

Учредитель издательство "НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ"

Главный редактор
КАНТОВИЧ Л.И.

Зам. гл. редактора
ЛАГУНОВА Ю.А.

Редакционный совет:
КОЗОВОЙ Г.И.
(председатель)
АНТОНОВ Б.И.
ГАЛКИН В.А.
КОЗЯРУК А.Е.
КОСАРЕВ Н.П.
МЕРЗЛЯКОВ В.Г.
НЕСТЕРОВ В.И.
ЧЕРВЯКОВ С.А.

Редакционная коллегия:

АНДРЕЕВА Л.И.
ГАЛКИН В.И.
ГЛЕБОВ А.В.
ЕГОРОВ А.Н.
ЕДЫГЕНОВ Е.К.
ЖАБИН А.Б.
ЗЫРЯНОВ И.В.
ИВАНОВ С.Л.
КАРТАВЫЙ Н.Г.
КРАСНИКОВ Ю.Д.
КУЛАГИН В.П.
МАХОВИКОВ Б.С.
МИКИТЧЕНКО А.Я.
МЫШЛЯЕВ Б.К.
ПЕВЗНЕР Л.Д.
ПЛЮТОВ Ю.А.
ПОДЭРНИ Р.Ю.
САВЧЕНКО А.Я.
САМОЛАЗОВ А.В.
СЕМЕНОВ В.В.
СТАДНИК Н.И.
СТРАБЫКИН Н.Н.
ХАЗАНОВИЧ Г.Ш.
ХОРЕШОК А.А.
ЮНГМЕЙСТЕР Д.А.

Редакция:
ДАНИЛИНА И.С.
КАРТАВАЯ Н.В.

Телефоны редакции:
(495) 269-53-97, 269-55-10
Факс (495) 269-55-10

E-mail: gma@novtex.ru
<http://novtex.ru/gormash>

СОДЕРЖАНИЕ

НЕДЕЛЯ ГОРНЯКА-2008

Ананьев П.П., Потапов Д.С. Оптимизация процесса автоматического контроля влажности рудных потоков на основе СВЧ-методов	2
Нестеровский А.В., Каширских В.Г. Оперативный контроль состояния асинхронных электродвигателей горных машин	4
Тугуз Ш.М., Плащанский Л.А., Беляк В.Л. О рациональном уровне номинального напряжения электродвигателей высокоэнерговооруженных очистных комплексов.	6
Горбатов П.А., Воробьев Е.А., Лысенко Н.М. Установление нагрузок и относительного момента трения в виброзащитном устройстве зубчато-пружинного типа для приводов выемочных машин	8
Горбатов П.А., Воробьев Е.А., Лысенко Н.М. Установление относительного демпфирования в виброзащитных устройствах с трением рессорного типа.	11
Разгильдеев Г.И., Друй В.М. О состоянии средств взрывозащиты рудничного взрывозащищенного электрооборудования	13
Разгильдеев Г.И., Шевченко А.А. Электромагнитные поля в забоях угольных шахт	14
Талтыкин В.С., Островский М.С. Геометрическая модель стального круглопрядного каната	17
Викторов С.Д., Закалинский В.М. Многошпиндельные станки для бурения взрывных параллельно-сближенных скважин	20

НАДЕЖНОСТЬ. ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Махно Д.Е., Шадрин А.И., Авдеев А.Н. Проблемы эксплуатации механического оборудования в регионах холодного климата.	23
Махно Д.Е., Авдеев А.Н., Болотнев А.Ю. Проблема хладостойкости конструкций при эксплуатации карьерных экскаваторов в регионах холодного климата	25
Леоненко А.С., Прокопьев А.Ю., Берзиньш Я.Я. Основные пути повышения управляемости малых и средних шахтных подъемных установок.	29
Журавлев Д.В. Совершенствование металлоконструкций буровых установок.	32

НАУЧНЫЕ И КОНСТРУКТОРСКИЕ РАЗРАБОТКИ

Картавый А.Н. Механизм возбуждения колебаний и затраты мощности дебалансными вибровозбудителями	34
Глебов А.В., Кармаев Г.Д. Уровень потребительских качеств и конкурентоспособность эксплуатируемой геотехники (на примере дробильно-сортировочной установки).	40

ГОРНОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

Матренин М.В. Ижорские экскаваторы: ближайшее будущее.	46
---	----

ГОРНЫЙ ТРАНСПОРТ

Тарасов П.И., Журавлёв А.Г., Исаков М.В. Выбор параметров аккумулятора для комбинированной энергосиловой установки карьерного автосамосвала.	49
---	----

ИНФОРМАЦИЯ

"Уралмаш" жив!	55
---------------------------------	----

Журнал включен в Перечень ведущих рецензируемых научных журналов и изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени доктора и кандидата наук.

Оптимизация процесса автоматического контроля влажности рудных потоков на основе СВЧ-методов

Приведена схема СВЧ-влажмера для контроля влажности железорудного концентрата, основанного на принципе измерения диэлектрической и магнитной проницаемости, изложены результаты его полупромышленных испытаний в сравнении с измерением влажности по ГОСТ 12764.

Обеспечение оперативного контроля влажности железорудного концентрата является существенным фактором при поддержании устойчивого процесса производства окатышей. В зимний период времени массовая доля влаги концентрата не должна превышать 3,0 %, в летний период – 8,5 %. Точное и оперативное определение влажности концентрата в потоке позволит при производстве окатышей улучшить управляемость процессами дозирования бентонита и известняка, а также осуществить расход энергоносителей при сушке и обжиге в области рациональных режимов.

Основная задача влагометрии заключается в определении количества (массы) влаги в заданной массе измеряемого вещества, т.е. в определении величины влажности материала

$$W = \frac{m_b}{m_b + m_c} = \frac{m_b}{m_0}, \quad (1)$$

где m_b – масса воды; m_c – масса сухого вещества; m_0 – масса измеряемого вещества.

Наиболее известными методами определения влажности твердых сыпучих веществ являются: метод сушки, кондуктометрический метод, метод определения диэлектрических потерь, диэлькометрический метод и др.

Наибольшее практическое применение нашел диэлькометрический метод, в основе которого лежит измерение величины диэлектрической проницаемости ϵ путем контроля изменения емкости датчика, заполненного веществом [2].

СВЧ-влажмеры уже нашли применение при измерении влажности различных сыпучих материалов, а также при оперативном послойном определении влажности почв [2].

На начальном этапе разработки опытного макета СВЧ-влажмера для оперативного контроля потока концентрата, поступающего на фабрику окомкования, была создана лабораторная установка для измерения диэлектрической ϵ и магнитной μ проницаемостей в диапазоне:

$$1 < \epsilon < 30 \text{ и } 1 < \mu < 10. \quad (2)$$

Ранее было принято считать, что диэлектрическая проницаемость ϵ влажных веществ не может быть более 15 при влажности $W = 10$ %. Однако оказалось, что диэлектрическая проницаемость ϵ железорудных концентратов при влажности, равной 10...12 %, достигает значений и более 20. Это обусловлено тем, что ϵ магнетита, входящего в состав концентрата, имеет высокое значение (60...70), что соизмеримо с ϵ воды, составляющей 80 единиц.

В процессе создания СВЧ-влажмеров для контроля влажности концентрата возникает необходимость решения задач одновременного измерения диэлектрической ϵ и магнитной μ проницаемостей, что позволит исключить влияние содержания магнетита по результатам определения влажности.

В состав разработанной автоматизированной установки входят: ЭВМ, измеритель комплексных коэффициентов передачи радиосигнала частот 100 кГц и 164 МГц, излучающая антенна для подачи сигнала на проходящий по конвейеру материал, принимающая антенна для улавливания прошедшего через материал сигнала.



Рис. 1. Структурная схема автоматизированной установки контроля влажности:

1, 4 – подключение излучающей и принимающей антенн; 2, 3 – подключение индуктивной петли; T – подключение температурного датчика

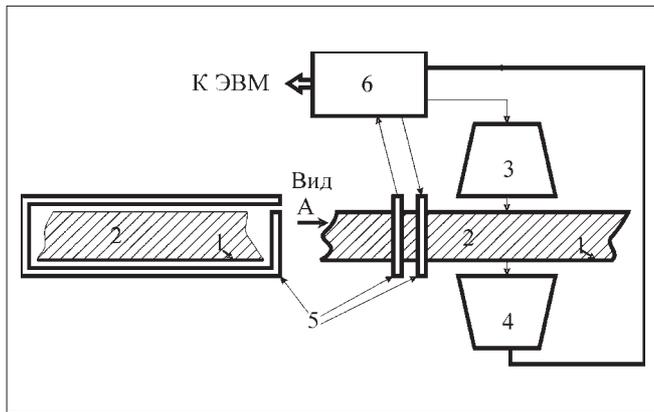


Рис. 2. Схема размещения автоматизированной установки на дозаторе концентрата технологической линии

На рис. 1 приведена структурная схема автоматизированной установки. Работа установки основана на измерениях коэффициента передачи на частотах 164 МГц и 100 кГц; селективном преобразовании измеренных значений и дальнейшем дискретном преобразовании этих результатов в целях цифровой обработки и индикации измеряемых величин [3].

Измерение комплексного коэффициента передачи K_n проводится с помощью управляющего напряжения, формируемого измерительным блоком. По результатам измерения K_n на частоте 100 кГц определяется значение реальной составляющей магнитной проницаемости μ_1 в материале пробы, а по результатам измерения K_n на частоте 164 МГц – фаза K_n сигнала и вычисляется постоянная распространения радиосигнала в материале пробы d по формуле

$$d = \sqrt{\mu_1 \varepsilon_1}, \quad (3)$$

где ε_1 – реальная составляющая диэлектрической проницаемости пробы материала.

На рис. 2 изображена принципиальная схема подключения автоматизированной установки определения влажности в магнетитовом концентрате, состоящая из излучающей 3 и принимающей 4 антенн, между которыми расположен слой концентрата 2 норми-

Результаты полупромышленных испытаний по СВЧ-влажномеру

Показатель	Влажность, %		
	по ГОСТ 12764	по влагомеру	абсолютная погрешность
min	9,60	9,52	-0,27
max	10,27	10,37	0,42
Среднее	9,94	10,06	0,11
Среднеквадратическое отклонение	0,121	0,116	0,120

руемой толщины на конвейерной ленте 1. Вокруг слоя концентрата и конвейерной ленты установлены индуктивные петли (рамки) 5 для определения содержания магнетита в слое концентрата. Излучающая 3 и принимающая 4 антенны, индуктивные петли 5 функционально связаны с измерительным блоком 6, который соединен с ЭВМ.

При проведении полупромышленных испытаний автоматизированная установка была размещена на дозаторе концентрата технологической линии фабрики окомкования.

Данные по определению влажности СВЧ-влажномером сравнивались с показаниями влажности концентрата, определенными по ГОСТ 12764.

Результаты полупромышленных испытаний приведены в таблице и на рис. 3.

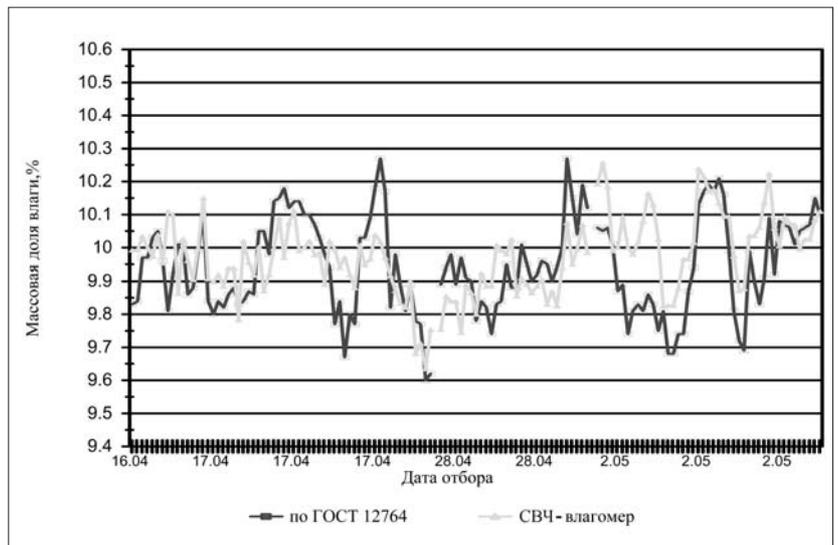


Рис. 3. Сравнительные результаты показаний СВЧ-влажномера и измерений влажности по ГОСТ 12764 в период полупромышленных испытаний

Согласно техническим требованиям, установленным для контроля влажности железорудного концентрата, абсолютная погрешность измерения влажности не должна превышать $\pm 0,3\%$, что соответствует ошибке 3% при среднем значении влажности 10%.

Анализ результатов полупромышленных испытаний показал, что суммарная относительная погрешность определения величины автоматизированной установки не превышает $\pm 2\%$.

Список литературы

- Кричевский Е.С. Теория и практика экспрессного контроля влажности твердых и жидких материалов. М.: Энергия, 1980. С. 239.
- Загоскин В.В., Шостак А.С., Лукьянов С.П. Влияние профилейных распределений диэлектрических характеристик почво-грунтов и тонких слоев сред на коэффициент отражения при зондировании плоскими горизонтально-поляризованными волнами в СВЧ-диапазоне // Радиотехника. 1999. № 8.
- Пат. № 2265207. Способ измерения влажности потоков дисперсных слабопроводящих материалов и устройство для его реализации // Оpubл. 27.11.2005. Бюл. № 33.

Оперативный контроль состояния асинхронных электродвигателей горных машин

Рассмотрены методы определения параметров и переменных состояния асинхронного электродвигателя в процессе его работы с применением аппарата искусственных нейронных сетей и поисковых методов оценивания.

Асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором (АД), являющиеся основой приводов большинства горных машин, работают в тяжелых условиях со случайным резкопеременным характером нагружения, стопорениями рабочего органа и частыми пусками, в том числе и под нагрузкой. Они играют особую роль в работе электропривода и формировании режимов нагружения активных элементов горных машин и определяют во многом их надежность и эффективность.

Возможности нерегулируемого асинхронного электропривода при постоянном росте энерговооруженности горных машин в настоящее время практически уже исчерпаны, и замена его современным частотно-регулируемым электроприводом позволит при соответствующем управлении не только повысить эксплуатационную надежность АД и всей горной машины в целом, но и оптимизировать технологический процесс и успешно решать вопросы ресурсо- и энергосбережения.

Для решения этих задач необходимо иметь оперативную информацию об электромагнитных параметрах и переменных величинах АД, характеризующих его состояние в процессе работы. Эта информация в производственных условиях не может быть получена путем непосредственного измерения параметров и переменных величин, поэтому здесь целесообразно использовать динамическую идентификацию АД, заключающуюся в определении в реальном времени, в процессе рабочего функционирования горной машины, текущих значений электромагнитных параметров и переменных величин электродвигателя, совокупность которых характеризует его состояние. Основой динамической идентификации при этом является компьютерная обработка информации, содержащейся в напряжениях и токах электродвигателя на основе математической модели электродвигателя и математических методов идентификации.

Одной из наиболее важных переменных величин, которые характеризуют состояние АД в процессе его работы, является потокосцепление статора. При известном потокосцеплении и токе статора возможен расчет электромагнитного момента АД, а также если

известны индуктивности обмоток статора и ротора, то и значений тока и потокосцепления ротора.

Наиболее распространенным способом расчета потокосцепления статора является численное решение в процессе работы АД следующего дифференциального уравнения:

$$\frac{d\Psi_1(t)}{dt} + \omega_c \Psi_1(t) = U_1(t) - R_1 I_1(t), \quad (1)$$

где Ψ_1 , U_1 , I_1 — векторы потокосцепления, напряжения и тока статора; R_1 — сопротивление статора; ω_c — постоянная величина, вводимая для исключения нарастающей ошибки интегрирования, связанной с неизбежным наличием в измеряемых величинах постоянных составляющих [1].

Метод удобен тем, что требует измерения только токов и напряжений статора и знания активного сопротивления статора. Активное сопротивление статора может определяться прямым либо косвенным образом [2].

Для уменьшения погрешности вычисления потокосцепления, неизбежно возникающей при использовании данного выражения, нами была успешно применена искусственная нейронная сеть (ИНС). В результате работы ИНС проводилось уточнение рассчитанного потокосцепления статора на основе информации о токе статора. Обучающая выборка для ИНС была подготовлена путем моделирования динамических процессов в АД. При обучении рассчитанные согласно модели АД значения потокосцепления статора предъявлялись ИНС в качестве истинных.

Были проведены как практическая проверка предложенного метода, так и проверка его на математической модели АД. Результаты показали, что применение ИНС позволяет уменьшить среднюю погрешность расчета потокосцепления в 2–2,5 раза (рис. 1).

Определение других параметров и переменных состояния АД проводилось на основе поисковых методов оценивания [3], поскольку АД является нелинейным объектом, и целевая функция в этом случае может иметь несколько локальных экстремумов.

При таком подходе применяется следующий принцип: используется модель объекта, настраиваемая на минимум рассогласования (невязки) выходных сигналов модели и объекта, возбуждаемых одним и тем же входным сигналом. В процессе поиска используется многомерный перебор в пространстве

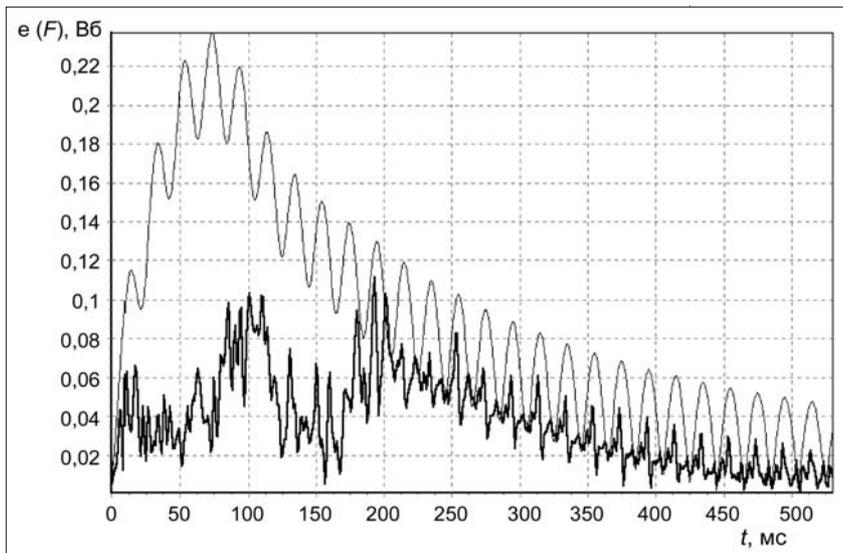


Рис. 1. Сравнение погрешностей вычисления Ψ_1 для модели двигателя 4AM80A4CY1: — — погрешность ИНС; — — погрешность при расчете по (1)

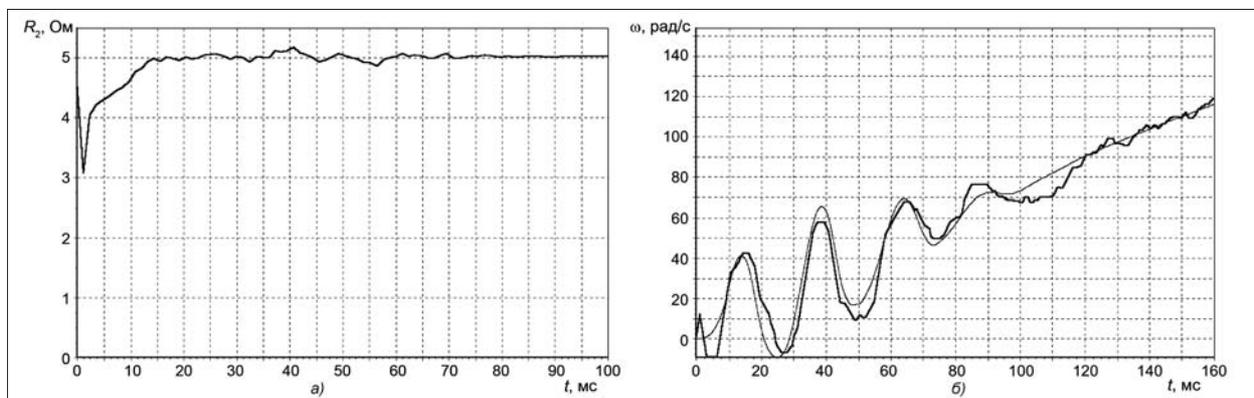


Рис. 2. Оцененное значение активного сопротивления ротора R_2 (а) и сравнение оцененной и измеренной частоты вращения ротора ω (б)

варьируемых параметров в целях локализации минимума, а затем метод покоординатного спуска для уточнения найденного экстремума.

Поисковый алгоритм содержит модель оцениваемого процесса и модель цепи измерения, которые косвенно охвачены многомерной обратной связью по вектору рассогласования через блок оптимизации. Блок оптимизации решает задачу минимизации критерия невязки, представляющего собой некоторую положительную функцию рассогласования между смоделированными значениями и рассчитанными из измеренных токов и напряжений.

Наличие в структуре обратной связи не означает, что этот контур замкнут постоянно и осуществляет коррекцию оцененного состояния объекта на каждом шаге. Напротив, вычисление критерия проводится в течение некоторого конечного интервала времени — окна, размер которого определяется динамикой объекта, а также имеющимися в системе шумами.

