения, смоделированный по данным системы постоянного контроля параметров

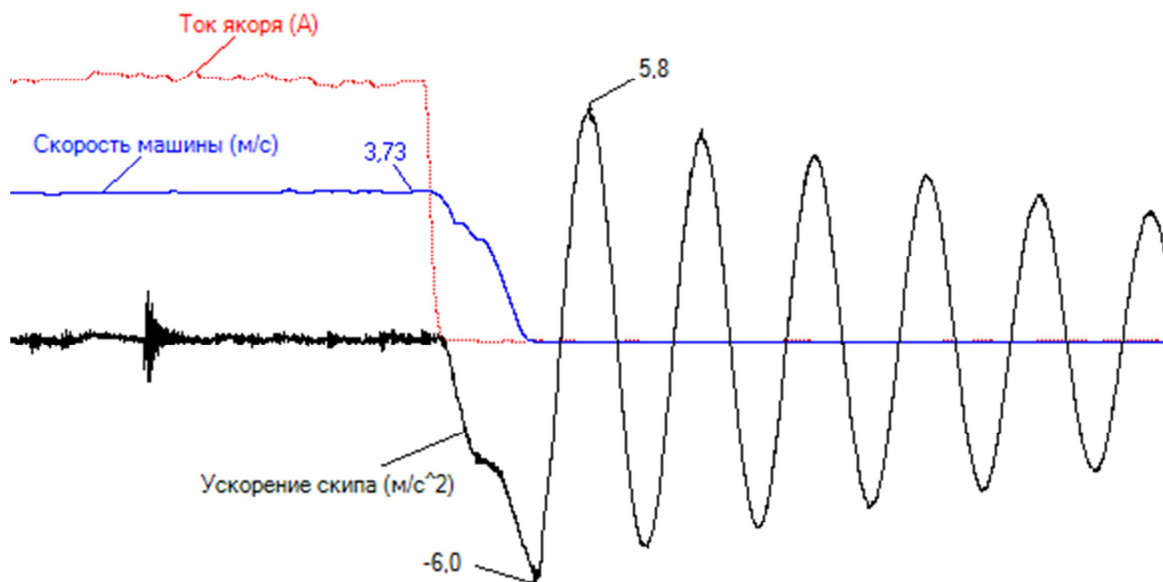


Рис. 2. Процесс предохранительного торможения на действующей шахтной подъемной установке

Процесс торможения разделяют на три этапа: холостой ход тормоза, время срабатывания тормоза, время торможения машины. При наложении предохранительного тормоза при спуске груза после отключения подъемного двигателя система начинает ускоряться. По окончании холостого хода

ускорение начинает уменьшаться и сменяется замедлением в точке x_0 (рис. 3). В этой точке ускорение подъемной машины равно нулю, а статическое усилие совпадает с тормозным,

$$F_{cm}(x_0) = F_m(x_0). \quad (3)$$

Зафиксируем значение сигнала с датчиков деформации тормозных тяг в этой точке. Этому значению будет соответствовать тормозное усилие $F_{cm}(x_0)$, известное по данным системы постоянного контроля параметров. Проведя такую настройку один раз, впоследствии становится возможным пересчитывать значение с датчиков деформации тормозных тяг в тормозное усилие.

Величина приведенной массы подъемной машины m_x значительно влияет на решение системы (2). Она включает в себя приведенную к органу навивки массу органа навивки, редуктора, двигателя, шкивов и треть массы головных канатов.