Часть результатов процедуры идентификации с использованием данных, полученных эксперимен-

тально при пуске двигателя 4AM80A4CY1, представлена на рис. 2. Здесь показана только начальная часть переходного процесса при оценивании частоты вращения ротора. Измеренная частота вращения ротора показана тонкой линией.

Серия экспериментов показала, что в начальные 10...15 мс переходного процесса оценки активного сопротивления ротора имеют большое отклонение от установившегося значения. Это может быть объяснено тем, что в самом начале пуска принятая математическая модель электродвигателя в меньшей степени отражает реально происходящие в нем процессы. Средняя погрешность оценивания частоты вращения ротора при этом составила 3...4 %, а максимальная — 8...12 %, что является неплохим результатом для динамического режима работы АД.

Результаты испытаний показали, что поисковые методы оценивания и математический аппарат ИНС могут служить основой компьютерных систем для определения в реальном времени текущих значений параметров и переменных состояния асинхронных электродвигателей. Эта информация может быть использована в асинхронных электроприводах горных машин для решения задач управления, функциональной диагностики и защиты от недопустимых режимов.

Список литературы

1. Joachim Holtz. Drift and Parameter Compensated Flux Estimator for Persistent Zero State Stator Frequency Operation of Sensorless Controlled Induction Motors / IEEE Transactions on Industry Applications, 2003.
2. Bimal K. Bose. Quasi-Fuzzy Estimation of Stator Resistance of Induction Motor / IEEE Transactions on Power Electronics. Vol. 13. No. 3, May 1998.
3. Справочник по теории автоматического управления / под ред. А.А. Красовского. М.: Наука, 1987. 712 с.

Ш.М. Тугуз, нач. Управления государственного горного и металлургического надзора Ростехнадзора, **Л.А. Плацанский**, проф., МГГУ, **В.Л. Беляк**, асп., нач. отдела Управления государственного горного и металлургического надзора Ростехнадзора

О рациональном уровне номинального напряжения электродвигателей высокоэнерговооруженных очистных комплексов

Приведены статистические данные о распределении действующих в РФ очистных забоях по горно-техническим параметрам, мощности приводов используемых в забоях комбайнов и длине питающего кабеля. Сделан вывод об экономической целесообразности использования для питания электродвигателей комбайнов напряжения в диапазоне от 2,6 до 3,2 кВ.

Основным объектом технического перевооружения угольных шахт являются очистные работы, трудоемкость которых составляет более 30 % общей трудоемкости добычи угля подземным способом. Нагрузка и число очистных забоев определяют производственные возможности угольного предприятия по горным факторам, содействуют концентрации горных работ и снижению трудоемкости в последующих звеньях производственного процесса.

Комплексная механизация и автоматизация горных работ способствуют повышению степени извлечения полезного ископаемого и снижению потерь угля при подземном способе добычи, в первую очередь благодаря ликвидации целиков и ниш, проведению выработок в присечку к выработанному пространству, переходу на оптимальные длины забоев, повышению длины выемочных полей.

Совершенствование выемочного оборудования, осуществляемое в направлении повышения его энерговооруженности, позволяет решить проблему использования очистных машин для выемки более крепких углей и, как следствие, увеличить скорость подачи комбайна.

Создание новых горных машин со значительно увеличенной мощностью электропривода диктуется необходимостью:

- дальнейшей концентрации горных работ и, следовательно, резкого увеличения нагрузки на забой;
- осуществления механизированной и автоматизированной проходки выработок и выемки пластов угля различной крепости, с прослойками породы и твердыми включениями;
- уменьшения пылеобразования при работе комбайна и повышения сортности добываемого угля за счет снижения выхода угля мелких классов;

- значительного повышения надежности путем упрочнения конструкции горной машины.

Во многих зарубежных угледобывающих странах при увеличении единичной и суммарной мощностей электродвигателей очистных комбайнов и забойных конвейеров и необходимости обеспечения их паспортной производительности осуществлен перевод на повышенный уровень номинального напряжения участковых электрических сетей с 0,95...1,1 до 3,3 кВ; 5 и 6 кВ (при частоте 50 Гц) и 2,3 и 4,16 кВ (при частоте 60 Гц).

Так, на угольных шахтах США электроснабжение более 85 % комплексно-механизированных очистных забоев осуществляется при напряжении свыше 1 кВ и энерговооруженности работающих в них очистных комбайнов порядка 1200 кВт, забойных конвейеров – 1800 кВт.

Постановка задачи повышения номинального напряжения, как одного из основных направлений улучшения показателей качества электроэнергии в подземной сети и повышения эффективности электропотребления на шахте, обусловлена невозможностью или значительными техническими трудностями и ограничениями:

- передачи необходимой мощности по гибким кабельным линиям ограниченного сечения основных жил;
- обеспечения необходимых моментных характеристик электродвигателей в режимах перегрузки и пуска, определяющих их устойчивую мощность и нормальные пусковые условия, которые в "мягкой" шахтной сети сопровождаются большими потерями напряжения;
- конструирования высоконадежных взрывозащищенных аппаратов, коммутирующих номинальные токи более 320...400 А, а пусковые токи – более 1200...1500 А.

Улучшение механических характеристик у вновь разрабатываемых комбайновых электродвигателей позволило значительно повысить их реальные моменты. Однако возможности этого направления не беспредельны при существующих напряжениях и не всегда экономически оправданны.

Определение оптимального напряжения шахтных участковых сетей, питающих мощные забойные машины, проводится путем технико-экономического сравнения вариантов сети при номинальных напряжениях 1,14; 2; 3 и 6 кВ.

Распределение действующих забоев по мощности пласта, сопротивляемости угля резанию и требуемые мощности приводов выемочных комбайнов

Диапазон мощности пласта, м	Всего забоев, пригодных для комбайновой выемки	Сопротивляемость угля резанию A , кН/см								
		до 120			120...240			свыше 240		
		% забоев	Количество забоев	Мощность привода комбайна, кВт	% забоев	Количество забоев	Мощность привода комбайна, кВт	% забоев	Количество забоев	Мощность привода комбайна, кВт
0,71...1,20	14	34,0	5	120	50,6	7	150	15,4	2	200
1,21...2,00	27	35,8	9	200	52,5	14	250	11,7	4	300
2,01...3,50	99	32,1	31	250	60,5	60	300	7,4	8	400
Более 3,50	24	32,1	7	300	60,5	14	400	7,4	3	400
Всего	164									

Сравнительная технико-экономическая оценка вариантов электроснабжения при разных напряжениях проводится путем сопоставления как экономических (стоимостных) параметров, так и технических (качественных) показателей, не имеющих стоимостного выражения.

Качественные показатели варианта являются лучшими, если:

- при работе в электросети возникают меньшие колебания напряжения;
- уменьшаются потери мощности и энергии;
- создаются более благоприятные условия для монтажа и эксплуатации сетей и оборудования;
- сокращается расход цветных металлов;
- имеется возможность без значительных затрат осуществить реконструкцию сети (увеличить передаваемую мощность, длину кабелей и т.п.).

Хорошее качество электроэнергии определяется стабильностью частоты и напряжения на зажимах потребителей. Если стабильность частоты должна обеспечиваться энергосистемой, то стабильность напряжения на зажимах потребителей в значительной степени зависит от правильного проектирования и эксплуатации электроустановок. Основой правильного решения вопросов электроснабжения, включая расчет сетей горного предприятия, должно быть обеспечение электроприемников напряжением необходимого качества во всех режимах работы двигателей.

В качестве экономического критерия при сравнении вариантов принимаются расчетные (приведенные) затраты. При числе сравниваемых вариантов более двух определение годовых расчетных затрат для каждого варианта проводится по выражению:

$$Z_n = C_n + EK_n,$$

где C_n , K_n – соответственно годовые эксплуатационные расходы (издержки производства) и капитальные вложения для варианта n ; E – нормативный коэффициент эффективности капиталовложений, являющийся обратной величиной срока окупаемости.

Экономически целесообразный уровень напряжения для заданных вариантов передаваемой мощности и длины сети определяется минимальной величиной приведенных затрат:

$$Z = C + EK = \min.$$

При сопоставлении данных исследований ИГД им. А.А. Скочинского и статистических данных по уголь-

ной промышленности Российской Федерации получена таблица с данными о распределении действующих забоев по горно-техническим параметрам и требуемых мощностей приводов выемочных комбайнов.

В соответствии с данными из 164 очистных забоев, пригодных для комбайновой выемки, 99 забоев, т.е. 60 %, разрабатывают пласты мощностью от 2,01 до 3,50 м. Из них 60 забоев, т.е. 36,5 % от всех комбайновых забоев, добывают угли с сопротивляемостью резанию от 120 до 240 кН/м.

Ниже приведено процентное соотношение действующих очистных забоев в зависимости от длины комбайнового кабеля.

Общая длина кабеля, питающего комбайн, м	Количество очистных забоев, имеющих указанную длину кабеля, в % к общему числу забоев
250	5
350	20
500	30
700	35
100	10

Учитывая, что наиболее распространенными очистными забоями являются забой с длинами комбайнового кабеля 500 и 700 м (30 и 35 % соответственно от всего количества забоев), получаем, что для 36 % действующих очистных механизированных забоев, использующих комбайновую выемку, экономически целесообразным является уровень напряжения электродвигателей комбайнов в диапазоне от 2,6 до 3,2 кВ.

Причем речь в данном случае идет только о разрушении угольного массива с определенной сопротивляемостью резанию без учета породных прослоек (включений) и необходимости в целях уменьшения потерь угля выполнения присечки вмещающих пород. Учитывая изложенное выше и реальные тенденции развития угольной промышленности, возможно предположить острую необходимость разработки и выпуска отечественной горной техники на напряжение питания 3,3 кВ (электродвигатели для комбайнов и лавных конвейеров, трансформаторные подстанции, пусковая и распределительная аппаратура).

Переход на повышение напряжения и разработка электроприводов с высокой удельной мощностью обеспечат создание отечественных добычных машин с энерговооруженностью на уровне лучших зарубежных образцов.

П.А. Горбатов, д-р техн. наук, проф., Е.А. Воробьев, инж., Н.М. Лысенко, канд. техн. наук, доц., ДонНТУ, г. Донецк, Украина

Установка нагрузок и относительного момента трения в виброзащитном устройстве зубчато-пружинного типа для приводов выемочных машин

Представлена конструктивная схема виброзащитного устройства зубчато-пружинного типа, установлены внутренние усилия, действующие на его элементы, и выведены зависимости для оценки относительного момента трения в данном устройстве.

На рис. 1 представлена предлагаемая конструктивная схема виброзащитного устройства (ВЗУ) зубчато-пружинного типа с рессорным трением, предназначенного для снижения динамических нагрузок в редукторах тяжело нагруженных силовых подсистем выемочных машин, а также обеспечивающего (при необходимости) рассоединение кинематической цепи между приводным двигателем и исполнительным органом.

В состав ВЗУ входит ось 5, на которой размещена шестерня 2, связанная винтовыми геликоидальными зубьями с втулкой 3. Последняя с помощью эвольвентного шлицевого соединения расположена в зубчатом колесе 1 и может перемещаться относительно этого колеса в осевом направлении. При этом втулка 3 размещена на оси 5 с гарантированным радиальным зазором. На цилиндрическом конце шестерни 2 с помощью штифта (условно не показан) закреплен стакан 6. Между деталями 6 и 3 помещена цилиндрическая пружина 7 и упорный шариковый подшипник 8. Соединение или рассоединение кинематической цепи осуществляется механизмом переключения 9 (на рис. 1 показан фрагмент этого механизма) путем перемещения жестко соединенных деталей 6 и 2 соответственно влево или вправо.

При соединенной кинематической цепи вращающий момент M от колеса 1 передается шлицевой втулке 3 и далее с помощью винтовых зубьев шестерни 2. При соответствующем направлении вращения колеса 1 втулка 3 при увеличении момента M под воздействием усилий, возникающих в винтовом сопряжении, будет перемещаться

по направлению к шестерне 2, сжимая пружину 7, а при снижении момента M – в противоположном направлении.

При перемещении втулки 3 формируется демпфирующий момент за счет сил трения в имеющихся парах трения, что обеспечивает снижение динамических нагрузок.

Между свободной наружной цилиндрической поверхностью детали 6 и стенкой корпуса редуктора в зоне этой поверхности предусмотрено уплотнение для обеспечения разделения ванн смазки быстроходных и более тихоходных зубчатых передач редуктора.

Предлагаемое техническое решение ВЗУ существенно отличается от первых проработок [1–3] минимизацией числа пар трения, максимально допустимым увеличением среднего радиуса эвольвентного шлицевого соединения и уменьшением среднего радиуса винтовых зубьев, что обуславливает реализацию требуемого с позиции диссипативных свойств рационального значения относительного момента трения в устройстве.

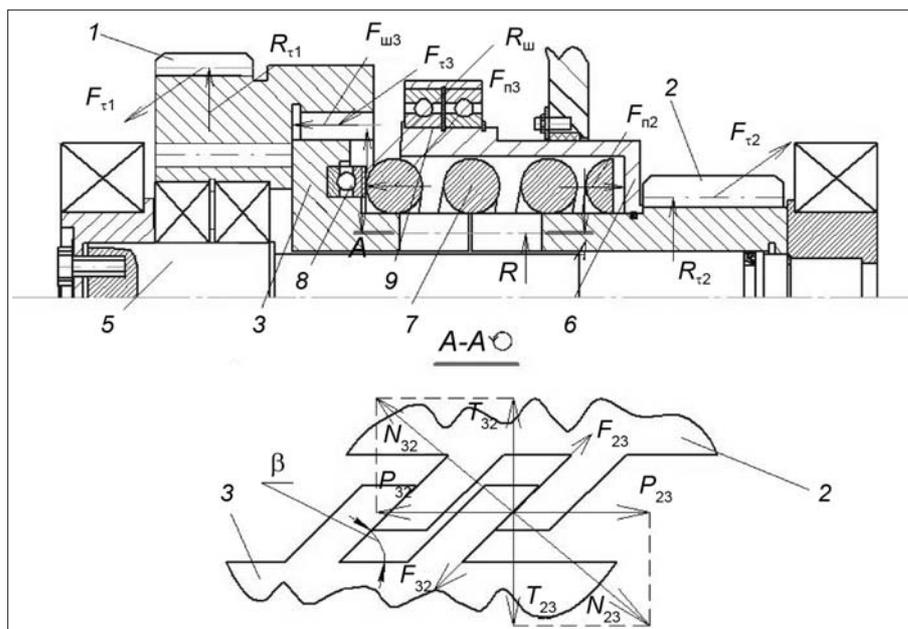


Рис. 1. Конструктивная и расчетная схемы ВЗУ

Для нахождения важнейшего параметра – относительного момента трения k в виброзащитном устройстве, характеризующего соотношение между работой сил трения, формирующихся в имеющихся парах трения, и работой, совершаемой передаваемым ВЗУ крутящим моментом, – воспользуемся энергетическим методом.

Зададимся элементарным относительным смещением шестерни 2 и втулки 3 $\Delta\varphi$, рад, и найдем силы трения, действующие на данные детали ВЗУ. При этом потерями на трение в подшипниках качения и инерционными свойствами колеблющихся в осевом направлении элементов ВЗУ в первом приближении пренебрегаем.

При наличии на шестерне 2 момента сопротивления $M_2 = F_{\tau 2} R_{\tau 2}$ на колесе 1 формируется противоположно направленный вращающий момент $M_1 = F_{\tau 1} R_{\tau 1} = F_{\tau 3} R_{\tau 3}$, где $F_{\tau i}$ и $R_{\tau i}$ – соответственно окружное усилие в зацеплении и радиус его приложения. Кроме указанных усилий на расчетной схеме (см. рис. 1) также обозначены:

$F_{\text{ш}3}$ – сила трения в шлицевом соединении, действующая на деталь 3; R – средний радиус винтовых зубьев; β – угол наклона винтовых поверхностей; $F_{\text{пр}}$ – сила сжатия пружины; N_{ij} , P_{ij} , T_{ij} , F_{ij} – соответственно нормальное, окружное, осевое усилия и сила трения, действующие в винтовом геликоидальном сопряжении.

Здесь i – номер элемента, на который действует усилие; j – номер элемента, со стороны которого действует усилие.

Рассматривая отдельные элементы ВЗУ в равновесии, можно получить следующие уравнения:

$$-F_{\tau 2} R_{\tau 2} + \Theta F_{23} \cos\beta R + P_{23} R = 0 \quad \text{– для детали 2; (1)}$$

$$\left. \begin{aligned} -P_{32} R + M_1 - \Theta F_{32} \cos\beta R &= 0, \\ T_{32} - F_{\text{ш}3} - \Theta(F_{32} \sin\beta + F_{\text{ш}3}) &= 0, \end{aligned} \right\} \text{– для детали 3, (2)}$$

где $\Theta = \frac{dM_1}{dt} \left| \frac{dM_1}{dt} \right|^{-1}$ – показатель, отражающий ха-

рактер рессорного трения и учитывающий направление движения втулки 3: +1 – при движении по направлению к втулке 3; -1 – в противоположном направлении.

При этом $F_{ij} = \frac{f_3 P_{ij}}{\sin\beta}$, $T_{ij} = P_{ij} \text{ctg}\beta$, $F_{\text{ш}3} = \frac{f_{\text{ш}} M_1}{R_{\text{ш}}}$, $P_{23} = P_{32} = P$, $T_{23} = T_{32} = T$, $F_{23} = F_{32} = F$, $F_{\text{н}2} = F_{\text{н}3} = F_{\text{н}}$.

Здесь f_3 , $f_{\text{ш}}$ – коэффициенты трения соответственно в винтовом и шлицевом соединениях; $R_{\text{ш}}$ – делительный радиус шлицевого соединения.

Выражения (1) и (2) после соответствующих преобразований могут быть представлены в виде следующей системы уравнений:

$$\left. \begin{aligned} -F_{\tau 2} R_{\tau 2} + \Theta f_3 P \text{ctg}\beta R + PR &= 0, \\ -PR + M_1 - \Theta f_3 P \text{ctg}\beta R &= 0, \\ P \text{ctg}\beta - F_{\text{н}} - \Theta \left(f_3 P + \frac{f_{\text{ш}} M_1}{R_{\text{ш}}} \right) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Из системы уравнений (3) получим выражения для определения внутренних усилий, действующих на элементы ВЗУ:

$$P = \frac{M_1}{R(\Theta f_3 \text{ctg}\beta + 1)}; \quad (4)$$

$$F_{\text{н}} = M_1 \left(\frac{\text{ctg}\beta - \Theta f_3}{R(\Theta f_3 \text{ctg}\beta + 1)} - \frac{\Theta f_{\text{ш}}}{R_{\text{ш}}} \right); \quad (5)$$

$$F = \frac{M_1 f_3}{R(\Theta f_3 \text{ctg}\beta + 1) \sin\beta}. \quad (6)$$

Работа сил трения при элементарных относительных смещениях шестерни 2 и втулки 3 (угловом $\Delta\varphi$ и соответствующих ему линейных) вычисляется по формуле:

$$A_{\text{тр}} = F_{\text{ш}3} \Delta x + F \Delta x',$$

где $\Delta x = \Delta\varphi \text{ctg}\beta R$ – элементарное перемещение в направлении вдоль оси ВЗУ; $\Delta x' = \frac{\Delta\varphi R}{\cos\beta}$ – элементарное

перемещение в направлении винтовых зубьев.

Таким образом,

$$A_{\text{тр}} = \Delta\varphi \left(\frac{f_{\text{ш}} M_1}{R_{\text{ш}}} \text{tg}\beta R + \frac{M_1 f_3 R}{R(\Theta f_3 \text{ctg}\beta + 1) \sin\beta \cos\beta} \right).$$

При этом оценочное значение относительного момента трения k , характеризующего отношение работы сил трения в ВЗУ $A_{\text{тр}}$ к работе крутящего момента M_1 на элементарном перемещении $\Delta\varphi$, может быть определено по формуле:

$$k = \frac{A_{\text{тр}}}{\Delta\varphi M_1} = \frac{f_{\text{ш}} \text{tg}\beta R}{R_{\text{ш}}} + \frac{f_3}{\cos\beta \sin\beta (\Theta f_3 \text{ctg}\beta + 1)}.$$

Соответственно, при $\Theta = +1$

$$k_1 = \frac{f_{\text{ш}} \text{tg}\beta R}{R_{\text{ш}}} + \frac{f_3}{(1 + f_3 \text{ctg}\beta) \sin\beta \cos\beta},$$

при $\Theta = -1$

$$k_2 = \frac{f_{\text{ш}} \text{tg}\beta R}{R_{\text{ш}}} + \frac{f_3}{(1 - f_3 \text{ctg}\beta) \sin\beta \cos\beta}.$$

Скачкообразное изменение k обусловлено спецификой трения рессорного типа в виброзащитном устройстве и соответствует изменению направления продольного перемещения втулки 3 (к шестерне 2 при увеличении момента M либо в обратном направлении при уменьшении момента).

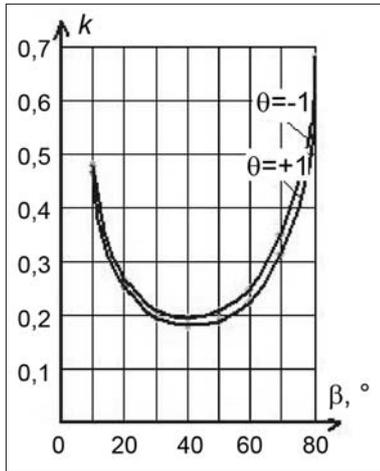


Рис. 2. График зависимости k от β

На основании вышеприведенного выражения (5) может быть рассчитано критическое значение угла наклона винтовых зубьев (угол заклинивания $\beta_{зк}$), при котором винтовая передача уже не может обеспечить взаимные осевые перемещения шестерни 2 и втулки 3, т.е. рассматриваемый механизм не будет работать как виброзащитное устройство.

При заклинивании на пружину изначально не будет действовать усилие, следовательно:

$$F_{п} = \frac{M_1 (\text{ctg}\beta_{зк} - \Theta f_3)}{R(\Theta f_3 \text{ctg}\beta_{зк} + 1)} - \Theta \frac{f_{ш} M_1}{R_{ш}} = 0,$$

откуда

$$\beta_{зк} = \arctg \frac{R_{ш} - R f_3 f_{ш}}{\Theta (R_{ш} f_3 + f_{ш} R)}. \quad (7)$$

Очевидно, что при проектировании ВЗУ зубчато-пружинного типа возникает задача по установлению рациональной с позиции диссипативных свойств области значений угла наклона винтовых поверхностей зубьев. Для решения этой задачи проанализируем, как величина относительного момента трения k будет зависеть от угла наклона винтовых зубьев β .

Для установленных на стадии проектно-конструкторской проработки требуемых параметров ($R_{ш} = 112$ мм, $R = 37$ мм) результаты расчетов относительного момента трения k в функции угла наклона винтовых зубьев β , выполненные при $f_3 = f_{ш} = 0,08$, представлены на рис. 2.

Для установления рациональной области значений β воспользуемся на качественном уровне результатами исследований [2] (рис. 3), выполненных на основе имитационного моделирования применительно к конструкции ВЗУ с трением рессорного типа, ко-

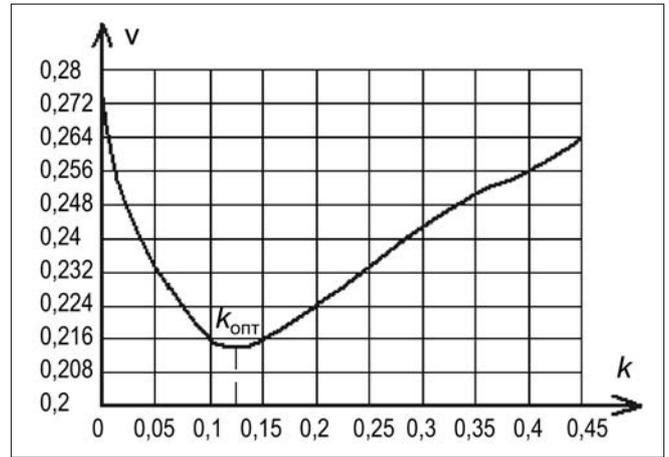


Рис. 3. График зависимости коэффициента вариации нагрузок v в механической части подсистемы привода от параметра k

торое в известной степени по структурно-параметрическим решениям аналогично с рассматриваемым устройством.

Такой характер изменения v объясняется тем, что с увеличением k от нуля до $k_{\text{опт}}$ происходит снижение динамичности нагрузок за счет более интенсивного рассеивания энергии колебаний, однако дальнейшее повышение k приводит к преобладанию этапов относительного застоя сопрягаемых элементов устройства [4], что, в свою очередь, приводит к росту v .

С учетом указанного выше рациональными значениями для угла β можно считать область от 30 до 50° , что соответствует значениям относительного момента трения в устройстве $k = 0,180 \dots 0,209$. Углы заклинивания $\beta_{зк}$, определенные в соответствии с зависимостью (7), при этом равны:

$\beta_{зк} = 83,7^\circ$ при $\Theta = +1$ (втулка 3 движется по направлению к шестерне 2);

$\beta_{зк} = -83,7^\circ$ при $\Theta = -1$ (втулка 3 движется в обратном направлении).

Список литературы

1. А.с. 1671853 (СССР). Привод горного комбайна / П.А. Горбатов, В.Г. Гуляев, Ф.В. Костюкевич и др. Опубл. в Б.И. 1991. № 31.
2. Горбатов П.А., Воробьев Е.А., Некрасова Н.И. Проектирование виброзащитно-отключающего устройства для подсистем приводов выемочных машин // Инженер. 2003. № 4. С. 110–112.
3. Горбатов П.А., Воробьев Е.А., Кислун А.В. Научные основы разработки подсистем приводов выемочных комбайнов с повышенными параметрами надежности // Горный информационно-аналитический бюллетень. М.: МГУ, 2006. № 2. С. 359–363.
4. Горбатов П.А. Теория функционирования и совершенствование очистных комбайнов как нелинейных динамических систем: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Донецк, 1991. 35 с.

П.А. Горбатов, д-р техн. наук, проф., Е.А. Воробьев, инж., Н.М. Лысенко, канд. техн. наук, доц., ДонНТУ, г. Донецк, Украина

Установление относительного демпфирования в виброзащитных устройствах с трением рессорного типа

Предложены зависимости для определения относительного демпфирования в виброзащитных устройствах, последовательно включенных в кинематические цепи приводов выемочных и других тяжело нагруженных машин и характеризующихся формированием трения рессорного типа.

В ряде виброзащитных устройств (ВЗУ), предназначенных для снижения динамических нагрузок в тяжело нагруженных силовых подсистемах выемочных и других машин, в том числе спроектированных на основе аксиальных упругих стержней [1] или зубчато-пружинного типа [2], демпфирующие свойства реализуются на основе трения рессорного типа [3, 4]. В этой связи необходимо располагать математическим аппаратом для установления величины относительного демпфирования в рассматриваемых ВЗУ, относящегося наряду с коэффициентом податливости к числу основных параметров данных устройств.

Величина относительного демпфирования ψ ВЗУ с указанным трением может быть рассчитана по следующей известной формуле:

$$\psi = \frac{\delta}{2\pi},$$

где δ – логарифмический декремент колебаний.

Величину δ для рассматриваемых ВЗУ можно определить из зависимости

$$\xi = e^{\delta} - e^{-\delta}, \tag{1}$$

где ξ – коэффициент поглощения, определяемый как отношение энергии ΔW , рассеиваемой ВЗУ за один период гармонического колебания, к упругой энергии W ; $\xi = \frac{\Delta W}{W}$.

После соответствующего преобразования уравнения (1) и решения его относительно величины $a = e^{\delta}$ получим:

$$a = 0,5(\xi \pm \sqrt{\xi^2 + 4}).$$

Следовательно, величину логарифмического декремента колебаний можно рассчитать по формуле:

$$\delta = \ln[0,5(\xi + \sqrt{\xi^2 + 4})]. \tag{2}$$

Рассмотрим идеализированную упругодиссипативную характеристику виброзащитного устройства на основе трения рессорного типа с ограничителем деформации упругих элементов, соединяющих ведущую и ведомую детали ВЗУ (см. рисунок). Здесь M – момент, передаваемый ВЗУ; φ – угол относительного поворота ведущего и ведомого элементов устройства.

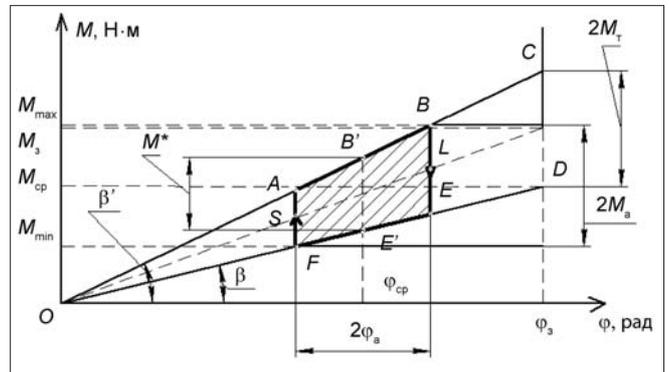
Рассматриваются представительные для выемочных машин установившиеся режимы нагружения крутильных подсистем привода, характеризующиеся стабильным средним уровнем нагрузки, на который наложены колебательные составляющие стационарного характера с постоянным коэффициентом вариации v .

Индексы "сп", "а", "з" соответствуют среднему уровню нагружения, амплитудным значениям динамических нагрузок и запирающему упругой связи ВЗУ с помощью ограничителей деформации.

При возрастании динамической составляющей момента от M_{\min} до M_{\max} реализуются участки характеристики FA и AB , а при уменьшении – участки BE и EF .

При реализации φ_3 , когда происходит запираение устройства, его коэффициент податливости e , равный котангенсу угла наклона прямой SL , с инженерной точностью можно считать бесконечно малым по сравнению со значением этого параметра при $\varphi \in (0; \varphi_3)$ (см. излом упругой характеристики с точкой C на рисунке).

Остальные представленные на рисунке параметры введены для удобства последующих выкладок и не требуют отдельных пояснений.



Зависимость момента $M = M(\varphi)$

Из рисунка видно, что энергия ΔW , рассеиваемая ВЗУ, численно равна площади заштрихованной трапеции $ABEF$. При этом в первом приближении считаем, что $AS = SF$ и $BL = LE$.

Значение ΔW применительно к изложенному определяется как:

$$\Delta W = M^* 2\varphi_a.$$

Из подобия треугольников OBE' и OCD получаем, что:

$$\frac{2M_T}{\varphi_3} = \frac{M^*}{\varphi_{cp}},$$

где M_T – момент трения.

Отсюда

$$\Delta W = \frac{4M_T \varphi_{cp} \varphi_a}{\varphi_3}, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Значение упругой энергии W определяется по зависимости:

$$W = \frac{\varphi_a^2}{2e}, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Используя приведенные выше выражения для ΔW и W , получаем следующее уравнение для коэффициента поглощения:

$$\xi = \frac{\Delta W}{W} = \frac{8M_T \varphi_{cp} e}{\varphi_a \varphi_3}. \quad (3)$$

Для преобразования уравнения (3) воспользуемся следующим соотношением:

$$2M_a = M_{\max} - M_{\min}, \quad (4)$$

где $M_{\max} = \text{tg}\beta'(\varphi_{cp} + \varphi_a)$, $M_{\min} = \text{tg}\beta(\varphi_{cp} - \varphi_a)$ – максимальный и минимальный моменты в ВЗУ при работе его в установившемся режиме.

Подставляя эти зависимости для M_{\max} и M_{\min} в уравнение (4) и учитывая, что $\text{tg}\beta = \frac{M_3 - M_T}{\varphi_3}$ и

$\text{tg}\beta' = \frac{M_3 + M_T}{\varphi_3}$, после преобразования получаем:

$$\varphi_{cp} = \frac{M_a \varphi_3 - M_3 \varphi_a}{M_T}; \quad (5)$$

$$\varphi_a = \frac{M_a \varphi_3 - M_3 \varphi_{cp}}{M_3}. \quad (6)$$

В соответствии с рисунком $M_{cp} = M_{\min} + M_a$. Подставив в это выражение значение $M_{\min} = \frac{M_3 - M_T}{\varphi_3}(\varphi_{cp} - \varphi_a)$, после преобразования получаем:

$$\varphi_{cp} = \varphi_3 \frac{M_{cp} - M_a}{M_3 - M_T} + \varphi_a.$$

Заменим φ_{cp} в зависимости (6) на приведенное выше выражение и, принимая во внимание, что $M_a = r_b \sigma_M$; $\frac{\sigma_M}{M_{cp}} = v$; $\frac{\varphi_3}{M_3} = e$; $\frac{M_T}{M_3} = k$, получаем:

$$\varphi_a = \frac{M_{cp} e}{1+k} \left(r_b v - k \frac{1-r_b v}{1-k} \right), \text{ рад},$$

где r_b – вероятностный коэффициент; σ_M – среднеквадратическое отклонение процесса M ; v – коэффициент вариации случайного процесса M ; k – относительный момент трения в ВЗУ.

Подставляя найденную зависимость и выражение (5) в формулу (3), получаем следующее выражение для коэффициента поглощения:

$$\xi = 8 \left(\frac{r_b v(1-k^2)}{r_b v - k} - 1 \right). \quad (7)$$

Таким образом, на основании вышесформированных зависимостей (7) и (2) окончательное выражение для определения величины относительного демпфирования ψ виброзащитного устройства зубчато-пружинного типа в безразмерных параметрах примет следующий вид:

$$\psi = \frac{1}{2\pi} \ln \left(4 \left(\frac{r_b v(1-k^2)}{r_b v - k} - 1 \right) + \sqrt{16 \left(\frac{r_b v(1-k^2)}{r_b v - k} - 1 \right)^2 + 1} \right).$$

В соответствии с результатами работы [4], целесообразные, с позиции снижения динамических нагрузок в подсистемах приводов исполнительных органов очистных комбайнов, значения ψ при наличии виброзащитных устройств с рессорным трением и последовательным включением в кинематическую цепь находятся в области $\psi = 0,2 \dots 0,3$. Реализация указанных значений ψ обеспечивается при проектировании ВЗУ прежде всего за счет соответствующих значений параметра k .

Список литературы

1. Горбатов П.А., Гуляев В.Г., Костюкевич Ф.В. Динамические свойства нелинейной системы привода угледобывающего комбайна с демпфирующим устройством // Известия вузов. Горный журнал. 1978. № 2. С. 127–130.
2. Горбатов П.А., Воробьев Е.А., Кислун А.В. Научные основы разработки подсистем приводов выемочных комбайнов с повышенными параметрами надежности // Горный информационно-аналитический бюллетень. М.: МГГУ, 2006. № 2. С. 359–363.
3. Горбатов П.А. Теория функционирования и совершенствование очистных комбайнов как нелинейных динамических систем: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Донецк, 1991. 35 с.
4. Разработка научных основ структурно-параметрической оптимизации динамических свойств горных машин при их автоматизированном проектировании: Отчет / Донецк. политех. ин-т; Руководители П.А. Горбатов и В.Г. Гуляев; № ГР 01880009172; Инв. № 0290. 0005792. Донецк, 1989. 381 с.

О состоянии средств взрывозащиты рудничного взрывозащищенного электрооборудования

Приведены характерные повреждения средств взрывозащиты рудничного взрывозащищенного электрооборудования, их распределение и причины.

Специфические условия эксплуатации рудничного взрывозащищенного электрооборудования (РВЗЭО) заставляют в его конструкции вкладывать не только технологические функции (ТФ), но и функции безопасности (ФБ). ТФ обладает отказными признаками, т.е. при ее нарушении прекращается технологический процесс. ФБ обеспечивается у РВЗЭО наличием различных средств взрывозащиты (СВЗ), обеспечивающих безопасную эксплуатацию РВЗЭО в условиях взрывоопасной среды.

Отклонение параметров СВЗ от установленных нормативными документами переводит РВЗЭО в опасное состояние при сохранении его работоспособности, т.е. ФБ отказными признаками не обладают. Обнаружить неисправности СВЗ и устранить их возможно только при визуальном контроле, проводимом при осмотрах и ревизиях в установленные сроки, а до этого момента РВЗЭО может находиться в эксплуатации с неисправными СВЗ, являясь потенциально опасным источником взрыва. В этой связи представляется важным знание состояния СВЗ в целях совершенствования системы технического обслуживания.

Фактическое состояние СВЗ РВЗЭО анализировалось по "Книге регистрации состояния электрооборудования и заземления" и "Оперативному журналу участка шахты" семи шахт Кузбасса. Все шахты разрабатывают пологие или наклонные пласты механизированными комплексами с современным высокопроизводительным горно-шахтным оборудованием.

Электрооборудование, результаты ревизий которого были отражены в ведущейся на шахтах документации, было разделено на группы исходя из функционального назначения и конструктивных особенностей СВЗ: электродвигатели, трансформаторные подстанции, электрические аппараты, пусковые и осветительные агрегаты и кабельные муфты.

Была получена информация о результатах ревизии 373 единиц РВЗЭО и выявленных при этом повреждениях СВЗ, в том числе:

- электродвигателей – 80 (серий 2ВР, ВРП, ЭДКОФ), используемых для привода маслостанций, лебедок, скребковых и ленточных конвейеров, насосов и дробилок;

- электрических аппаратов – 181 (магнитных пускателей серии ПВИ и автоматических выключателей серий АВ и ВВ);
- трансформаторных подстанций – 32 (ТСШВП и КТПВ мощностью 400 и 630 кВ·А);
- пусковых и осветительных агрегатов – 46 (АП-3,5; АПШ; АБК);
- кабельных коробок КР – 34 (КР и КШВ).

По полученным данным из источников информации для каждой группы электрооборудования определяли виды повреждений СВЗ, перечень которых приведен ниже:

- отсутствие пружинных шайб на крепежных деталях (болтах и шпильках);
- ржавчина на взрывозащитных поверхностях;
- повреждение или отсутствие резиновых уплотнительных колец;
- отсутствие и применение нестандартных взрывонепроницаемых заглушек на неиспользуемых кабельных вводах;
- увеличенный зазор (ширина щели) во взрывонепроницаемых соединениях;
- повреждение резьбы, заломы или отсутствие хотя бы одного крепежного болта;
- повреждение или отсутствие охранных колец вокруг головок болтов;
- повреждение проходных изоляторов с нарушением взрывонепроницаемости;
- механические повреждения оболочек (вмятины, трещины, царапины и зарубы на взрывозащитных поверхностях и т.п.).

Из источников информации для каждой группы электрооборудования определяли абсолютное число каждого вида повреждений СВЗ и рассчитывалась их вероятность по формуле:

$$p_i^* = n_i / N_j,$$

где n_i – число повреждений i -го вида; N_j – общее число выявленных повреждений СВЗ j -го типа электрооборудования.

Результаты приведены в таблице. Для каждой группы верхний ряд чисел – абсолютное количество повреждений, нижний – их вероятность.

Как видно, наиболее часто встречающимися повреждениями СВЗ являются:

- отсутствие пружинных шайб на крепежных деталях (болтах и шпильках);
- ржавчина на взрывозащитных поверхностях;

Группа оборудования	Вид повреждений и их вероятность									Всего повреждений
	Отсутствие пружинных шайб	Ржавчина на взрывозащитных поверхностях	Повреждение резиновых колец	Отсутствие заглушек	Увеличенный зазор	Повреждение резьбы	Механические повреждения	Повреждения охранных колец	Повреждения изоляторов	
Всего электрооборудования	184 0,28	148 0,22	107 0,16	25 0,04	56 0,8	43 0,6	71 0,11	27 0,04	9 0,01	670
Электродвигатели	71 0,36	49 0,25	5 0,03	1 0,01	23 0,12	23 0,12	17 0,09	6 0,03	2 0,1	197
Трансформаторные подстанции	33 0,3	21 0,2	8 0,07	5 0,05	15 0,14	4 0,14	12 0,11	12 0,11	0	110
Электрические аппараты	60 0,25	44 0,19	59 0,25	13 0,06	11 0,05	15 0,06	31 0,13	2 0,01	2 0,01	237
Пусковые агрегаты	4 0,1	18 0,28	14 0,22	2 0,03	4 0,6	0	10 0,16	7 0,11	3 0,05	62
Кабельные коробки КР и КШВ	16 0,25	16 0,25	21 0,33	4 0,06	3 0,05	1 0,02	1 0,02	0	2 0,03	64

- повреждения резиновых уплотнительных колец;
- увеличенный зазор (ширина щели) во взрывонепроницаемых соединениях.

Эти повреждения составляют до 74 % общего числа. Повреждения изоляторов относятся к числу труднообнаруживаемых и могут быть не выявлены в течение длительного времени. Одна из причин их повреждения – усадка изоляционного материала.

Анализ информации позволяет сделать вывод о причинах их возникновения. Так, ржавчина на взрывозащитных поверхностях взрывонепроницаемых соединений является следствием эксплуатации РВЗЭО в условиях влажной и агрессивной среды подземных выработок и отсутствия антикоррозионных покрытий. Механические повреждения корпусов и взрывозащитных поверхностей вызваны низкой механической прочностью отдельных узлов, тяжелыми условиями транспортирования по горным выработкам и конструктивными недоработками. Увеличение щелей между взрывозащитными поверхностями может быть результатом отсутствия пружинных шайб на крепежных де-

талях из-за поломок и нарушения плоской формы фланцев.

Все другие виды повреждений, в том числе и поломки пружинных шайб, объясняются следствием непригодности отечественного РВЗЭО к работе в условиях подвижного характера горных работ. При этом оперативно-ремонтный или ремонтный персонал (ОРП или РП) производит вскрытие вводных кабельных коробок электрооборудования и отсоединяет кабели (производит демонтаж РВЗЭО), а после переноски на новое место выполняет операции в обратном порядке, т.е. производит монтаж. При этом ломаются пружинные шайбы, которые не предназначены для многократного затягивания-ослабления крепежных деталей, повреждаются или теряются резиновые уплотнительные кольца в кабельных вводах, срывается резьба на болтах или они заламываются и т.п. Таким образом, определенная часть повреждений СВЗ вызывается действием эргономических и субъективных факторов – ошибочными или преднамеренными действиями ОРП или РП.