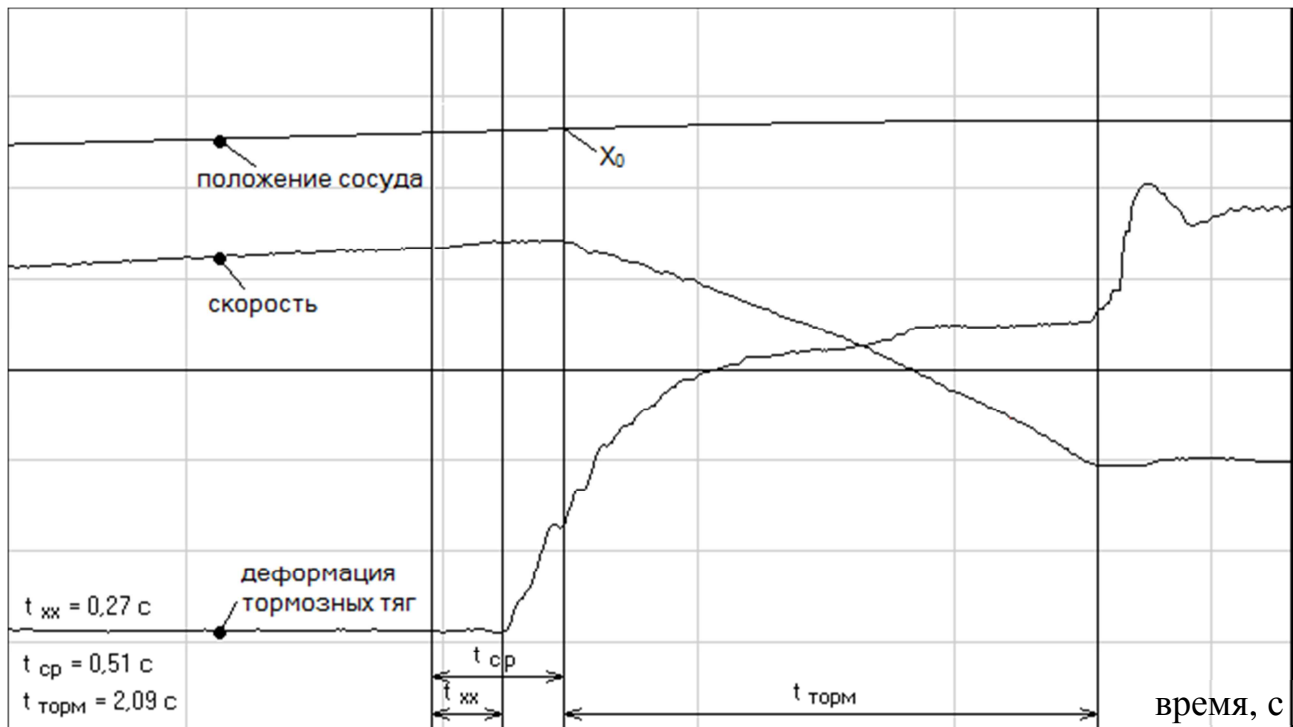


Рис. 3. Процесс предохранительного торможения при спуске груза:

$t_{хх}$ – время холостого хода, $t_{ср}$ – время срабатывания тормоза,

$t_{торм}$ – время торможения подъемной машины

Замедление (ускорение) машины под воздействием суммы сил $\sum F$ при допущении, что подъемная установка представлена системой с одной степенью свободы, определяется формулой

$$a = \frac{\sum F}{m_x + m_y + m_z + \frac{m_k}{3}},$$

где m_k – масса головных канатов.

При наложении предохранительного тормоза подъемный двигатель отключается, в период холостого хода тормозное усилие равно нулю и система движется на свободном выбеге. Выразим приведенную массу подъемной машины в режиме свободного выбега подъемной машины при отключении подъемного двигателя:

$$m_x = \frac{-F_{ct}}{a_{св}} - m_y - m_z - \frac{m_k}{3}, \quad (4)$$

где $a_{св}$ – замедление (ускорение) свободного выбега системы.

Для расчета ускорения свободного выбега за этот относительно короткий промежуток времени с высокой точностью должны быть известны величина скорости подъемной машины и длина временного промежутка. Вычисления параметров свободного выбега «вручную» по тахограмме скорости, записанной с большой дискретностью, приведут к значительным погрешностям. Использование же системы постоянного контроля параметров позволяет получить необходимые величины с достаточной точностью для применения формулы (4).

Для моделирования процесса предохранительного торможения необходимо также знать жесткость и вязкость грузовой и порожней ветви каната. Упругие и вязкие свойства подъемного каната определяются по данным измерений динамических характеристик движения подъемного сосуда в шахтном стволе, полученным при помощи специальной переносной аппаратуры во время наложения предохранительного тормоза (см. рис. 2). По результатам измерений найдем период колебаний T каждого из сосудов на канате и логарифмический декремент колебаний δ . Тогда, жесткость каната определяется как

$$c_y = \frac{EF}{L_{сmp} + x} = w^2 m_y, \quad (5)$$

где E – модуль упругости каната;

F – суммарная площадь поперечного сечения проволок каната;

$L_{сmp}$ – длина струны каната от барабана до копрового шкива;

x – положение подъемного сосуда в стволе;

w – частота свободных колебаний сосуда на канате.