УДК 621.311:622.33:537.811

Г.И. Разгильдеев, д-р техн. наук, проф., А.А. Шевченко, ст. преп., КузГТУ, г. Кемерово

Электромагнитные поля в забоях угольных шахт

Приводятся данные о росте электрических нагрузок (питающее напряжение, мощность электродвигателей) в забоях современных угольных шахт. Ставится задача проведения исследования возникающих при этом электромагнитных полей на работу электрооборудования и организм человека.

В последние годы на шахтах Кузбасса произошли важные изменения при подземной добыче угля, результатом которых стал существенный рост производительности труда и уровня добычи полезного ископаемого из одного забоя. В результате на шахтах в 2007 г. было добыто 81,26 млн т угля.

Такие результаты достигнуты за счет высокой энергетической насыщенности забойных выемочных и транспортных машин. Вместе с тем, рост единичной и суммарной установленной электрической мощности оборудования привел к возникновению ряда проблем.

Одной из них является вероятное появление электрических и магнитных полей, возникающих при работе крупных электромашин. Влияние этих полей на организм работающих в непосредственной близости от источника излучения людей представляется важным вопросом для изучения.

Отметим, что в отраслях, где применяются генераторы мощных электромагнитных полей, а именно радиолокация, радио- и телевидение, такие исследования проводились, были получены определенные результаты и разработаны соответствующие правила и инструкции. В электроэнергетике исследовались уровни электрических и магнитных полей, возникающих при работе линий электропередач с различными значениями номинального напряжения и оборудования подстанций, и также были разработаны нормативные документы, регламентирующие допустимые напряженности этих полей.

В угольной отрасли подобные исследования не проводились. Такое положение сложилось в результате того, что на протяжении длительного времени мощность электрических двигателей забойных машин была относительно небольшой, а удельная мощность на единицу площади забоя невысокой.

Условно можно выделить три этапа технического перевооружения угольной промышленности, направленных на механизацию основных процессов добычи угля в очистных забоях и сопровождающихся, следовательно, увеличением энергонасыщенности забойных машин.

На первом этапе механизации добычи угля широкое применение получили врубовые машины, мощность электродвигателей которых не превышала 25...35 кВт, а двигателей конвейеров – сначала качающихся и затем скребковых – 15...20 кВт. При средней длине очистного забоя 80...120 м и ширине призабойного пространства при креплении деревом 2,5...3,2 м удельная электрическая мощность составляла 0,104...0,275 кВт/м². Если принять во внимание, что зарубка забоя врубмашиной и навалотбойка производились не одновременно, то удельная мощность на единицу площади забоя была почти в два раза меньше.

На шахтах, разрабатывающих наклонные и крутопадающие пласты, в забоях, кроме электросверл мощностью 1,2 кВт, никаких машин не было, и там вопрос об электромагнитной совместимости не стоял вообще.

Появление комбайнов типа "Донбасс" и аналогичных ему широкозахватных машин и забойных конвейеров привело к увеличению мощности одновременно работающих электродвигателей в очистном забое до 120...140 кВт, а удельной мощности до 0,31...0,7 кВт/м².

Можно считать, что с применением на шахтах к началу 1960-х гг. широкозахватных очистных комбай-

нов завершился первый этап технического перевооружения угольной промышленности в области механизации основных процессов добычи угля.

В конце 1950-х и в начале 1960-х гг. начали применять узкозахватную выемку (с шириной захвата 0,63...0,8 м). Этот период можно отнести ко второму этапу развития механизации очистных забоев. Одним из таких комбайнов, применяемых на шахтах Кузбасса, стал К-52 с мощностью электродвигателей 120 кВт. В это же время появляются передвижные конвейеры СП-202 мощностью 2×55 кВт и СП-87 мощностью 110 кВт, не требующие ручного труда при перемещении на новую дорожку, благодаря чему сократились затраты времени на эту операцию и трудоемкость. Для крепления и управления кровлей стали применять индивидуальную металлическую крепь.

Подлинный переворот в механизации работ в очистных забоях совершился в 1960-х гг. с появлением на шахтах механизированных комплексов. Они включали в себя узкозахватный комбайн, передвижной забойный конвейер, передвижную гидрофицированную крепь, крепь сопряжения забоя со штреками, дробилку и перегружатель. Этот этап является крупнейшим качественным сдвигом в технологии угледобычи.

В настоящую время применяются узкозахватные комбайны, отличающиеся высокой производительностью и, как следствие, большой электрической мощностью, например, очистной комбайн К-500 с суммарной мощностью 635 кВт (два двигателя по 250 и три по 45 кВт) с перспективой увеличения мощности до 780 кВт (два двигателя по 315 кВт плюс оставшая нагрузка 150 кВт). Существенно возросли и мощности конвейеров, например, конвейера "Анжера-30" мощностью 750 кВт (три двигателя по 250 кВт) или 945 кВт (три двигателя по 315 кВт). Используются дробилки ДР-1000Ю с двумя двигателями по 55 кВт и ДУ-910 с двигателем мощностью 110 или 160 кВт. Из перегружателей перспективным на ближайшие годы является ПСП-308 с двигателем мощностью 160 или 200 кВт.

Таким образом, можно проследить рост установленной электрической мощности оборудования очистных забоев угольных шахт (табл. 1).

Из табл. 1 видно, что установленная электрическая мощность оборудования очистного забоя возросла к настоящему времени по сравнению с начальным этапом механизации добычи угля более чем в 20 раз, а удельная мощность на 1 м² очистного забоя возросла до 10,8 кВт/м², т.е. увеличилась по сравнению с первоначальным уровнем в 35 раз.

Таблица 1

Рост установленной электрической мощности забойного оборудования

Показатели	Этап 1	Этап 2	Этап 3
Средняя установленная электрическая мощность оборудования забоя, кВт	120	230	1355...2760
Относительное значение	1,0	1,92	11,3...23
Удельная мощность забоя, кВт/м ²	0,31...0,6	0,8...1,2	2,6...10,8

Таблица 2

Мощность электродвигателей применяемых и перспективных очистных комплексов

Тип оборудования	Электрическая мощность, кВт, по вариантам			
	1	2	3	4
Очистной комбайн	(2×250+135) 635	(2×300+150) 750	(2×315+200) 830	(2×350+200) 900
Забойный скребковый конвейер	(2×250) 500	(2×315) 630	(3×315) 945	(4×315) 1260
Перегрузатель	110	160	2×160	2×200
Дробилка	110	110	160	200
Итого	1355	1650	2255	2760

Анализ схем электроснабжения и применяемого горно-шахтного оборудования показал [1], что за последние 10–12 лет электрические нагрузки очистных забоев шахт выросли примерно в 1,5–1,7 раза. Нагрузки очистных забоев в пределах 900...1500 кВт составляют 29,4 % от всего общего объема нагрузки, от 1500 до 1900 кВт – также 29,4 %, от 1900 до 2760 кВт – 41,2 %. Эти показатели еще не предел роста суммарной установленной мощности оборудования очистного забоя. Уже сейчас реально появление электрических нагрузок очистного забоя в следующих пределах (табл. 2): комбайн – 2×315+200 кВт (два двигателя резания по 315 кВт и двигатели подачи общей мощностью 200 кВт, суммарная мощность двигателей комбайна 830 кВт) или 2×350+200 кВт (суммарная мощность 900 кВт); забойный конвейер 4×315 кВт (1260 кВт); перегружатель 2×200 кВт (400 кВт); дробилка 110 или 160 кВт; на долю вспомогательного оборудования приходится 80...100 кВт. Общая электрическая нагрузка одного забоя приближается к 3 МВт. Эта мощность сравнима с общей электрической мощностью средней шахты производительностью 2...2,5 млн т/год в середине 1960-х гг.

Появившиеся в последнее время сообщения о действующих в США средствах добычи угля подземным способом до 1 млн т/мес и предложениях конструкторских организаций в Кузбассе о возможности создания фронтальных комплексов с производительностью до 1,2 млн т/мес позволяют полагать, что удельная мощность электрических нагрузок возрастет до 180...220 кВт/м² и даже до 500 кВт/м². В связи с этим становится актуальной задача исследования электромагнитных полей, возникающих в ограниченном пространстве угольных забоев при применении мощных электродвигателей.

Другим важным фактором возможного возрастания уровня электромагнитных полей в подземных горных выработках является перевод систем электроснабжения забойных машин на новый, повышенный уровень напряжения. Первый этап перевода электроснабжения подземных потребителей механизированных забоев шахт Кузбасса с напряжения 380 на 660 В был завершен к концу 1992 г. Это привело не только к

качественно новому обеспечению электрической энергией угледобывающих машин, но и к существенной ее экономии и снижению сечения применяемых кабелей (т.е. экономии меди) почти в три раза.

Рост электрических нагрузок очистных забоев привел к необходимости уже через несколько лет перейти на новый уровень напряжения – 1140 В. В 2007 г. на этом напряжении работают 82 % всех очистных комбайнов, около 52 % забойных конвейеров, 42 % перегружателей и дробилок. На шахтах Кузбасса из 92 очистных забоев, оборудованных комплексами и высокопроизводительными комбайнами, пока лишь 12 полностью переведены на напряжение 1140 В.

В других забоях пока применяют два уровня напряжения – 660 и 1140 В. Однако такое положение представляется временным. Уже сейчас на шахтах Кузбасса действуют четыре импортных комплекса, работающих на напряжении 3 кВ. В настоящее время ведутся проектные работы по подаче в шахту напряжения 10 кВ. Таким образом, складываются условия, когда дальнейший рост электрических нагрузок приведет к необходимости перехода на новые уровни напряжения 3 и, возможно, 6 кВ.

Стоит отметить и еще один факт, свидетельствующий о том, что на протяжении последних лет возросло число отказов электрооборудования, причина которых пока не ясна. В первую очередь это относится к электродвигателям забойных машин. Применение новых электроизоляционных материалов и обмоточных проводов не привело практически к снижению числа отказов комбайновых и конвейерных электродвигателей. Между тем их большая масса приводит к длительным простоям при замене в случаях отказов из-за трудностей доставки. Возможно, имеется связь между этими отказами и уровнем сосредоточенных в узком пространстве очистного забоя электрических и магнитных полей. В то же время долговременное воздействие этих полей на организм человека может быть вредным производственным фактором.

Задачи исследования, таким образом, сводятся к тому, чтобы выяснить: имеются ли в очистных и подготовительных забоях угольных шахт электромагнитные поля, создаваемые электрическими машинами и системами электроснабжения (если есть, то каков их уровень), оказывают ли они в ограниченном пространстве угольного забоя, в котором работают люди, влияние на работающего там человека, есть ли связь этих явлений с надежностью электрооборудования.

Список литературы

1. Разгильдеев Г.И., Мацкевич М.Ю. Перспектива и прогнозная оценка роста электрических нагрузок очистных забоев на шахтах Кузбасса // Вестник КузГТУ. 2002. № 2. С. 28–30.
2. Развитие техники для подземной добычи угля, калийных и марганцевых руд / под ред. В.Н. Хорина. М.: Недра, 1985. 360 с.

Геометрическая модель стального круглопрядного каната

Выполнено математическое описание геометрии круглопрядных стальных канатов всех конструкций, применяемых в горной промышленности. Канат рассматривается как система проволок определенной формы, прежде всего в виде двойной спирали. Полученная модель представлена в виде векторных уравнений траекторий осевых линий всех проволок в зависимости от параметров каната.

Ключевые слова: канат, стальной круглопрядный канат, прядь, проволока, геометрия каната, математическая модель каната, форма проволоки.

Стальные канаты широко применяются в горной промышленности. Существуют различные конструкции стальных канатов, но наибольшее применение находят именно стальные круглопрядные канаты. Структура или геометрические характеристики стального каната во многом определяют его работоспособность. Понимание и строгое описание структуры

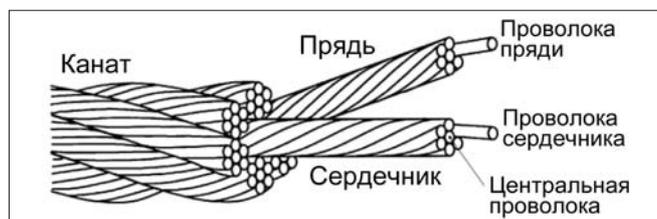


Рис. 1. Структурные элементы круглопрядного каната

стального каната обеспечат качественную технологическую настройку производственного оборудования, что также непосредственно отразится на качестве продукции.

Производство каната является сложным технологическим процессом, требующим от оборудования обеспечения высокой точности позиционирования проволок в канате при высоких скоростях свивки и соответственно высокой производительности. Для реализации этого процесса нужно точно представлять получаемый объект (канат), т.е. понимать местоположение и геометрические свойства проволок в канате. Для этого необходимо построение модели, кото-

рая с математической точностью будет описывать свойства требуемого объекта.

Стальной канат представляет собой структуру из множества отдельных проволок. В данной статье будут рассматриваться только круглопрядные канаты, как получившие наибольшее распространение (рис. 1).

Стальной канат идентифицируют по числу прядей, числу проволок в пряди и конструкции. Разработанная математическая модель описывает все типы свивок: крестовую—параллельную, правую—левую и любые другие комбинации.

По геометрической характеристике остальные проволоки можно разделить на две группы: с формой одинарной спирали и с формой двойной спирали. Форму одинарной спирали имеют центральные проволоки прядей и наружные проволоки сердечника. Все остальные проволоки имеют форму двойной спирали, так как они намотаны дважды: вокруг оси пряди и вокруг оси каната. Центральная проволока сердечника — прямая.

Введем обозначения необходимых структурных параметров каната (см. таблицу).

Оси проволок и прядей лежат на поверхности круглого правильного цилиндра. И так как боковую поверхность цилиндра можно развернуть в плоскость, некоторые основные отношения между геометрическими параметрами спирали могут быть взяты из этого построения (рис. 2):

$$S_r = r_s \theta_s \operatorname{tg} \alpha_s ; \quad (1)$$

$$S_s = r_s \theta_s / \cos \alpha_s . \quad (2)$$

Длина каната S_r в уравнении (1) становится шагом свивки прядей L_s , когда $\theta_s = 2\pi$. Аналогично:

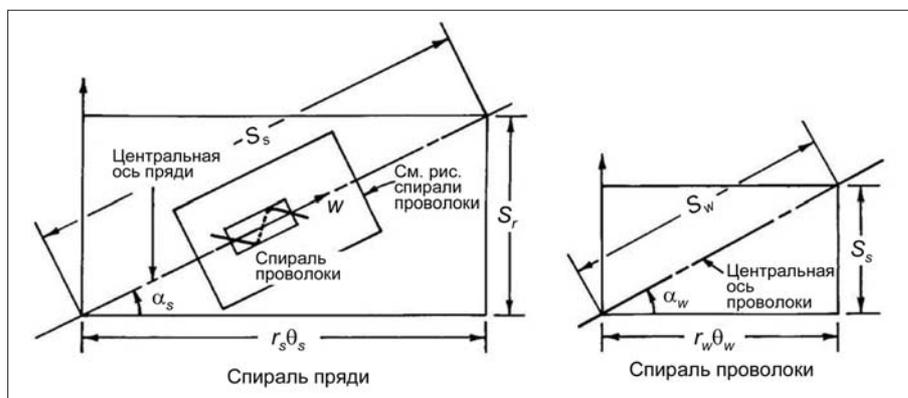


Рис. 2. Развертки цилиндра спирали прядей и проволок

Наименование	Обозначение	Описание
Радиус спирали прядей	r_s , мм	Длина перпендикуляра, опущенного с оси каната на ось пряди
Радиус спирали проволок	r_w , мм	Длина перпендикуляра, опущенного с оси пряди на ось проволоки
Угол спирали прядей	α_s , рад	Угол спирали прядей в любой точке оси пряди – угол между тангенциальным вектором из этой точки, направленным в направлении продвижения спирали, и плоскостью, перпендикулярной оси спирали прядей и проходящей через эту точку
Угол спирали проволок	α_w , рад	Угол спирали проволок в любой точке оси проволоки – угол между тангенциальным вектором из этой точки, направленным в направлении продвижения спирали, и плоскостью, перпендикулярной оси спирали проволок и проходящей через эту точку
Угол поворота пряди	θ_s , рад	Угол, который вычерчивает ось пряди на поверхности, перпендикулярной оси каната. Примем, что этот угол будет положительным для канатов правой свивки и отрицательным для канатов левой свивки. Данный угол указывается в радианах, если не указано иного
Угол поворота проволоки	θ_w , рад	Угол, который вычерчивает ось проволоки на поверхности, перпендикулярной оси пряди. Примем этот угол положительным для прядей правой свивки и отрицательным для прядей левой свивки
Длина каната	S_f или z , мм	Расстояние, измеренное вдоль оси спирали прядей и представляющее собой расстояние, на которое продвинулась спираль прядей вдоль оси каната
Длина пряди	S_s или w , мм	Длина траектории пряди по ее оси
Длина проволоки	S_w , мм	Длина траектории проволоки по ее оси

$$S_s = r_w \theta_w \operatorname{tg} \alpha_w ; \quad (3)$$

$$S_w = r_w \theta_w / \cos \alpha_w . \quad (4)$$

Длина пряди S_s в уравнении (3) становится шагом свивки проволок L_w , когда $\theta_w = 2\pi$.

Так как длина пряди должна быть в любом случае одинаковой, можно ввести новый коэффициент n , определяющий отношение между углом поворота проволок и углом поворота прядей, который может быть получен из уравнений (2) и (3):

$$n = \theta_w / \theta_s = r_s / r_w \operatorname{tg} \alpha_w \cos \alpha_s . \quad (5)$$

Далее введем две декартовых системы координат для описания спиралей проволок и прядей. Первая – глобальная система координат, назовем ее координатной системой каната (рис. 3, а). Единичные векторы i, j, k направлены соответственно в положительном направлении осей X, Y, Z .

Другая (локальная) система координат (U, V, W с началом координат на оси пряди) – система координат пряди (рис. 3, б). Эта система координат перемещается вдоль оси пряди. Ось W тангенциально направлена к оси пряди.

Единичные векторы f, g, h направлены в положительном направлении осей U, V, W соответственно.

Выбрав координатную систему пряди, так что угол поворота пряди $\theta_w = 0$, и начальный угол поворота некоторой проволоки также равен 0, в точке с координатой $w = 0$, как показано на рис. 3, б, векторное уравнение центральной проволоки пряди может быть записано в виде

$$\mathbf{Q} = uf + vg + wh.$$

Параметрические уравнения вектора \mathbf{Q} :

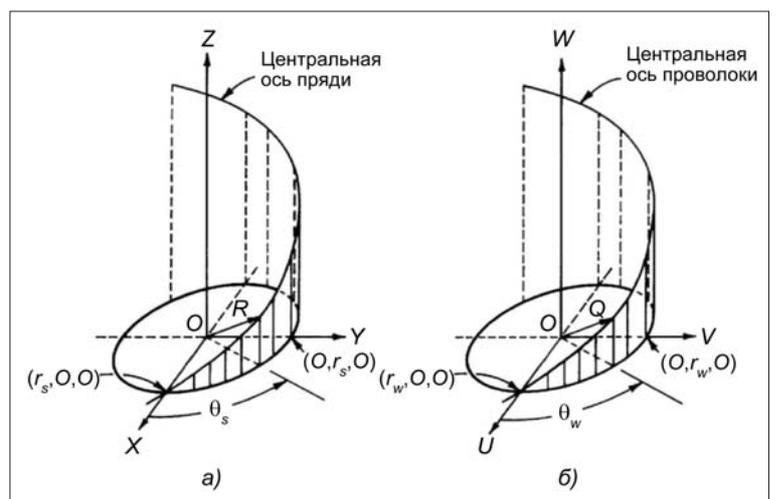
$$u = r_w \cos \theta_w ; \quad (7)$$

$$v = r_w \sin \theta_w ; \quad (8)$$

$$w = r_w \theta_w \operatorname{tg} \alpha_w . \quad (9)$$

Так как локальная система координат движется вдоль центральной оси проволоки, координата w показывает длину пути вдоль центральной оси, который проходит система за угол поворота θ_w .

Модель двойной спирали (определяется положением вектора \mathbf{P}) может быть получена при правильной комбинации вектора \mathbf{R} в системе координат каната и вектора \mathbf{Q} на плоскости $U-V$ в системе координат пряди. В системе координат каната положение вектора \mathbf{P} имеет вид:



(6) Рис. 3. Координатная система: а – каната; б – пряди

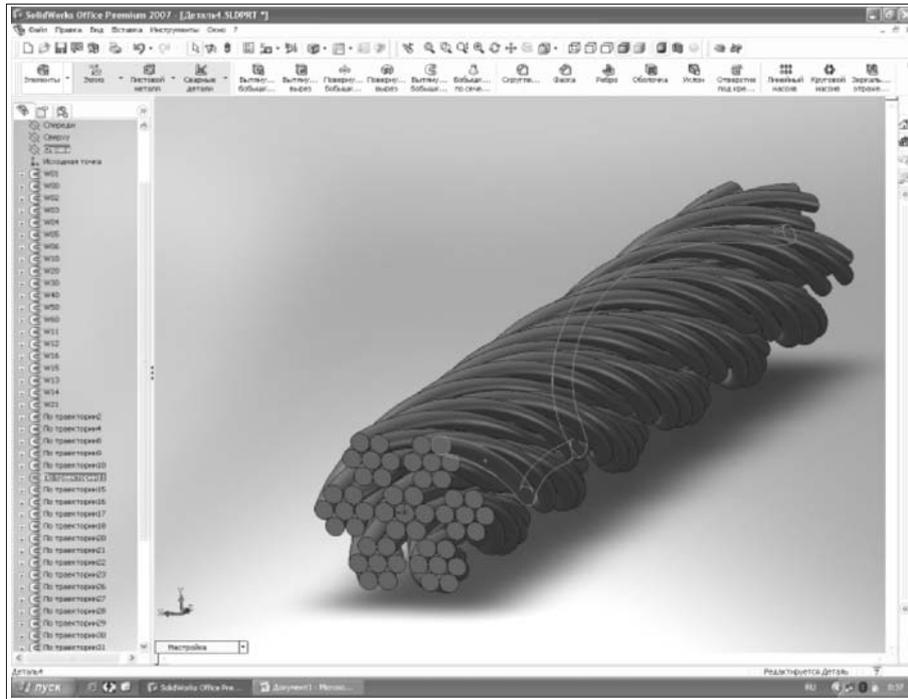


Рис. 4. Модель каната, изометрия (один шаг свивки)

$$P = x_w i + y_w j + z_w k, \quad (10)$$

где x_w, y_w, z_w — коэффициенты функций. Индекс "w" показывает, что переменные относятся к двойной спирали проволоки.

Радиус-вектор Q в системе координат прядей вычерчивает центральную ось двойной спирали проволоки

$$Q = u f + v g. \quad (11)$$

Координата w не нужна, так как вектор Q всегда находится в плоскости $U-V$. Параметрические уравнения для координат u и v подобны приведенным в уравнениях (7) и (8) и для вектора Q будут иметь вид:

$$x_u = u \cos \theta_s; \quad (12)$$

$$y_u = u \sin \theta_s; \quad (13)$$

$$z_u = 0; \quad (14)$$

$$x_v = -v \sin \alpha_s \sin \theta_s; \quad (15)$$

$$y_v = v \sin \alpha_s \cos \theta_s; \quad (16)$$

$$z_v = -v \cos \alpha_s. \quad (17)$$

Вектор Q в системе координат каната будет иметь вид:

$$Q = (x_u + x_v) i + (y_u + y_v) j + (z_u + z_v) k. \quad (18)$$

Так как вектор P является суммой векторов R и Q , в общем виде вектор P может быть записан в виде:

$$P = (x_s + x_u + x_v) i + (y_s + y_u + y_v) j + (z_s + z_u + z_v) k. \quad (19)$$

Введя необходимые замены, определенные уравнением (5), в уравнениях (12), (13), (15) и (16), замены u и v из уравнений (7) и (8) и подставляя их в уравнение (19), получаем функцию, зависящую только от угла поворота проволоки

$$x_w = r_s \cos(\theta_w/n) + r_w \cos \theta_w \cos(\theta_w/n) - r_w \sin \alpha_s \sin \theta_w \sin(\theta_w/n); \quad (20)$$

$$y_w = r_s \sin(\theta_w/n) + r_w \cos \theta_w \sin(\theta_w/n) + r_w \sin \alpha_s \sin \theta_w \cos(\theta_w/n); \quad (21)$$

$$z_w = r_s \tan \alpha_s \theta_w/n - r_w \cos \alpha_s \sin \theta_w. \quad (22)$$

Применение результатов этой математической модели позволило в программном пакете для твердотельного моделирования и инженерного анализа SolidWorks Cosmos построить компьютерную модель каната, визуально демонстрирующую результаты работы (рис. 4). Дальнейшее развитие этой работы предполагает получение геометрических параметров каната под воздействием внешней нагрузки, при его работе через шкив, намотке на барабан. Полученные таким образом геометрические параметры позволят определить характер контактного взаимодействия между проволоками, определить напряжения, возникающие в проволоках, и рассчитать ресурс использования каната на шахтных подъемных установках без применения эмпирических коэффициентов.

Список литературы

1. Хальфин М.Н. Расчет и эксплуатация крановых канатов. Учеб. пособие. Новочеркасск. 1993. 94 с.
2. Costello G.A. Theory of wire rope / G.A. Costello. New York etc.: Springer, 1990. XII, 106 p.

Многошпindelные станки для бурения взрывных параллельно-сближенных скважин

Обоснованы преимущества скважинных зарядов ВВ произвольной (отличной от круглой) формы. В качестве технологии для образования соответствующих взрывных полостей рекомендовано пучковое бурение параллельно-сближенных скважин. Рассмотрены варианты оборудования для реализации метода пучкового бурения.

Прогресс в горно-добывающей промышленности России во многом определяется совершенствованием технологического комплекса взрывоподготовки горной массы и обусловлен возрастающими требованиями к нему со стороны рыночной экономики и понижением уровня горных работ в сложных горно-геологических условиях. Это накладывает дополнительные требования к взрывному разрушению горных пород, реализовать которые возможно только при наличии принципиально новых идей и подходов.

Исторически форма сечения заряда напрямую зависит от способа получения объема для его размещения в горной породе, т.е. от бурения одиночной скважины, и представляет собой правильную окружность. В результате заряжения такой скважины взрывчатым веществом (ВВ) образуется единый монолитный заряд круглого сечения, являющийся базовой конструкцией всех традиционных методов управления взрывом. Все изменения здесь происходят внутри конструкции системы, т.е. в пределах собственной геометрии, что на симметрию формы взрывной волны, ее геометрию, не оказывает никакого влияния. В то же время форма заряда определяет расположение массы ВВ относительно поверхности, воспринимающей действие взрыва. Поэтому взрыв скважинного заряда произвольной формы, интенсивности и направленности может более избирательно и эффективно решать разнообразные и часто взаимно противоречивые задачи горного производства.

По технико-экономическим причинам обозначилась генеральная тенденция к увеличению энергии единичного заряда путем увеличения его диаметра и энергоемкости ВВ [1].

В этой связи представляет определенный интерес научно-техническое направление, базирующееся на частично реализованной идее отхода от традиционно круглой в сечении формы [2]. В конструктивном плане речь идет о замене традиционных цилиндрических скважинных монозарядов большого диаметра эквивалентной по общей энергии группой (пучком) параллельно-сближенных одновременно взрывае-

мых скважинных зарядов малого диаметра. В горной породе с помощью параллельно-сближенных скважин можно создавать взрывные полости любого размера и конфигурации. При взрыве такой группы зарядов образуется суммарная волна напряжения изменяемой формы, интенсивности и направленности путем варьирования их параметрами и расположением в зависимости от технологических задач и требований горных технологий. Пучковое взрывание скважин дает в руки горняков простое и эффективное средство для регулирования диаметра скважинного заряда в зависимости от горно-технических условий в теоретически неограниченном диапазоне, а практически от 100 до 1000 мм и более. На уровне одного заряда при размещении в нем ВВ такой же по величине энергии это принципиально невозможно. Открывается перспектива повышения эффективности всего буровзрывного комплекса, включая перевооружение буровой техники.

Пучки можно бурить в принципе обычными одношпindelными станками, что практически и осуществляется. Но из сущности этого способа и из новой концепции развития буровзрывных работ на базе крупномасштабной взрывной отбойки массивов горных пород [2, 3] вытекают возможность и необходимость создания и применения специальных буровых агрегатов. По поводу их конструирования имеются следующие соображения.

Изменение параметров зарядов при разработке месторождений в силу внутреннего единства геотехнологических процессов неизбежно потребует адекватного изменения технологии буровых работ. Это порождает практически неопределимое в рамках традиционных открытых и подземных технологий противоречие между технологической потребностью увеличивать диаметр скважин и техническими ограничениями при создании средств их бурения.

Рассматривая, например, типоразмерный ряд существующих шарошечных станков, нетрудно увидеть, что неизбежной платой за преимущества крупномасштабной отбойки является опережающее увеличение веса, мощности силовых установок и снижение мобильности буровых станков. Изменение диаметра бурения с 200 до 320 мм (60 %) привело к повышению веса машин на 129 %, установленной мощности на 78 % и снижению средней скорости перемещения на 230 %. Поэтому с достаточной степенью достоверности можно предположить, что дальнейшее увеличение диаметра единичных зарядов будет иметь

быстро сужающуюся перспективу из-за нарастающих внутренних противоречий в области механизации буровых работ и распределения энергии взрыва в отбиваемом массиве.

Бурение скважин малого диаметра в пучках в принципе можно осуществить любым известным способом, но представляет интерес перспектива создания многошпиндельного бурового агрегата. При его разработке должны выполняться следующие технические требования: одновременность бурения нескольких скважин пучка; их практическая параллельность (отклонение между соседними скважинами не должно превышать половины расстояния между ними); мобильность, маневренность и самоходность (на гусеничном или колесном ходу); высокая скорость бурения скважин; меньший в несколько раз вес, чем у действующих станков на карьерах.

Рассмотрим пути создания таких агрегатов. Для подземных работ – это разработка нового многошпиндельного бурового станка. Многошпиндельным будем называть станок, на котором установлено 2...4 буровых снаряда, приводимых в действие одним приводом или несколькими независимыми, и который позволяет одновременно бурить в горной породе 2...4 сближенных скважин.

Другим направлением создания нового бурового станка для подземных условий может явиться буровая установка, сконструированная на базе подходящей многомолотковой (многоперфораторной) буровой каретки.

Для открытых работ это может быть буровая установка или устройство, содержащее самоходный транспортно-силовой модуль, оборудованный двумя или более гидроперфораторами, способными перемещаться таким образом, чтобы одновременно бурить две и более сближенных скважин пучка любой его конфигурации [4].

Буровые стволы могут быть как с зависимыми, так и независимыми приводами. Например, на одном гусеничном ходу могут быть смонтированы несколько буровых головок (независимых или от одного привода), размещенных так, чтобы одновременно бурить скважины пучка диаметром около 100 мм. В подземных условиях, как известно, пучковый заряд часто формируется из 6...12 скважин. В этих условиях предпочтительнее сконструировать четырех-шестишпиндельный агрегат, конструктивно предопределяющий квадратную элементарную ячейку и на ее базе соответствующий набор конфигураций пучкового заряда. В этом случае создание многошпиндельного станка сопряжено с предпочтением одной базовой ячейки пучка (квадратной), что методологически равносильно развитию прогресса от машины к технологии и делает создание станка самоцелью. На базе двухскважинной ячейки, в отличие от четырехскважинной квадратной, имеется возможность нескольких степеней свободы и, komponуя пары, можно получать практически любые конфигурации пучковых зарядов, что предельно упрощает конструкцию буровой установки. При таком подходе может быть использована стандартная одномолотковая каретка с допнительным, полученным путем изменения характеристики стрелы элементом, и способ-

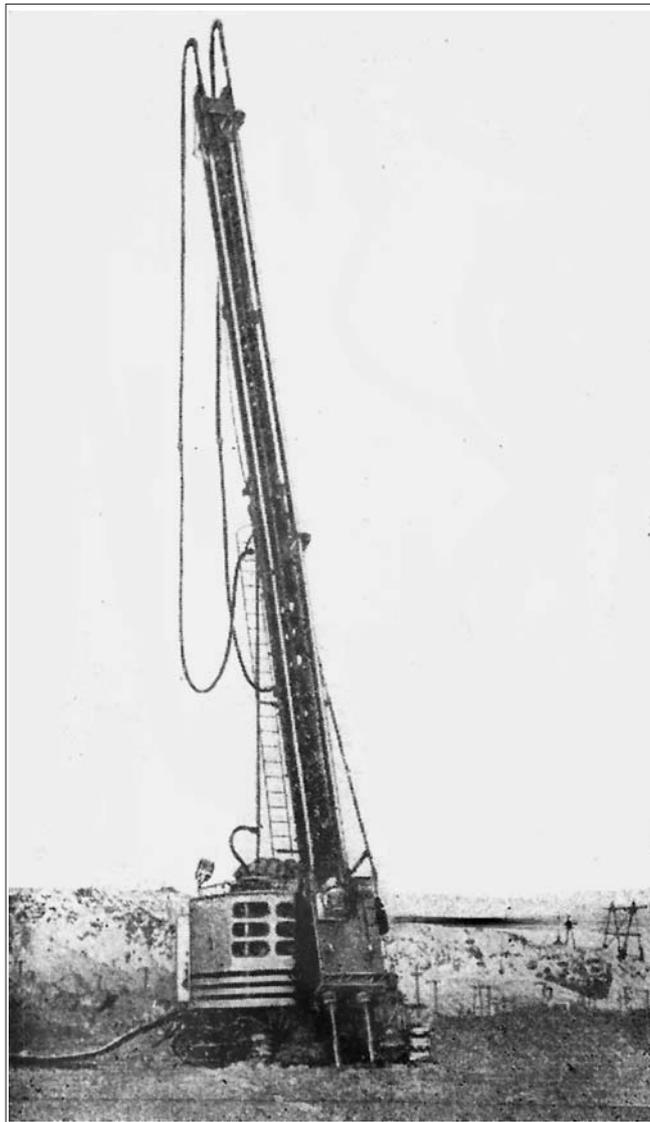


Рис. 1. Двухшпиндельный буровой станок НБС-5

ностью двух молотков раздвигаться и поворачиваться вплоть до варианта съема одного молотка, его отдельной транспортировки и монтажа в камере.

Многошпиндельный буровой агрегат с одним приводом и несколькими буровыми головками, исходя из опыта открытых работ, может быть вначале более эффективно использован в парном многоперфораторном варианте буровой установки. Это увеличит коэффициент одновременности работы всей буровой системы и определит правильное направление движения прогресса от технологии к машине.

В практике открытых разработок известен опыт создания и многолетней работы на уступах карьера "Медвежий ручей" (Норильский ГМК) двухшпиндельного бурового станка НБС-5 (рис. 1).

Схема бурового агрегата на гусеничном ходу для одновременного бурения нескольких сближенных скважин пучка в подземных условиях представлена на рис. 2.

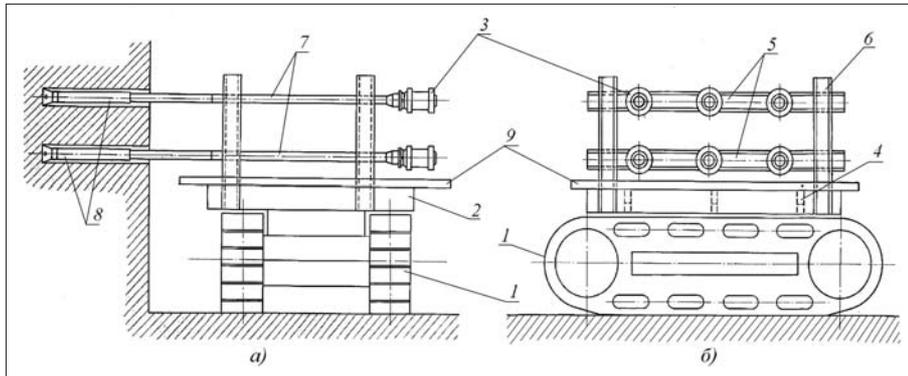


Рис. 2. Схема многошпиндельного самоходного агрегата:

а – вид сбоку; *б* – вид сзади; 1 – самоходное шасси; 2 – монтажная платформа; 3 – электродвигатели; 4 – гидроцилиндры для поднятия монтажной платформы с электродвигателями; 5, 6 – горизонтальные и вертикальные направляющие; 7 – буровые штанги; 8 – буровой снаряд; 9 – нижняя плита

Для одновременного высокоскоростного бурения скважин малого диаметра в пучках на открытых горных работах может быть использован зарубежный опыт бурения [5], в том числе на базе буровых установок с гидроперфораторами.

Технически, как было сказано выше, способ может быть реализован разработкой устройств с двумя или более высокоскоростными гидроперфораторами и возможностью их перемещения в соответствии с геометрией расположения сближенных скважин.

Буровые установки с гидравлическими перфораторами могут быть использованы для бурения пучков на карьерах без каких-либо изменений.

Станок для открытых горных работ может быть существенно проще, чем для подземных, так как с него снимается целый ряд функций и защит, связанных со спецификой подземных горных работ (бурение полных вееров скважин, большие максимальные глубины бурения, защищенность от ударов кусков горной породы, ограничение габаритов размерами горных выработок и т.д.). Это позволит существенно упростить конструкцию, снизить вес и стоимость. Использование принципа многоперфораторного бурения, реализованного в буровом оборудовании для проходки горных выработок, позволит повысить

производительность буровых работ в $N \times \text{Код}$ раз (где N – число перфораторов; $\text{Код} < 1$ – коэффициент одновременности работы). При оборудовании буровой установки тремя перфораторами можно с высокой долей уверенности прогнозировать реальное увеличение производительности буровых работ в 1,6–2,1 раза по сравнению с существующей технологией. Дополнительный эффект гарантированно возникает от снижения затрат времени на перестановку бурового оборудования в зоне бурения и на перемещение его в пространстве карьера за счет почти десятикратного увеличения скорости передвижения мобильных агрегатов относительно небольшого веса.

Таким образом, многошпиндельные буровые агрегаты, станки, установки, устройства в рыночных условиях могут стать эффективным средством достижения главной цели – реализации назревшего качественного скачка в буровзрывных работах при освоении недр России.

Список литературы

1. Трубецкой К.Н., Викторов С.Д., Закалинский В.М. Новая концепция совершенствования буровзрывных работ на подземных рудниках // Горный журнал. 2002. № 9.
2. Викторов С.Д., Галченко Ю.П., Закалинский В.М., Рубцов С.К. Разрушение горных пород сближенными зарядами. М.: Научтехлитиздат, 2006. 276 с.
3. Викторов С.Д., Еременко А.А., Закалинский В.М., Машуков И.В. Технология крупномасштабной взрывной отбойки на удароопасных рудных месторождениях Сибири. Новосибирск: Наука, 2005. 212 с.
4. Пат. 2229601 РФ, С2, 7 Е 21 С 41/26, F 42 D 3/04. Способ взрывной отбойки полезных ископаемых и вмещающих пород на открытых горных работах и устройство для его реализации / К.Н. Трубецкой, Ю.П. Галченко, В.М. Закалинский. Опубл. 27.05.2004. Бюл. № 15.
5. Форс К.Г. Сорок лет моего опыта // Горное дело и строительство: Sweden, Atlas Copka (переводной журнал). 2006. № 1. С. 28.

УДК 622:621:879.34.083."824"

Д.Е. Махно, д-р техн. наук, проф., **А.И. Шадрин**, д-р техн. наук, доц., **А.Н. Авдеев**, канд. техн. наук, доц., ИрГТУ

Проблемы эксплуатации механического оборудования в регионах холодного климата

Кратко представлены основные результаты научно-технической деятельности кафедры "Горные машины и рудничный транспорт" Иркутского государственного технического университета за 30-летний период в области эксплуатации и ремонта горного оборудования.

Ключевые слова: механическое оборудование, регионы холодного климата, горные машины и рудничный транспорт.

D.E. Makhno, A.I. Shadrin, A.N. Avdeev, Irkutsk State Technical University

The Problems of Exploitation of Machinery at a Cool Climate Regions

Briefly presents the main results of Irkutsk State Technical Universities chair "Mining engine and transport" scientific and technical activities in a 30-years space of time in the field of exploitation and mining machinery remount.

Keywords: machinery, cool climate regions, mining engine and transport.

На горных предприятиях работает уникальное механическое оборудование большой единичной мощности отечественного и зарубежного производства. На долю этих машин приходится до 45...50 % основных производственных фондов предприятий. При этом коэффициент использования техники не превышает 0,35...0,6. Одной из основных причин низкого уровня использования оборудования являются существенные простои в ремонтах. Так, простои в ремонтах карьерных экскаваторов достигают 28,6 % календарного фонда времени работы машин, при этом неплановые простои занимают до 9,2 %. Все это усугубляется неблагоприятным воздействием на работу машин природно-климатических факторов внешней среды регионов холодного климата, где в основном эксплуатируется горно-добывающая техника [1].

Ремонт остается самым трудоемким вспомогательным процессом на горных предприятиях, на его долю приходится до 70 % трудоемкости всех вспомогательных работ. Численность ремонтного персонала на угольных разрезах достигает 25 %, железорудных карьерах — 18 %. В силу разрозненности и уникальности единичного оборудования уровень ручного труда при этом достигает 70 %. Так, на предприятиях АК "АЛРОСА" в сфере технического обслуживания и ремонта занято 35 % от общей численности персонала. Доля расходов на содержание горных машин и оборудования в производственных затратах колеблется в пределах 17...43 %. Все это подчеркивает особую акту-

альность проблемы совершенствования системы эксплуатации механического оборудования в регионах холодного климата.

Кафедра горных машин и рудничного транспорта Иркутского государственного технического университета на протяжении более 30 лет занимается поэтапным решением этой проблемы в условиях горных предприятий АК "АЛРОСА", Коршуновского ГОКа, Нерюнгринского разреза. Основные направления решения проблемы — дальнейшее улучшение организации технического обслуживания и ремонта оборудования; повышение надежности работы узлов металлоконструкций машин в условиях низких температур; механизация наиболее трудоемких операций ремонтного цикла; обоснование экономически эффективных сроков службы машин в регионах холодного климата.

Организация ТОиР оборудования строится на разработке технологических карт ремонта (ТК); автоматизации рабочего места механика; оптимизации системы технического обслуживания; обосновании мощности ремонтной базы предприятия, необходимого объема запчастей и материалов, ремонтного фонда предприятия.