Отсюда находим постоянное произведение EF , которое впоследствии будем использовать для расчета коэффициента жесткости каната грузовой ветви c_y при любом положении подъемного сосуда в стволе. Аналогичные рассуждения справедливы для каната порожней ветви.

Коэффициент диссипации вычисляется по известному коэффициенту жесткости каната

$$\mu_y = \frac{\delta \sqrt{c_y m_y}}{\pi}, \quad (6)$$

где δ – логарифмический декремент колебаний.

Модель подъемной установки, описываемая системой (2), позволяет с высокой точностью предсказать характер колебаний подъемных сосудов на канате при срабатывании предохранительного тормоза при задании достоверных исходных данных. Тормозная характеристика, скорость движения и положение подъемных сосудов определяются информацией, получаемой от системы постоянного контроля параметров. В рабочих режимах эксплуатации подъемной установки по данным системы контроля известны величины крутящего момента, линейного ускорения точки на ободе барабана и массы поднимаемого груза. Указанные характеристики используются для нахождения нагрузок в элементах подъемной установки во всех режимах работы и уточнения оценки остаточного ресурса ее элементов по известному спектру нагружений.

В третьей главе рассмотрена методика расчета напряжений в сечениях элементов подъемной установки на примере коренного вала, обечайки барабана подъемной машины и оценки их остаточного ресурса при известном спектре нагружений.

Оценка остаточного ресурса элемента подъемной машины выполняется по критерию усталостной прочности максимально нагруженного сечения. Максимально нагруженное сечение определяется с учетом статических и динамических нагрузок.

Коренной вал подъемной машины воспринимает нагрузки от веса элементов сборки коренной части подъемной машины, усилий со стороны подъемных канатов и привода подъемной машины. При оценке долговечности этого элемента учитываются как изгибающие напряжения, возникающие от собственного веса конструкции и натяжений ветвей каната, так и касательные напряжения, появляющиеся при передаче крутящего момента от подъемного двигателя. Эквивалентные напряжения определяются согласно четвертой теории прочности, по гипотезе энергии формоизменения.

Действующая методика оценки остаточного ресурса шахтной подъемной установки основывается на вычислении максимальной за подъемный цикл величины эквивалентных напряжений. Используя данные регистратора параметров, учетом изменения напряжений в течение всего цикла подъема.

Касательные напряжения в сечении x вала при подъеме груженого сосуда на величину h определяются функцией двух переменных:

$$\tau(x, h) = \frac{M(x, h)}{W_{\kappa}(x)},$$

где $W_{\kappa}(x)$ – момент сопротивления кручению.

Расчет изгибающих напряжений выполняется в два этапа, отдельно находятся изгибающие моменты от собственного веса конструкции и от натяжения ветвей подъемного каната. Для определения статических нагрузок, возникающих от собственного веса конструкции, составляется эквивалентная схема с указанием усилий от весовых нагрузок элементов сборки коренного

вала. Для вычисления динамических нагрузок от натяжения подъемных канатов составляется эквивалентная схема с указанием точек приложения усилия, которыми являются ступичные крепления барабанов на валу. Нагрузка в этих точках зависит от положения подъемного сосуда, поскольку усилие на барабане от натяжения каната смещается при навивке каната на барабан.

Напряжения изгиба также задаются функцией двух переменных:

$$\sigma_u(x, h) = \frac{M_u(x, h)}{W_u(x)},$$

где $W_u(x)$ – момент сопротивления вала изгибу.

Точка x , в которой достигается максимум функции $\sigma_u(x, h)$ эквивалентных напряжений при фиксированном положении подъемного сосуда h , соответствует наиболее нагруженному сечению. Расчет долговечности элемента подъемной установки выполняется по этому сечению.

Результирующие изгибающие моменты коренного вала определяются формулой

$$M_u(x, h) = \sqrt{(M_G(x) - M_R(x, h) \sin \alpha)^2 + (M_R(x, h) \cos \alpha)^2}, \quad (7)$$

где α – угол наклона струны каната к горизонту.

Нерегулярный характер нагружения учитывается по скорректированной линейной гипотезе суммирования усталостных напряжений. В качестве амплитуды напряжений выступает максимальное напряжение за один оборот вала. Работа подъемной установки осуществляется с разными величинами скорости и ускорения, массы поднимаемого груза, что приводит к различным нагрузкам в ее элементах. Для применения скорректированной гипотезы линейного суммирования в этих условиях целесообразно рассматривать один блок нагружения. Для удобства непрерывного расчета ресурса элементов подъемной установки в компьютерной системе постоянного контроля параметров каждую амплитуду напряжения будем учитывать отдельно, без объединения. Число зафиксированных системой амплитуд напряжения (оборотов вала) обозначим через r , значения амплитуд напряжения – $\sigma_1, \dots, \sigma_r$. Тогда ресурс элемента подъемной установки, выраженный в числе оборотов коренного вала, определяется формулой

$$N = \frac{a_p r \sigma_{-1D}^m N_0}{\sum_{i=1}^r \sigma_i^m}, \quad (8)$$

где a_p – скорректированное значение суммы относительных долговечностей, соответствующее предельному состоянию;

σ_{-1D}^m – предел выносливости конструкции элемента подъемной установки, учитывающий факторы концентрации напряжений, влияния абсолютных размеров, состояния поверхности и прочего;

N_0 – базовое число циклов кривой усталости;

m – показатель уравнения кривой усталости;

σ_i – амплитуды эквивалентных напряжений элемента подъемной установки за все время эксплуатации системы постоянного контроля.

Ресурс элемента в оборотах вала может быть переведен в приблизительное число полных подъемных циклов,

$$\lambda = \frac{a_p \sigma_{-1D}^m N_0 \lambda_\phi}{\sum_{i=1}^r \sigma_i^m}, \quad (9)$$

где λ_ϕ – фактически выполненное число подъемных циклов.

Корректированная сумма относительных долговечностей определяется выражением

$$a_p = \frac{1}{r} \sum_{i=1}^r \frac{\sigma_i}{\sigma_{\max}}.$$

В приведенных выражениях суммирование ведется по всем амплитудам напряжения σ_i , так как все амплитуды принимаются повреждающими вследствие неблагоприятной среды эксплуатации элементов подъемной установки, обусловленной коррозией.

При наложении предохранительного тормоза шахтная подъемная установка испытывает значительные нагрузки. После остановки подъемной машины сосуды совершают вертикальные колебания на упругом канате. Каждое колебание подъемного сосуда формирует динамические нагрузки в обечайке барабана, копровых шкивах и других элементах подъемной машины.

Наиболее важным элементом, который испытывает нагрузки от предохранительных торможений, является обечайка органа навивки подъемной машины. Основными напряжениями, определяющими ресурс обечайки барабана, являются напряжения сжатия барабана навивающимся подъемным канатом. Величина напряжений сжатия материала обечайки с учетом ее гибкости определяется формулой, известной из теории прочности. В случае многослойной навивки величина напряжений корректируется согласно методике, разработанной З.М. Федоровой.

При оценке ресурса обечайки барабана подъемной машины учитывается изменение величины напряжений сжатия при выполнении различных циклов подъема груза и динамические нагрузки в случае срабатывания предохранительного тормоза по корректированной линейной гипотезе суммирования усталостных нагружений. В качестве цикла нагружения принимается цикл подъема-спуска сосуда в рабочих режимах эксплуатации установки, при предохранительном торможении – период свободных колебаний сосуда на подъемном канате. Усилия в набегающей и сбегающей ветви каната при предохранительном торможении определяются выражениями:

$$F_{нв} = F_{ст.н}(h) + c_y \Delta y, \quad (10)$$

$$F_{св} = F_{ст.с}(h) + c_z \Delta z, \quad (11)$$

где $F_{ст.н}$, $F_{ст.с}$ – статические усилия в набегающей и сбегающей ветви каната соответственно;

c_y, c_z – жесткости канатов грузовой и порожней ветви;

$\Delta y, \Delta z$ – величина удлинения каната, равная амплитуде колебания сосудов на канате.

Величины Δy и Δz определяются путем математического моделирования процесса предохранительного торможения на основе характеристик подъемной установки, вычисленных по данным системы постоянного контроля параметров.