В настоящее время разработаны комплекты ТК на ремонт 75 наименований горного, горно-транспортного, подъемно-транспортного, обогатительного и другого оборудования отечественного и зарубежного производства. ТК включают последовательность операций по сборке и разборке узлов и агрегатов машин, норми-

рование ремонтных работ, требования правил безопасности, применения специальных средств механизации. ТК является основой для организации автоматизированного рабочего места механика. Выполнение карт на магнитных носителях позволяет выдавать и контролировать задание на ремонт машин, корректировать их содержание по мере накопления опыта совершенствования работ. Наиболее широкое применение ТК нашли в условиях предприятий АК "АЛРОСА". ТК способствуют снижению трудоемкости и повышению качества ведения ремонтных работ.

Существенным резервом снижения трудоемкости ремонтных работ является создание специальных средств механизации наиболее трудоемких процессов. В этом направлении кафедрой разработаны устройства для смазывания и замены экскаваторных канатов, расточки пяты стрелы, запрессовки и распрессовки тугосажженных узлов, внутрикарьерной перевозки крупных машин и грузов, замены смазки и ряд других технических решений, успешно реализованных на горных предприятиях. Использование этих разработок существенно снижает трудоемкость ремонтных работ, что имеет особое значение для предприятий, работающих в условиях Севера.

Методика оптимизации регламента ремонта машин и оборудования по техническому состоянию рассчитана на обеспечение выполнения планируемой технологической нагрузки с минимальными затратами на содержание техники. Целью ремонта является поддержание такого уровня надежности машин, который необходим для выполнения планового задания при минимальных трудовых и материальных ресурсах на содержание техники. Предлагается программа, позволяющая получать решения по оптимальному управлению работой машин и оборудования в конкретных условиях эксплуатации.

Разработана методика обоснования мощности, структуры и размещения ремонтной базы предприятия с учетом возможности его развития. Обоснован программный блок выработки управленческих решений на основе учета уровня надежности машин, оптимизации графиков годовых и месячных регламентов, учета реальных сроков службы машин.

Обоснована оптимизация регламента ремонтного фонда предприятия на основе планируемой технологической нагрузки при минимальных затратах на содержание техники.

Для регионов Севера обоснован рациональный срок службы оборудования. В основу оптимизации заложен динамический критерий суммарных затрат на эксплуатацию техники с учетом дисконтирования расходов по годам. Установлено, что в условиях холодного климата рациональный срок службы оборудования снижается на 10...30 % по сравнению с нормативным сроком. Для карьерных экскаваторов он ограничивается двумя ремонтными циклами с необходимостью проведения лишь одного капитального ремонта. Это обеспечивает существенное снижение трудоемкости ремонтных работ в условиях горных предприятий, минимизирует эксплуатационных расходов по статьям "амортизация" и "содержание оборудования", что име-

ет особое значение для предприятий, работающих в регионах холодного климата.

Одна из наиболее сложных проблем эксплуатации техники в регионах холодного климата связана с хрупкими разрушениями узлов металлоконструкций машин. Хрупкие разрушения, как правило, отмечаются в базовых узлах оборудования, происходят внезапно и вызывают значительные простои техники. Чем больше габариты и масса оборудования, тем выше вероятность хрупких разрушений в силу проявления так называемого "масштабного эффекта". Хрупким разрушениям не свойственны переходные периоды с пластической деформацией, разрушения происходят мгновенно под влиянием комплекса факторов воздействия внешней среды. Наиболее часты отказы, связанные с динамическими нагрузками в сочетании с неблагоприятным воздействием низких отрицательных температур воздуха и других погодноклиматических характеристик.

Руководствами по эксплуатации техники регламентируется диапазон так называемых "критических" температур наружного воздуха, при котором рекомендуется останавливать работу оборудования. Анализ хрупких разрушений показал, что большее число отказов узлов металлоконструкций происходит при температурах на 10...15 °С выше "критических" их значений, что ставит под сомнение необходимость активированных остановок машин в периоды "критических" отрицательных температур, как мероприятия по защите оборудования от разрушений. Наиболее эффективным решением является снижение динамических нагрузок в базовых узлах машин путем регулирования загрузки приводов экскаваторов, дифференцированного в зависимости от уровня опасности воздействия низких отрицательных температур.

Для решения этой проблемы выявлены зависимости параметра потока отказов базовых узлов машин от уровня опасности отрицательных температур по основным типам карьерных экскаваторов. Получены авторские свидетельства и патент [4–6] на устройства и способы ограничения режима загрузки приводов экскаваторов. Реализация предлагаемых технических решений при сезонной наладке приводов экскаваторов ЭКГ-20 в условиях Нерюнгринского разреза привела к существенному снижению числа хрупких разрушений конструкций. Аналогичные результаты получены на экскаваторах ЭКГ-12.5, работающих в Удачинском ГОКе АК "АЛРОСА". Из практики работы горных предприятий было исключено "активирование" простоя оборудования по климатическим условиям, что положительно сказалось на повышении надежности конструкций машин и эффективности работы оборудования в целом.

Длительные наблюдения за работой карьерных экскаваторов в регионах холодного климата и выполненные исследования позволили выявить связь хрупких разрушений с факторами воздействия внешней среды. Обнаружена связь разрушений с кумулятивным влиянием параметров климата. Установлено, что вероят-

ность хрупких разрушений возрастает по достижению числа циклов нагружения конструкции 10^6 [2, 7]. Выявлено, что ремонтные воздействия, выполняемые в полевых условиях без должного соблюдения режимов термической обработки конструкций, также повышают вероятность хрупких разрушений. Как правило, повторный отказ базовых узлов машин, прошедших стадию ремонта, отмечается при снижении числа циклов нагружения конструкций до $10^4 \dots 10^5$. Получены уравнения связи разрушений конструкций с климатическими факторами и числом циклов нагружения. Выявлены зависимости параметра потока отказов базовых узлов от состояния подготовки забоя, в том числе с учетом дополнительного неблагоприятного воздействия смерзаемости грунта.

В целом установлено, что хрупкое разрушение — сложный процесс, зависящий от комплекса факторов влияния внешней среды, из которых в конкретный промежуток времени решающим может оказаться лишь один из них, и появление его не всегда предсказуемо. Своевременный учет и реализация выявленных закономерностей при принятии технических решений позволят снизить вероятность хрупких разрушений конструкций и повысить уровень надежности и эффективности использования техники в регионах холодного климата. Существенным резервом снижения трудоемкости работ и повышения эффективности использования техники являются предлагаемые органи-

зационные решения по оптимизации технического обслуживания и ремонта оборудования.

Список литературы

1. **Махно Д.Е.** Эксплуатация и ремонт карьерного оборудования. М.: Недра, 1984. 133 с.
2. **Махно Д.Е.** Прогнозирование ресурса базовых узлов металлоконструкций карьерных экскаваторов, работающих в условиях Севера / Д.Е. Махно, В.А. Храмовских // Проблемы развития минеральной базы Восточной Сибири: Сб. науч. тр. Иркутск: Изд-во ИргТУ, 2004. С. 256–260.
3. **Махно Д.Е.** Эксплуатация и ремонт механических лопат в условиях Севера: Справочное пособие / Д.Е. Махно, А.И. Шадрин. М., 1992. 127 с.
4. **А.с. 1090813/СССР**/ Устройство управления электроприводом одноковшового экскаватора / Д.Е. Махно, И.В. Горбунов, Е.А. Дмитриев и др. Заявл. 12.01.83, № 354218/29-03. Оpub. Б.И. 1984. № 17.
5. **А.с. 1416625/СССР**/ Устройство управления электроприводом одноковшового экскаватора / В.Р. Клименко, И.В. Горбунов, Д.Е. Махно и др. Заявл. 03.06.86, № 4074295/29-03. Оpub. Б.И. 1988. № 30.
6. **Пат. № 2255184.** Способ управления электроприводом постоянного тока одноковшового экскаватора и устройство для его осуществления / С.С. Леоненко, А.В. Сорокин, Д.Е. Махно. и др. Заявка 2004114678/03, 13.05.2004. Оpub. 27.06.2005. № 18.
7. **Авдеев А.Н.** Анализ отказов базовых узлов экскаваторов, работающих в районах Крайнего Севера / А.Н. Авдеев, В.А. Храмовских // Горные машины и автоматика. 2005. № 1. С. 53–55.

УДК 622:621:879.34.083

Д.Е. Махно, д-р техн. наук, проф., **А.Н. Авдеев**, канд. техн. наук, доц., **А.Ю. Болотнев**, асп., ИргТУ

Проблема хладостойкости конструкций при эксплуатации карьерных экскаваторов в регионах холодного климата

Рассматриваются проблемы повышения хладостойкости конструкции карьерных экскаваторов и возможные направления их решения. Анализируются неблагоприятные факторы воздействия внешней среды и их взаимосвязь с хрупкими разрушениями конструкций. Приводятся технические решения регулирования загрузки приводов в целях снижения опасного уровня динамических нагрузок, подтвержденные авторскими свидетельствами и патентами. Приведен опыт реализации решений в условиях Нерюнгринского разреза ОАО "Якутуголь" и Удачинского ГОКа АК "АЛРОСА".

Ключевые слова: карьерные экскаваторы, регионы холодного климата, хрупкие разрушения конструкций.

D.E. Makhno, A.N. Avdeev, A.Y. Bolotnev, Irkutsk State Technical University

The Problems of Construction Stability to Low Temperature for Exploitation Open-cast Mine Excavators at a Cool Climate Regions

The article reviews the problems and potential decision of open-cast mine excavator construction stability to low temperature. Analyses unfavorable factors of environment force and correlation of this factors with machinery brittle destruction. Presents technical measures of drive employment regulation with a view to the drop in dynamical load. Measures confirmates by authors certificates and patents. Results the trial and experiments under Nerungry open-cast mine of Joint-stock society "Yakutugol" and Udachny are mining and processing enterprise of Joint-stock company "ALROSA" conditions.

Keywords: open-cast mine excavator, cool climate regions, machinery brittle destruction.

Проблема повышения хладостойкости конструкций является одной из наиболее важных технических проблем при эксплуатации машин и оборудования в

условиях Севера. Особое значение она имеет для горных предприятий с открытой технологией разработки месторождений полезных ископаемых, расположен-

ных в регионах холодного климата. Как правило, в этих условиях работает уникальное мощное оборудование, отказы которого вызывают наибольший экономический ущерб от простоев машин. Чем больше габариты и масса оборудования, тем выше вероятность хрупких разрушений в силу так называемого "масштабного эффекта" [1].

Отказы, как правило, происходят с базовыми узлами машин, вызывая длительные простои самого оборудования и, как следствие, всей технологической цепи предприятия. Хрупким разрушениям не свойственны переходные процессы с пластической деформацией конструкции, разрушения происходят мгновенно и могут быть спровоцированы лишь одним из всего комплекса и многообразия влияющих факторов. В основном хрупкие разрушения происходят в периоды воздействия низких "критических" отрицательных температур, существенно снижающих хладостойкость конструкций. Уровень резкого снижения ударной вязкости стали в интервале отрицательных температур принято называть "порогом хладноломкости" конструкции. При этом следует иметь в виду, что методика его определения на стандартных образцах малых размеров с острым надрезом не всегда идентична условиям работы реальных конструкций, подверженных дополнительно влиянию эксплуатационных факторов неблагоприятного воздействия.

Наиболее частой причиной отказов являются динамические нагрузки, играющие результирующую роль в зарождении и развитии хрупкого разрушения, вследствие резкой концентрации напряжений на трещине. Проявление динамических нагрузок в периоды воздействия критических отрицательных температур существенно усугубляют опасность разрушений в силу одновременного проявления причин, ответственных за хрупкое разрушение.

Местные концентрации напряжений, наряду с нагрузками, зависят от формы конструкций узлов и деталей машин. Резкие переходы сечений, технологические сварные швы и просто отверстия, случайные неровности поверхности могут быть причинами дополнительной концентрации напряжений, зарождения и развития хрупкой трещины. Такие концентраторы опасны в наиболее ответственных узлах машин большой массы и размеров. Причинами таких концентраторов напряжений могут быть остаточные явления после ремонтных воздействий. В целом ремонты металлоконструкций, особенно выполняемые в полевых условиях, нарушают структуру металла, что также оказывает неблагоприятное влияние на уровень хладостойкости машин.

В силу выявленных факторов увеличиваются вероятность хрупких разрушений и срок службы оборудования, особенно машин с циклическим характером нагрузки, к которым относятся карьерные экскаваторы. Установлено, что вероятность хрупких разрушений базовых узлов металлоконструкций экскаваторов возрастает после числа циклов нагружения 10^6 [2]. Отмечаются случаи повторного отказа базовых узлов машин, подверженных ремонтным воздействиям при снижении числа циклов нагружения до $10^5 \dots 10^4$. Причины этого связаны с нарушением структуры

металла и, как следствие, снижением уровня его хладостойкости.

Дополнительными неблагоприятными факторами воздействия внешней среды являются качество подготовки забоя и смерзаемость грунта. Установлено, что в результате смерзаемости грунта рост нагрузок в базовых узлах машин может возрасти до 30 % от первоначальных [3]. Все это проявляет себя в уровне формирования динамических нагрузок и концентрации напряжений в наиболее опасные периоды воздействия низких отрицательных температур. Это подчеркивает связь хрупких разрушений с комплексом факторов воздействия внешней среды, из которых в определенный момент времени решающим может оказаться лишь один из них. Только комплексный учет этих взаимосвязей, причин и следствия позволяет говорить о возможности снижения вероятности хрупких разрушений и повышении хладостойкости металлоконструкций машин.

Решение проблемы хладноломкости видится в анализе причин хрупких разрушений конструкций. Анализ каждого отказа с фиксацией характера, места разрушения, размера трещины, учета сопутствующих факторов (температуры воздуха, состояния забоя, периода наработки узла, количества циклов его нагружения) позволяет подойти к установлению причин хрупкого разрушения конструкции и разработке рекомендаций повышения надежности машин. Накопление банка данных результатов наблюдений за работой однотипных машин в течение длительного периода эксплуатации оборудования позволяет выявлять аналитические зависимости числа отказов оборудования от комплекса факторов воздействия внешней среды и описывать их в виде соответствующих математических функций (уравнений регрессии).

Так, длительные наблюдения за работой карьерных экскаваторов в условиях Коршуновского ГОКа и предприятий АК "АЛРОСА" позволили получить устойчивые уравнения связи между параметрами надежности и климатическими факторами [1]. Работы в этом направлении продолжаются. Такой подход позволяет более четко анализировать причины хрупких разрушений конструкции [7].

Обобщение и анализ данных по парку однотипных экскаваторов позволили выявлять ряд общих закономерностей хрупких разрушений. В частности, установлен характер связи между уровнем надежности металлоконструкций экскаваторов и количества дней работы машин, характеризуемых определенными градиентами параметров климата. Уравнение регрессии, описывающее эту зависимость, для экскаваторов ЭКГ-8И имеет вид:

$$T_n = 66,7 + 41,8T_{t < -20} + 20,1T_{t < -40} - 6,0T_{V > 4} - 9,8T_{P > 70} + 7,4T_{v > 4}, \quad (1)$$

где T_n – наработка до отказа экскаватора, сут; T – количество дней работы, характеризуемых определенными градиентами климатических факторов; t – температура воздуха, °С; V – скорость изменения температуры, °С; P – относительная влажность воздуха, %; v – скорость ветра, м/с.

Полученное уравнение качественно характеризует связь надежности работы металлоконструкций машин с условиями эксплуатации техники. Наиболее значимыми и влияющими на частоту хрупких разрушений являются количество дней работы экскаваторов в условиях, близких к критическим отрицательным температурам, а также и более высоким их значениям ($-20\text{ }^{\circ}\text{C}$), для которых характерны резкие амплитуды суточных колебаний температур. Об этом свидетельствует и связь наработки со скоростью изменения температур и скоростью ветра, которые сказываются на росте напряжений при формировании опасных нагрузок. Значимость полученной зависимости подтверждается высоким уровнем коэффициента множественной корреляции, равным 0,8.

Анализ более 1000 случаев хрупких разрушений показывает, что наибольшее воздействие на работоспособность конструкций оказывают климатические факторы, определяемые уровнем отрицательных температур в интервалах $-10\dots-20$ и $-30\dots-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ при скорости их изменения $2\dots3\text{ }^{\circ}\text{C/ч}$, относительной влажности воздуха более $60\dots70\%$ и скорости ветра выше 4 м/с . Накопительный характер воздействия климата на уровень надежности машин проявляется в ускорении процесса старения стали под воздействием факторов внешней среды. Резкие перепады температур вызывают появление в массивных узлах конструкций внутренних напряжений, способствующих раскрытию и развитию хрупких трещин. Высокая влажность воздуха ускоряет окислительные процессы в вершине трещины, увеличивая скорость их роста, что подтверждает общие закономерности физики процесса хрупкого разрушения материала.

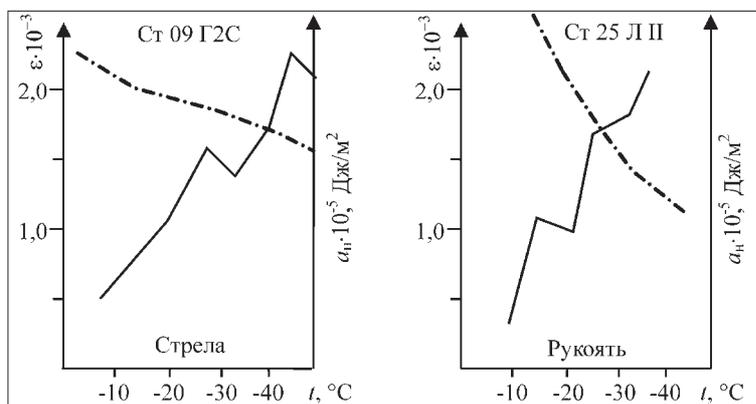
В этом плане более показательна оценка критического уровня отрицательных температур отдельных конструкций по величине относительной частоты отказов ε_i с учетом количества дней работы экскаватора D_i в данном интервале температур:

$$\varepsilon_i = \frac{n_{ij}}{D_i m N}, \quad (2)$$

где n_{ij} — абсолютное число поломок узла в рассматриваемом интервале температур; m — количество однотипных экскаваторов; N — количество однотипных узлов в машине.

Экстремальные значения относительной частоты отказов можно рассматривать в качестве критерия оценки критического уровня отрицательных температур, при котором отмечается наибольшее число хрупких разрушений конструкций. Установлены наиболее опасные интервалы отрицательных температур для основных типов карьерных экскаваторов: ЭКГ-12.5 $-30\dots-40\text{ }^{\circ}\text{C}$; ЭКГ-8И $-35\dots-40\text{ }^{\circ}\text{C}$; ЭКГ-4.6 $-30\dots-35\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Совмещение на одном графике (см. рисунок) кривых, отражающих изменение относительной частоты



Относительная частота хрупких разрушений и уровень ударной вязкости сталей основных узлов металлоконструкций экскаваторов ЭКГ-12.5:

--- — ударная вязкость стали; — — относительная частота отказов

отказов и уровня ударной вязкости стали a_n , позволяет подойти к анализу причин хрупких разрушений конкретных узлов металлоконструкций экскаваторов, которые, наряду со снижением уровня ударной вязкости применяемых сталей, могут определяться и недостатками конструктивных форм отдельных узлов.

В целом семейство полученных графиков по базовым узлам экскаваторов показывает сдвиг порога хладноломкости металлоконструкций машин на $10\dots15\text{ }^{\circ}\text{C}$ в сторону положительных температур по сравнению с оценкой хладноломкости по величине ударной вязкости стали. Полученные результаты также подтверждают кумулятивный характер влияния нагрузок, зависимость хрупких разрушений от конструктивных форм отдельных узлов, масштабного эффекта и т.д.

Общий анализ банка данных хрупких разрушений показывает, что в области "критических" отрицательных температур, определяемых порогом хладноломкости сталей, происходит не более $5\dots6,5\%$ общего количества хрупких разрушений. Основная часть отказов отмечается при более высоких значениях отрицательных температур. Это ставит под сомнение эффективность технических решений, связанных с активной остановкой машин в период воздействия "критических" отрицательных температур. Необходим принципиально новый подход к разработке организационных мероприятий по поддержанию хладостойкости металлоконструкций машин, учитывающий весь комплекс и многообразие влияющих факторов.

Регулирование режима загрузки приводов экскаваторов в периоды низких отрицательных температур в целях снижения опасного уровня динамических нагрузок является одним из основных направлений защиты экскаваторов от хрупких разрушений. Введение таких ограничений исключает необходимость активированных остановок экскаваторов, повышает ритмичность работы предприятий и эффективность работы техники в целом. Получены ряд авторских свидетельств и патент [4–6] на устройства и способы ограничения режима загрузки приводов экскаваторов. Реализация техниче-

ских решений только при сезонном регулировании загрузки приводов парка экскаваторов ЭКГ-20 в условиях Нерюнгринского угольного разреза ОАО "Якут-уголь" уменьшила число хрупких разрушений конструкций более чем на 40 %, позволив сократить среднее время восстановления машин [3]. Аналогичные эксперименты с положительным эффектом имели место на экскаваторах ЭКГ-12.5 Удачинского ГОКа АК "АЛРОСА". Переход на сезонные регулирования загрузки приводов экскаваторов с дифференцированным по температурам их значениям исключает ранее существовавшую практику работы горных предприятий с активированными остановками оборудования в периоды воздействия "критических" отрицательных температур, что положительно сказывается на повышении хладостойкости конструкции машин и эффективности работы машин в целом.