На основе изложенной методики определения ресурса элементов подъемной установки составлен алгоритм, по которому осуществляется расчет ресурса коренного вала и обечайки барабана подъемной машины. В качестве входных данных для алгоритма служит информация о параметрах работы подъемной установки, исходя из которой фиксируются начало подъемного цикла и совершение коренным валом очередного оборота. На каждый оборот вала определяется среднее значение момента, развиваемого электродвигателем, рассчитываются статические усилия и устанавливаются эквивалентные напряжения в опасном сечении вала, которые суммируются в соответствии с формулой (9). Напряжения сжатия в опасном сечении обечайки барабана определяются в начале подъемного цикла по известной массе поднимаемого груза. В случае срабатывания предохранительного тормоза выполняется расчет по математической модели (2) с известным набором параметров исходных данных, в результате которого находятся усилия в канатах по формулам (10)–(11) и напряжения в обечайке барабана. Прогнозируемые ресурс и остаточный ресурс элементов подъемной установки выводятся на экран по запросу пользователя системы постоянного контроля.

Дополнительная обработка информации с устройств постоянного контроля дает возможность в режиме реального времени определять эквивалентные напряжения элементов установки. При этом учитывается нерегулярность нагрузки элементов, связанная с изменением величины нагрузок как в течение одного цикла подъема, так и от цикла к циклу. Таким образом, при оценке остаточного ресурса элементов подъемной установки с использованием систем постоянного контроля принимается во внимание большинство процессов, происходящих при эксплуатации установки, что позволяет более точно прогнозировать ее ресурс, а значит, и повысить эффективность эксплуатации установки.

В четвертой главе осуществлен расчет остаточного ресурса действующей скиповой подъемной установки, для элементов которой выполнен расчет остаточного ресурса по различным методикам. Ресурс коренного вала определяется двумя способами: при постоянной нагрузке на вал согласно действующей методике и с учетом нерегулярного нагружения вала в течение цикла подъема. В первом случае исходные данные для расчета нагрузок взяты из проектной документации на установку, во втором – определены по данным системы постоянного контроля параметров. Приведено краткое техническое

описание системы постоянного контроля, на основе которой вычислены нагрузки.

На рис. 4 представлен график изменения величины эквивалентных напряжений в наиболее опасном сечении коренного вала при выполнении шахтной установкой цикла подъема груза. Величина эквивалентных напряжений в начале подъемного цикла может быть до двух раз больше, чем в конце цикла, что подтверждает нерегулярность нагрузки коренного вала в течение цикла.

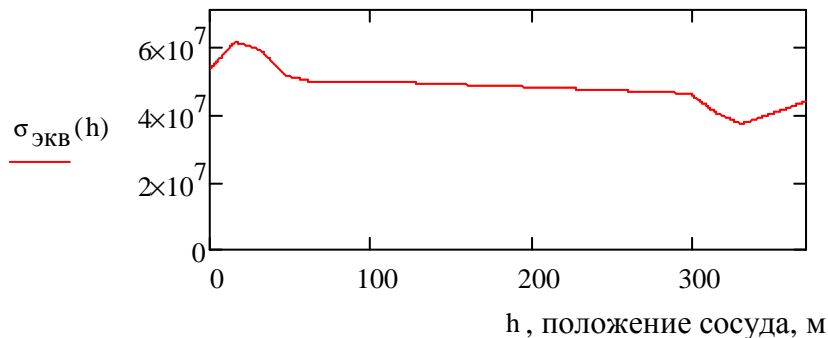


Рис. 4. Изменение величины эквивалентных напряжений в одном из сечений коренного вала в течение цикла подъема груза

При постоянной нагрузке на вал ресурс коренного вала подъемной машины оценен в 4,6 млн подъемов грузеного скипа. Ресурс коренного вала, вычисленный при условии его нерегулярного нагружения, составил 6,2 млн циклов, что оказалось больше прежней оценки на 35 %. Проведенные расчеты показывают, что учет нерегулярности нагружения вала в течение цикла подъема увеличивает прогнозируемый ресурс вала.

Остаточный ресурс обечайки органа навивки двухбарабанной шахтной подъемной машины также определен двумя способами: по максимальному расчетному напряжению сжатия без учета предохранительных торможений и предложенным методом с учетом влияния предохранительных торможений на долговечность обечайки. Расчет выполнен по наиболее нагруженному сечению обечайки барабана. Таким сечением для рассматриваемой подъемной машины является канавка обечайки, на которую навивается канат при максимальном ускорении машины в рабочем режиме эксплуатации установки.

Ресурс обечайки без учета срабатываний предохранительного тормоза оценен в 3,9 млн подъемных циклов. Ресурс обечайки, вычисленный с учетом предохранительных торможений, составил 2,9 млн циклов, что оказалось меньше на 34 % оценки ресурса, полученной по максимальному расчетному напряжению сжатия. Таким образом, установлено, что динамические процессы при предохранительных торможениях оказывают существенное влияние на долговечность элементов подъемной установки и учет этих процессов при оценке остаточного ресурса обязателен.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основные результаты диссертационной работы заключаются в следующем:

1. Разработаны методы непрерывного расчета динамических характеристик по основным параметрам работы шахтной подъемной установки, регистрируемым системой постоянного контроля: крутящего момента, развиваемого подъемным двигателем, величины тормозного усилия, характера колебаний подъемных сосудов при срабатывании предохранительного тормоза.
2. Разработаны методы определения кинематических характеристик подъемной установки по данным системы постоянного контроля параметров: статического усилия на ободе барабана, массы поднимаемого груза, приведенной массы подъемной установки.
3. Разработана методика установления фактических напряжений, испытываемых коренным валом и обечайкой барабана подъемной машины.
4. Составлены алгоритмы расчета характеристик элементов подъемной установки и компьютерные программы на языке Genesis32 VBA, позволяющие отслеживать их изменение с течением времени при интеграции с системой постоянного контроля параметров.
5. Уточнена методика оценки остаточного ресурса подъемной установки, которая учитывает фактические нагрузки в ее элементах.
6. Предложен способ учета реальных динамических процессов, происходящих при предохранительном торможении подъемной установки.
7. Составлен алгоритм, выполняющий расчет остаточного ресурса подъемной установки по наиболее важным ее элементам – коренному валу и обечайке барабана подъемной машины.
8. Реализация метода непрерывной оценки остаточного ресурса элементов шахтной подъемной установки осуществлена программным обеспечением, совмещенным с системами постоянного контроля параметров скиповых подъемных установок рудников ОАО «Сильвинит» (акт от 18.03.2011).

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах

Статьи, опубликованные в ведущих рецензируемых журналах, входящих в перечень ВАК:

1. Стрелков М.А., Кузнецов В.С. Применение регистраторов параметров для оценки остаточного ресурса шахтных подъемных установок // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал).

Отдельный выпуск №16: Горная механика и транспорт. – М.: Горная книга, 2009. – С. 332-338.

2. Стрелков М.А. Оценка состояния шахтных подъемных установок по данным системы постоянного контроля параметров // Горное оборудование и электромеханика. – 2011. – №2. – С. 34-38.
3. Стрелков М.А. Метод определения основных характеристик шахтных подъемных установок в режиме реального времени // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – М.: Горная книга, 2011. – №4. – С. 314-318.

Статьи, опубликованные в других изданиях:

4. Стрелков М.А., Трифанов Г.Д. Оценка динамических напряжений шахтной подъемной установки по данным компьютерного мониторинга // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. трудов VI Международ. науч.-техн. конф. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2008. – С. 246-251.
5. Повышение безопасности эксплуатации шахтных подъемных установок в современных условиях / Г.Д. Трифанов, А.А. Князев, М.Г. Трифанов, М.А. Стрелков // Горная техника. – СПб.: Славутич, 2008. – С. 168-172.
6. Стрелков М.А. Применение информации регистраторов параметров для оценки остаточного ресурса шахтных подъемных установок // Проблема рационального природопользования: матер. Международ. науч.-техн. конф. – Пермь: Изд-во Перм. гос. техн. ун-та, 2008. – С. 376-381.
7. Стрелков М.А., Кузнецов В.С. Оценка остаточного ресурса шахтной подъемной установки с учетом информации регистратора параметров // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. трудов VII Междунар. науч.-техн. конф. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2009. – С. 108-112.
8. Стрелков М.А. Определение характеристик шахтных подъемных установок по данным регистратора параметров // Научные исследования и инновации: научный журнал. – Пермь: Изд-во Перм. гос. техн. ун-та, 2010. – Т. 4, №1. – С. 100-104.

Подписано в печать 19.04.2011.
Формат 60 x 90 / 16. Усл. печ. л. 1,0.
Тираж 100 экз. Заказ 54/2011.

Издательство Пермского государственного технического университета.
Адрес: 614990, г. Пермь, Комсомольский пр. 29, к. 113.