Существенным резервом повышения хладостойкости машин являются жесткие требования к форме конструкции наиболее ответственных узлов оборудования. Реальные практические результаты здесь могут быть получены посредством моделирования нагрузок основных конструкций экскаваторов методом конечных элементов с использованием технических возможностей программ "Nastran", "Ansis" и других [2, 7, 8]. Первые опыты в этом направлении по имитации загрузки базовых узлов экскаваторов ЭКГ-8И позволили выявить наиболее опасные сечения отдельных узлов машин и сформулировать требования к рациональному их проектированию [2]. Продолжение исследований в этом направлении позволит разработать научную основу к проектированию наиболее ответственных узлов экскаваторов. Программы позволяют учитывать связь напряжений с факторами неблагоприятного воздействия внешней среды и, прежде всего, с уровнем опасных отрицательных температур.

В целом комплекс факторов, активно влияющий на уровень хладостойкости и хладноломкости машин, требует разработки специальной Инструкции по правилам эксплуатации машин и оборудования, работающих в регионах холодного климата. Инструкция должна описывать физику процесса хрупкого

разрушения, принципы отрицательного воздействия на характер разрушения факторов внешней среды, объединять требования к эксплуатации и регулированию режима загрузки приводов машин в условиях опасного воздействия низких отрицательных температур, включая особые подходы к восстановлению работоспособности машин в полевых условиях, учитывать и психологические факторы каждого оператора, управляющего техникой в периоды наиболее опасного воздействия внешней среды. В Инструкции должны быть отражены особенности выполнения ремонтных работ, связанных с восстановлением узлов металлоконструкций в условиях воздействия отрицательных температур. Обязательное выполнение требований Инструкции гарантирует повышение хладостойкости металлоконструкций машин и оборудования, работающих в условиях Севера.

Список литературы

1. **Махно Д.Е.** Эксплуатация и ремонт карьерного оборудования М.: Недра, 1984. 133 с.
2. **Махно Д.Е., Храмовских В.А.** Прогнозирование ресурса базовых узлов металлоконструкций карьерных экскаваторов, работающих в условиях Севера // Проблемы развития минеральной базы Восточной Сибири: Сб. науч. тр. Иркутск: Изд-во ИрГТУ. 2004. С. 256–260.
3. **Махно Д.Е., Шадрин А.И.** Эксплуатация и ремонт механических лопат в условиях Севера: Справочное пособие. М., 1992. 127 с.
4. **А.с. 1090813/СССР**/ Устройство управления электроприводом одноковшового экскаватора / Д.Е. Махно, И.В. Горбунов, Е.А. Дмитриев и др. Заявл. 12.01.83, № 354218/29-03. Оpub. Б.И. 1984. № 17.
5. **А.с. 1416625/СССР**/ Устройство управления электроприводом одноковшового экскаватора / В.Р. Клименко, И.В. Горбунов, Д.Е. Махно и др. Заявл. 03.06.86, № 4074295/29-03. Оpub. Б.И. 1988. № 30.
6. **Пат. на изобр. № 2255184.** Способ управления электроприводом постоянного тока одноковшового экскаватора и устройство для его осуществления / С.С. Леоненко, А.В. Сорокин, Д.Е. Махно и др. Заявка 2004114678/03, 13.05.2004. Оpub. 27.06.2005. № 18.
7. **Авдеев А.Н., Храмовских В.А.** Анализ отказов базовых узлов экскаваторов, работающих в районах Крайнего Севера // Горные машины и автоматика. 2005. № 1. С. 53–55.
8. **Browell Ray.** The Power of Nonlinear Materials Capabilities / Ray Browell // ANSYS Solutions. 2000. Vol. 2, N 2.

А.С. Леоненко, канд. техн. наук, А.Ю. Прокопьев, асп., ИрГТУ, Я.Я. Берзинш, инж.,
ОАО "Бурятзолото"

Основные пути повышения управляемости малых и средних шахтных подъемных установок

Повышение эффективности эксплуатации существующих малых и средних шахтных подъемных установок рекомендуется осуществлять за счет модернизации асинхронных приводов установкой тиристорного регулятора напряжения в цепь ротора, что повысит управляемость и ресурс шахтной машины, обеспечит качественное выполнение основных технологических операций. Модернизацию установки можно проводить практически без остановки. Практика опытной эксплуатации показала высокую надежность привода.

Ключевые слова: электропривод, регулятор напряжения, треугольный тиристорный элемент, плавность регулирования, снижение динамических нагрузок.

A.S. Leonenko, A.J. Prokopyev, Irkutsk State Technical University, J.J. Berzinsh, Open Society
"Burjatzoloto"

The Basic Ways of Increase of Controllability of Small and Average Mine Elevating Installations

Increase of efficiency of operation of existing small and average mine elevating installations is recommended for carrying out at the expense of upgrade of asynchronous drives, installation of a thyristor regulator of a voltage in a circuit of a rotor that will raise controllability and a resource of the mine machine, will provide qualitative performance of the basic technological operations. Upgrade of installation can be spent practically without a stop. Practice of preproduction operation has shown high reliability of a drive.

Keywords: the electric drive, regulator of a voltage, triangular thyristor element, smoothness of regulation, reduction in dynam.

В настоящее время на шахтных подъемных установках (ШПУ) широко распространен привод переменного тока с асинхронным двигателем с фазным ротором и реостатным управлением. Эксплуатационные показатели (производительность, надежность, экономичность) ШПУ с таким приводом оказываются низкими. Применение этого типа привода оправданно на малогазурженных клетевых и вспомогательных подъемах, где при относительно малом времени работы подъема неэкономичность и низкая управляемость привода не сказываются на эксплуатационных расходах. Однако практика эксплуатации ШПУ на рудниках с возрастающими объемами добычи показывает, что такие ШПУ становятся слабым звеном в технологическом процессе, особенно при клетевом подъеме и работе с несколькими горизонтами. Замена этого привода на современные проблематична, так как требует больших капитальных затрат, которые практически не будут окупаемы. Ограниченные возможности обновления действующего парка малых и средних ШПУ предопределяют поиск путей повышения их ресурса и управляемости [1, 2]. Основной путь поддержания работоспособности, улучшения технических показателей — модернизация существующего электропривода.

Рассмотрим процессы пуска и подъема груза на малой ШПУ Ц1,2×1,0, предназначенной для спуска и подъема груза. После захвата груза (рельс, пачка леса и т.п.) его необходимо подтянуть, поднять над лядой для

последующего спуска. Для этого необходимо обеспечить плавное трогание с места, разгон до "ползучей" скорости движения, стабилизацию этой скорости на всем интервале движения до окончания подъема груза над лядой и останов. Эти операции проводятся машинистом неоднократным переключением ступеней сопротивления в цепи ротора, что сопровождается большим числом переключений релейно-контакторной аппаратуры, напряженной работой машиниста.

Частые переключения ступеней реостата при работе на пониженных скоростях вызывают необходимость совмещать одновременно работу подъемного двигателя на мягких искусственных механических характеристиках с работой механического тормоза, что сопровождается дополнительными динамическими нагрузками в элементах подъемной машины, ускоренным износом канатов и редуктора.

После подъема груза над лядой проводится его спуск. Двигатель работает при этом в режиме динамического торможения. По мере спуска увеличивается момент нагрузки за счет увеличения веса каната, следовательно, скорость спуска увеличивается. Машинисту приходится неоднократным переключением командоконтроллера поддерживать скорость спуска, увеличивая тормозной ток. Кроме того, при прохождении ляд машинист вынужден снижать скорость и вновь увеличивать ее, что также требует напряженной работы, внимания и опыта.

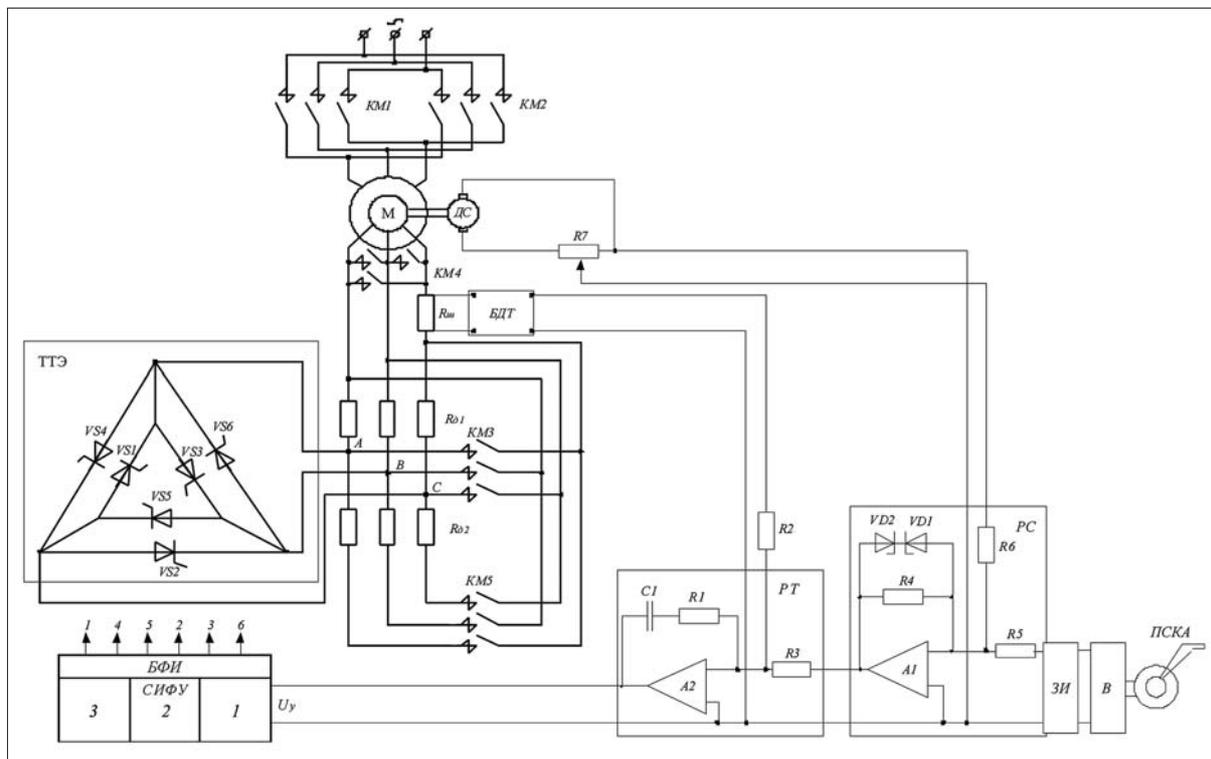


Рис. 1. Принципиальная схема разработанного электропривода с двойным ТТЭ

При подъеме груза машинист выполняет также операции, направленные на обеспечение плавности пуска, движения с заданной скоростью, перехода на пониженную скорость при прохождении ляд, плавного замедления и останова. При выполнении операции замедления рукоятка управления переводится из крайнего положения в первое либо во второе, т.е. в цепь ротора вводится пусковое сопротивление. Однако управление двигателем затруднительно вследствие мягкости механических характеристик и возможного колебания статической нагрузки.

Тормозное замедление осуществляется при помощи механического тормоза. Для этого машинист отключает подъемный двигатель от сети и переставляет ручку управления рабочим торможением в нижнее положение. Однако так как необходимый момент зависит от загрузки, времени начала торможения и других факторов, то в большинстве случаев машинист не может правильно выбрать требуемую постоянную величину тормозного момента. Поэтому он обычно во время торможения меняет положение рукоятки тормоза, чтобы подойти к приемной площадке с заданной скоростью. Такой способ управления вредно отражается на механической части подъемной установки, вызывая толчки и удары. Точность останова машины при этом полностью зависит от квалификации машиниста.

Кроме операций, связанных с подъемом и спуском груза, необходимо проводить вспомогательные операции: осмотр ствола, канатов подъемной машины, а также спуск-подъем с пониженной скоростью. Выполнение вспомогательных операций должно проводиться на пониженных скоростях при значительных вариациях сил сопротивлений. Это вызывает необходимость

работы подъемного двигателя на искусственных характеристиках, применения механического торможения или совместной работы двигателя и тормоза.

Таким образом, для обеспечения качественного управления необходимо формировать жесткие механические характеристики. Диапазон плавного регулирования при этом достаточен от 0 до 0,5...0,6 номинальной скорости, так как при этом будет обеспечено качественное выполнение следующих основных операций:

- плавное регулирование момента двигателя от начального до 1,5...2 номинальных;
- плавный пуск с заданным темпом нарастания скорости;
- устойчивое движение на "ползучих" скоростях;
- устойчивое движение с пониженной скоростью при прохождении ляд (горизонтов) в пределах 0,5...0,6 номинальной.

Кроме перечисленных требований, важным является требование высокой надежности. Модернизированный вариант привода не должен создавать аварийных ситуаций: режимов коротких замыканий, потери управляемости. В случае непредвиденных ситуаций машинист должен простыми переключениями перейти на старую систему управления и продолжать работу. После устранения неполадки переход на модернизированный вариант привода должен быть простым без каких-либо пересоединений в силовой схеме и схеме управления.

Поставленные задачи и требования были взяты за основу при выборе технического решения. Из всего многообразия способов регулирования скорости наиболее рациональным оказался способ фазового регу-

лирования напряжения в цепи ротора. Учитывая, что роторные сопротивления на действующих подъемных установках включены по схеме треугольник, наиболее предпочтительным оказался вариант с использованием в качестве силового элемента регулятора напряжения одинарного либо двойного треугольного тиристорного элемента (ТТЭ). На рис. 1 представлена принципиальная схема разработанного электропривода с двойным ТТЭ. Задание на фазовый угол открывания тиристоров ТТЭ формируется pedalным сельсинным командоаппаратом ПСКА. Напряжение, пропорциональное углу поворота педали, с выпрямителя V подается как напряжение управления U_y (задания скорости) на вход задатчика интенсивности (ЗИ), разворачивающего этот сигнал во времени. С выхода ЗИ сигнал задания на скорость $u_{зо}$ подается на вход регулятора скорости РС и суммируется с сигналом обратной связи по скорости $u_{оск}$, который формируется с тахогенератора ДС. Разность этих сигналов определяет установившееся значение скорости. С выхода РС напряжение $u_{зл}$ подается на вход регулятора тока РТ и суммируется с сигналом обратной связи по току $u_{ост}$, который формируется датчиком тока БДТ. С выхода РТ напряжение управления подается на СИФУ, которая формирует управляющие импульсы по трем каналам. Каждый канал обеспечивает в блоке формирование импульсов (БФИ) импульсы управления для пар тиристоров ТТЭ: $VS1-VS4$ (1.4), $VS2-VS5$ (2.5), $VS3-VS6$ (3.6).

Исследования показали, что при использовании только одного ТТЭ реализуется рабочая зона тиристорного регулятора, ограниченная скоростью установившегося движения не менее 0,6 номинальной и пусковым током ротора, не превышающим 1,5 номинального. Электромеханические характеристики двигателя с нанесенной рабочей зоной тиристорного регулятора напряжения (ТРН) изображены на рис. 2.

Опытный экземпляр разработанного привода был смонтирован на руднике "Холбинский" ОАО "Бурятзолото".

Управление приводом заключается в следующем. Командоконтроллер устанавливается в первое положение. Управляя pedalным сельсинным командоаппаратом, машинист может плавно тронуться, установить любую "ползучую" скорость движения, плавно ускорить движение до 0,5 номинальной. После разгона до этой скорости машинист может дать команду на разгон до основной скорости переводом рукоятки командоконтроллера на последнюю ступень. При этом произойдут переход на реостатное управление и разгон до основной скорости с небольшим броском тока, который не превышает 1,5...2 номинальных. Для остановки машинист устанавливает ручку командоконтроллера в первое положение. Скорость начинает снижаться и когда она снизится до 0,5 номинальной, тиристорный регулятор "подхватит" двигатель. Дальнейшее управление скоростью и моментом двигателя осуществляет машинист, воздействуя на pedal сельсинного командоаппарата, формируя плавный останов.

Таким образом, в электроприводе обеспечивается качественное выполнение перечисленных выше основных технологических операций. Кроме того, отпадает необходимость частого использования однофазной работы двигателя с работой тормоза.

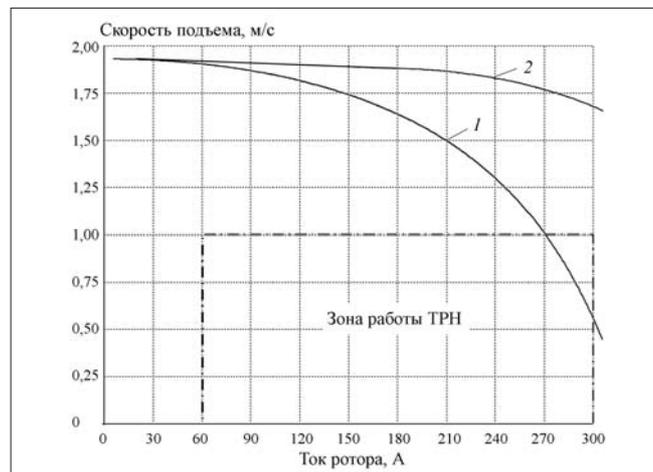


Рис. 2. Электромеханические характеристики привода и рабочая зона ТРН:

1 — с реостатным регулированием в цепи ротора; 2 — с фазовым регулированием напряжения в цепи ротора на основе ТТЭ

Принятая схема тиристорного регулятора и место его подключения обеспечивают модернизацию ШПУ практически без остановки. Анализ всех возможных неисправностей в тиристорном регуляторе показал, что аварийные ситуации полностью исключены, что чрезвычайно важно. В случае возникновения неисправностей простой ШПУ также исключен, так как машинист отключением регулятора (рубильника в силовой цепи и автомата в блоке управления) переходит на старую схему до устранения неисправности в регуляторе.

Как показала опытная эксплуатация в течение 6 мес модернизированного подъема на руднике "Холбинский" ОАО "Бурятзолото", выхода его из строя не было, что свидетельствует о высокой надежности тиристорного регулятора. На взгляд разработчиков, дальнейшей работой по совершенствованию ШПУ являются перевод старой релейно-контакторной схемы управления на бесконтактную с заменой контакторов на тиристорные (симисторные) ключи и разработка микропроцессорной системы управления, включая и второй ее уровень, на базе уже существующих на ШПУ регистраторов параметров. В сочетании с тиристорным регулятором такой привод можно считать достаточно современным и надежным. Это позволит увеличить ресурс ШПУ за счет снижения динамической нагруженности, снизить простои, эксплуатационные расходы и повысить управляемость и производительность. Учитывая высокую стоимость современных электроприводов, разработанный привод является рациональным именно для модернизации существующих ШПУ. Учитывая, что 90 % всех ШПУ в России укомплектованы электроприводом с асинхронными двигателями с фазным ротором, можно говорить и о перспективе данной разработки.

Список литературы

1. Гальперин И.Я., Бежок В.Р. Модернизация электропривода и автоматизация шахтных подъемных установок. М.: Недра, 1984. 243 с.
2. Ваулин Г.А., Мещерин А.Т., Пугачев Е.В. Средства повышения эффективности и надежности шахтных подъемных машин с электроприводом, оснащенных асинхронным электродвигателем с фазным ротором // Электрика. 2007. № 6.

Д.В. Журавлев, асп., УГГУ

Совершенствование металлоконструкций буровых установок

Выполнен анализ зависимости массы мобильных буровых установок от грузоподъемности, показана эффективность оптимизации металлоконструкций.

Ключевые слова: скважина, буровой станок, металлоконструкция, мачта, оптимизация, масса, алгоритм расчета.

D.V. Juravlev, USMU

Improvement Steelwork Drill Installations

Completed analysis relation mass mobility drill installation to load carrying capacity, indicate efficiency optimization steelwork.

Keywords: borehole, drilling rig, steelwork, mast, optimization, mass, computational algorithm.

В горной отрасли наряду с неглубокими скважинами, используемыми для выполнения взрывных работ, проходятся и глубокие скважины для поиска и разведки полезных ископаемых, для водоотлива, для проветривания шахт. Их глубина соизмерима с глубиной нефтяных и газовых скважин, поэтому для проходки могут применяться те же мобильные буровые установки.

В связи с увеличением объемов работ по бурению, с необходимостью иногда проходки наклонно направленных и горизонтальных скважин, с возросшими требованиями технологии возникла потребность в станках большей грузоподъемности при условии сохранения или улучшения таких качеств, как мобильность и монтажеспособность.

Буровые станки, применяемые в настоящее время, разработаны несколько десятилетий назад, морально устарели и очень громоздки ввиду несовершенства применяемых методов проектирования и расчета. Использование современных инженерных программных комплексов позволяет значительно оптимизировать оборудование и металлоконструкции буровой установки.

Оборудование, как правило, монтируется на шасси (рис. 1, см. 3-ю стр. обложки) для обеспечения мобильности и уменьшения затрат на подготовительные работы. Установки грузоподъемностью до 80 т имеют

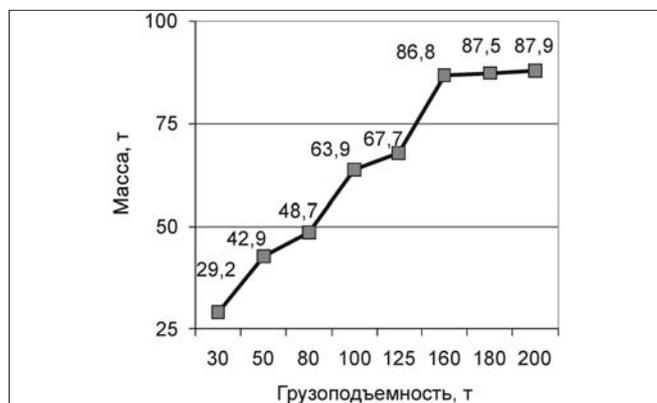


Рис. 2. Зависимость массы буровых установок от грузоподъемности

габариты и массу, подходящие для передвижения по дорогам общего пользования без дополнительных согласований. При увеличении грузоподъемности растут и другие параметры — масса установки, ее габариты и др. Сложно представить, как такой комплекс перемещается по пересеченной местности, дорогам зимней отсыпки или болотам.

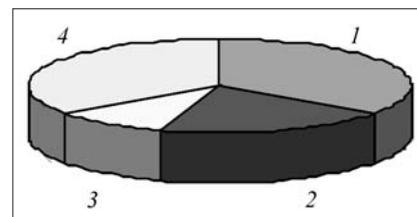
Анализируя график, представленный на рис. 2, можно сделать вывод, что масса установок растет по прямолинейной зависимости до грузоподъемности 160 т. При дальнейшем увеличении грузоподъемности часть оборудования размещают на других транспортных средствах из-за ограничения на грузки шасси, что приводит к увеличению транспортных единиц и, как следствие, к уменьшению мобильности.

На рис. 3 представлена диаграмма массовых долей узлов установки. График показывает, что треть массы буровой установки заключено в шасси.

Шасси подбирается по массе размещаемого на нем оборудования, поэтому если обеспечить снижение массы мачты и оборудования, то можно уменьшить массу транспортного средства или даже перейти на другой типоразмер шасси. Подъемный агрегат (или буровая лебедка) легко подвергается оптимизации как структурной, так и параметрической при применении современного оборудования: планетарного редуктора, двигателей нового поколения и др.

Мачты существующих буровых установок были спроектированы без применения инженерных вычислительных программ, что ставит под сомнение правильность выбора сечений элементов и схемы решеток. При внедрении специализированных расчетных пакетов появится возможность оптимизации данных конструкций.

Рис. 3. Соотношение масс узлов установки:
1 – шасси (35 %); 2 – мачта (20 %); 3 – подъемный агрегат (10 %); 4 – другое оборудование (35 %)



Мачта мобильной буровой установки представляет собой сварную решетчатую металлоконструкцию с открытой передней гранью, выполненную, как правило, из стандартных профилей (труб, уголков и т.п.). Для транспортировки используются схемы с разделением мачты на две секции. В наиболее распространенном варианте (см. рис. 1 на 3-й стр. обложки) секции складываются одна в другую при помощи гидроцилиндра. На мачте размещены платформа верхового рабочего, блок шкивов талевой системы (кронблок), лестницы с тоннельным ограждением и другое оборудование.

При бурении секция выдвигается, мачта устанавливается в вертикальное или наклонное положение и для повышения общей устойчивости конструкции мачта крепится шестью силовыми оттяжками: две закрепленные к раме шасси (рис. 4, см. 3-ю стр. обложки) и четыре ветровые оттяжки крепятся к грунту.

Конструкция мачты воспринимает множество нагрузок, различных по силе, направлению, периодичности, комбинациям и т.д. Все это существенно усложняет проведение расчетов – необходимо задавать различные сочетания нагрузок, учитывать ветровые нагрузки, возможную неравномерность натяжения оттяжек. При проектировании мачт необходимо также выполнять динамические расчеты, чтобы исключить появление резонанса при вынужденных колебаниях в процессе бурения. Без специализированных пакетов провести такие расчеты просто невозможно.

Для проведения расчетов металлоконструкций и элементов механизмов в настоящее время предлагаются несколько систем, основанных на использовании метода конечных элементов. Наиболее простая для использования и обеспечивающая высокую достоверность результатов – система автоматизированного расчета и проектирования машин механизмов и конструкций APM WinMachine. Программа разработана Научно-техническим центром АПМ (г. Королев) и имеет сертификат соответствия Госстроя РФ № 03111087. Система по большинству параметров не имеет мировых аналогов, в нее вошли модули расчета прочности, жесткости и устойчивости механических систем, реализованные методом конечных элементов. С ее помощью можно получать рациональные геометрические размеры элементов машин и строительных конструкций.

Для проведения расчетов в этой системе должны быть составлены геометрическая модель, модель нагружения, закрепления и материалов.

В процессе выполнения диссертационной работы автором статьи разработана методика оптимизации конструкции мачты буровой установки, которая включает алгоритмы формирования перечисленных моделей и алгоритм оптимизации.

Модели составляются для трех основных режимов работы: подъем мачты, бурение с оттяжками и бурение без оттяжек.

Идея и новизна методики состоят в том, что она позволяет быстро и корректно формировать систему нагрузок, создавать модель нагружения и исследовать напряженно-деформированное состояние модели.

В расчет вводятся все возможные нагрузки:

- допустимая нагрузка на крюке;
- усилие в тяговой и неподвижной ветвях каната;

- ветровая нагрузка;
- от массы элементов конструкции, неучтенной в модели;
- нагрузка от другого оборудования такого, как вспомогательная лебедка, раскрепитель труб, буровые ключи и т.д.

Расчетная модель для варианта при бурении с оттяжками и результаты при максимальной нагрузке на крюке 1250 кН, ветровой нагрузке для четвертого региона представлены на рис. 5 (см. 3-ю стр. обложки). Результаты представлены в виде цветовой карты (таблицы с численными значениями по каждому элементу выводятся в текстовый файл и могут быть включены в отчет). Цветовая карта существенно упрощает процесс анализа напряжений по элементам конструкции – каждому уровню напряжений соответствует свой цвет и зрительно сразу видно, какие элементы перегружены, а какие имеют излишние запасы прочности. В представленном варианте большая часть элементов "окрашена" в голубой и синий цвета, что соответствует уровню напряжений 45...75 МПа, т.е. имеется запас по прочности.

Системой APM WinMachine обеспечивается расчет:

- напряженно-деформированного состояния элементов конструкции мачты;
- величины и формы собственных колебаний мачты;
- коэффициента запаса устойчивости всей мачты и основных несущих элементов.

Для выявления влияния конструктивного исполнения вышек проведены расчеты других вариантов. Выявлено, что при неизменных нагрузках и сечениях элементов напряжения зависят от исполнения решеток.

Конечной целью проведения расчетов при проектировании является снижение массы конструкции, поэтому в разработанную методику включен алгоритм поиска оптимального решения по критерию массы.

Алгоритм включает структурную и параметрическую оптимизации конструкции вышки. Структурная оптимизация предполагает подбор типа решетки, типов сечений, определение количества и мест крепления оттяжек, мест размещения оборудования. При параметрической оптимизации проводится подбор размеров сечения элементов конструкции. Полностью автоматизировать процесс оптимизации вышки с использованием известных поисковых методов оптимизации (покоординатного спуска, случайного поиска и др.) невозможно ввиду того, что при структурной оптимизации для каждого варианта должна составляться новая расчетная схема, задаваться новое нагружение. При параметрической оптимизации сечения также задаются из базы данных в диалоговом режиме с системой. Таким образом, оптимизацию должен выполнять опытный специалист, способный творчески анализировать получаемые результаты и отсекал неперспективные направления, тем самым будет сокращаться время на оптимизацию.

Результатами проведенных расчетов по выявлению возможности снижения массы мобильной буровой установки грузоподъемностью 125 т доказано, что масса может быть уменьшена на 21,1 % при сохранении устойчивости конструкции (начальная масса – 12 920 кг, масса оптимизированной конструкции – 10 200 кг). Экономический эффект – более 3,4 млн руб./год.

УДК 621.867:621.92:622.7.01.

А.Н. Картавый, канд. техн. наук, НПК "Механобр-техника", г. Санкт-Петербург

Механизм возбуждения колебаний и затраты мощности дебалансными вибровозбудителями

Проанализирована физическая сущность механической передачи мощности от двигателя вибрационной машины к ее колеблющейся части посредством дебалансного вибровозбудителя. Предложена теория расчета мощности, затрачиваемой на вращение неуравновешенной (дебалансной) массы, с учетом инерционных сил дебаланса. Приведены примеры и количественные зависимости затрат мощности для дебалансных вибровозбудителей. Проведен предварительный анализ затрат мощности на несбалансированных узлах и деталях машин различного назначения.

Ключевые слова: вибрационная машина, дебалансный вибровозбудитель, неуравновешенная масса, силовое возбуждение колебаний, инерционные силы, затраты мощности.

A.N. Kartavy, NPK "Mekhanobr-tekhnika"

Unbalanced Vibration Exciters: Mechanism of Vibration Generation and Power Expenditure

We have analyzed physical entity of mechanical power transmission from engine of vibration machine to its balancing part by means of unbalanced vibration exciter. Power consumed to rotate unbalanced (eccentric) weight was defined on the basis of inertial force account. An example and quantitative functions of power expenditure are shown for unbalanced vibration exciters. Power expenditure at unbalanced minor components of various application machines underwent initial analysis.

Keywords: vibration machine, unbalance vibration exciter, unbalanced mass, force excitation, inertial forces, power loss.

Известно, что вибрационные машины являются наименее энергозатратными при дроблении, грохочении, транспортировании и других операциях по сравнению с машинами аналогичного назначения, но другого принципа действия (см., например, [1]). Однако необходимость применения ресурсосберегающих технологий и широкое распространение вибромашин в различных отраслях промышленности позволяют говорить в целом об актуальности энергосбережения при эксплуатации каждого типа вибромашин в отдельности и заставляют более внимательно относиться к выбору установленной и фактически потребляемой мощности. Специфика колебательных систем вибромашин по сравнению с другими типами рабочих машин позволяет пересмотреть имеющиеся методики расчета мощности электродвигателей приводов вибровозбудителей.

На горных предприятиях в различных технологических операциях широко распространены вибрационные машины с дебалансными вибровозбудителями, создающими эллиптические или линейные (направленные) колебания. Возбуждение колебаний вибромашин создается различными вибровозбудителями. В частности,

применяются одиночные (рис. 1, а) дебалансные вибровозбудители, двоянные (см. рис. 1, б), вращающиеся навстречу друг другу (самобалансные) и в одну сторону, а также их комбинации, в том числе с электромагнитными вибровозбудителями. Кроме того, в последнее время внедряются так называемые мотор-вибраторы (рис. 2), которые имеют модульное исполнение, а также все большее распространение

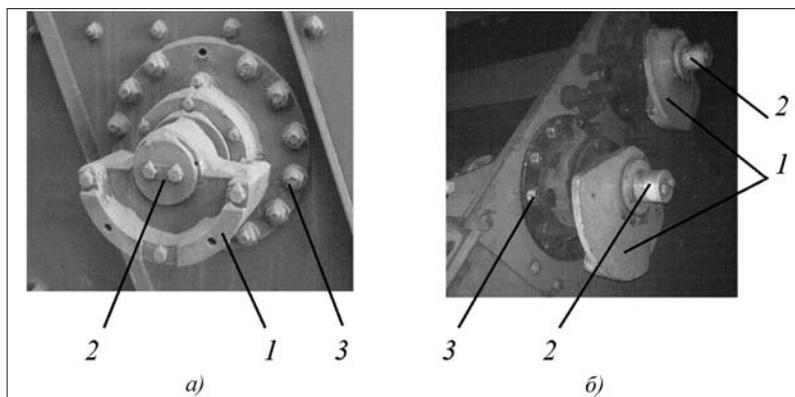


Рис. 1. Одиночный блочный (а) и двоянные литые (б) дебалансные вибровозбудители вибрационных машин:

1 – дебалансы; 2 – оси вращения; 3 – корпуса вибромашин и элементы крепления вибровозбудителей

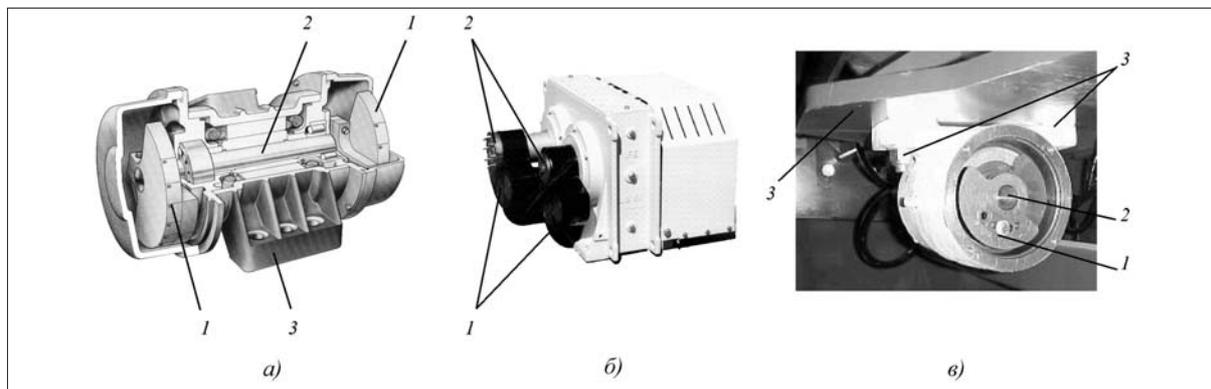


Рис. 2. Одиночный (а) и двойной (б) электрические и гидравлический (в) мотор-вибраторы вибрационных машин: 1 – дебалансы; 2 – оси вращения; 3 – корпуса вибромашин и элементы крепления вибровозбудителей

получают вибровозбудители с гидравлическим приводом (см. рис. 2, в). Все варианты возбуждения колебаний имеют целью придание подвижным частям вибромашин заданных траекторий движения и ускорений точек рабочих органов для получения нужных технологических параметров.

При анализе работы дебаланса вибровозбудителя его масса может быть представлена материальной точкой. Естественными уравнениями движения материальной точки, которые следуют из второго закона Ньютона – основного закона динамики, как известно, являются [2]:

$$\begin{cases} ma_{\tau} = m \frac{dv}{dt} = F_{\tau}; \\ ma_n = m \frac{v^2}{\rho} = mv \frac{d\varphi}{dt} = F_n; \\ ma_b = 0 = F_b, \end{cases} \quad (1)$$

где m – масса материальной точки; a_{τ} , a_n , a_b и F_{τ} , F_n , F_b – соответственно проекции ускорения точки и равнодействующей силы на касательную, главную нормаль и бинормаль к траектории движения; ρ – радиус кривизны траектории; v – линейная скорость; $\frac{d\varphi}{dt} = \omega$ – угловая скорость вращения касательной к траектории движущейся точки.

Третье уравнение системы (1) показывает, что сила и ускорение лежат в плоскости траектории точки. При плоском движении это уравнение не записывают.

Элементарная работа δW силы \vec{F} на перемещении ds равна скалярному произведению векторов силы и перемещения (элементарное перемещение по бесконечно малому пути ds определяется бесконечно малым вектором $d\vec{r}$) [2]:

$$\delta W = (\vec{F} d\vec{r}) = F ds \cos \left(\widehat{\vec{F}; d\vec{r}} \right). \quad (2)$$

Если $\vec{F} \perp d\vec{r}$, то $\delta W = 0$.

Важно, что благодаря выявленному механизму передачи движения от привода к дебалансному вибровозбудителю (будет показано ниже) движущая сила не перпендикулярна, как это считалось ранее, перемещению, и поэтому в системе должна совершаться работа.

Если в настоящее время кинематика материальной точки весьма хорошо изучена и определение параметров ее движения не представляет затруднений даже для школьников, определение энергетических параметров при движении материальной точки по криволинейной траектории, как оказалось, в ряде случаев затруднительно и требует дополнительных исследований. Одним из таких случаев, на наш взгляд, является определение минимально необходимой установленной мощности электродвигателей вибромашин и мощности дебалансных вибровозбудителей, потребляемой ими при различных режимах работы вибромашин для преодоления инерционных сил и создания заданной траектории движения (или колебаний с заданной амплитудой) рабочих органов.

Определим мощность, затрачиваемую на движение материальной точки массой m по круговой траектории радиусом r с угловой скоростью (угловой частотой) ω и постоянной линейной скоростью v^* . Для того чтобы точка отклонилась от прямолинейного движения, требуется приложить центростремительную силу \vec{R} , направленную к мгновенному центру ее вращения – точке O_d (рис. 3, а)**. Тогда на материальную точку, как известно, начнет действовать инерционная центробежная сила $F_d = |\vec{F}_d| = mr\omega^2$, стремящаяся вер-

*При этом ось вращения вибровозбудителя, установленного на подвижном основании, колеблется с амплитудой A . Однако для упрощения примем, что центр вращения массы m неподвижен, так как $A \ll r$.

**Для упрощения понимания механизма возникновения центростремительной силы можно привести распространенный и простой пример, когда человек вращает некий предмет, а затем отпускает веревку. Вначале рука человека удерживает веревку, создавая центростремительную силу, и заставляет предмет вращаться вокруг некоторого мгновенного центра. В момент отпускания веревки, когда эта сила исчезает, предмет начинает двигаться под действием инерции по касательной к траектории вращения. Более строго и подробно см., например, [2–4].

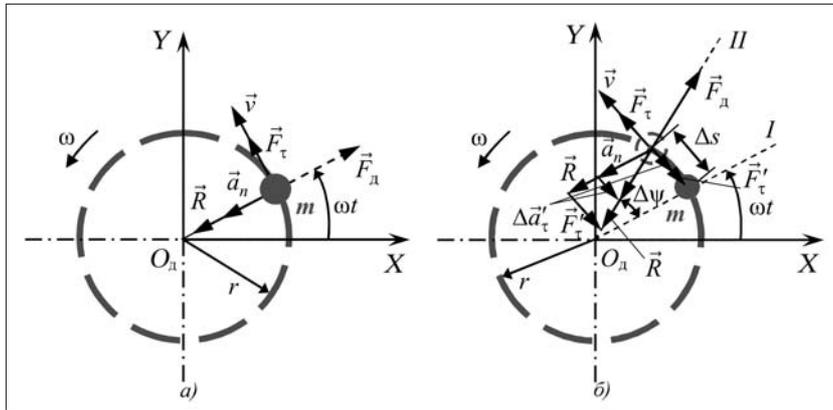


Рис. 3. Схема сил и ускорений, действующих на материальную точку (массу дебаланса) при ее мгновенном положении (а) и перемещении из положения I в положение II (б)

нуть точку на прежнюю траекторию (или задать движение по касательной к криволинейной траектории, в частности, к окружности) и равная по модулю центростремительной силе, но направленная противоположно ей (от центра вращения). Причем силой \vec{F}_d порождается центростремительное (или нормальное) ускорение $a = r\omega^2$, которое, как и сама сила, существует только при движении материальной точки по непрямолинейной траектории [2]. При этом векторы ускорения \vec{a}_n и силы \vec{F}_d совершают вращательное движение, изменяя свои направления.

Следует отметить, что траектория движения рабочего органа реальной вибромашины близка к эллипсу, но, учитывая, что амплитуда A ее колебаний мала по сравнению с радиусом r дебаланса ($A \ll r$), можно принять, что движение материальной точки (дебаланса) осуществляется по окружности.

При определении мощности, затрачиваемой центробежным вибровозбудителем, дебаланс которого конструктивно жестко связан с валом, вращающимся в подшипниковых опорах, используем расчетную схему, приведенную на рис. 3, а, и примем, что несбалансированная масса m дебаланса сосредоточена в материальной точке, которая является центром приведения несбалансированных (центробежных) масс $\left(m = \sum_i m_i\right)$ дебаланса вибровозбудителя и при вращении вызывает центробежную силу \vec{F}_d , направленную от центра вращения массы (точки O_d).

Несбалансированная (или дебалансная) масса m вместе с другими инерционными вращающимися массами дебаланса и его привода через передаточный механизм, в качестве которого могут использоваться упругие муфты, ременные, зубчатые и другие передачи, получает движение от электродвигателя. Центробежная сила \vec{F}_d через опорные подшипники вибровозбудителя воздействует на подвижную часть вибромашины, возбуждая в ней колебания.

Для получения необходимой величины центробежной силы \vec{F}_d , обеспечивающей колебания подвижной части вибромашины с требуемой по техноло-

гии амплитудой A колебаний рабочего органа, необходимо иметь достаточный статический момент дебаланса $S_{ст} = mr$ (кг·м) и его угловую скорость ω . При определении значения модуля силы \vec{F}_d необходимо также учитывать КПД колеблющейся части вибромашины. На текущем этапе исследований примем, что направление вектора и значение модуля силы \vec{F}_d известны.

Предварительно остановимся на физической стороне задачи, заключающейся в том, каким образом окружное усилие \vec{F}_τ или момент $L_{пр}(\omega)$ привода вибровозбудителя реализуется (преобразуется) в центробежную силу \vec{F}_d дебаланса (см. рис. 3, а), перпендикулярную \vec{F}_τ ($\vec{F}_d \perp \vec{F}_\tau$). Для этого "освободим" точку m от ее связи с центром вращения O_d , заменив эту связь реакцией $\vec{R} = -\vec{F}_d$, которая равна центробежной силе \vec{F}_d по модулю, но направлена к центру вращения, т.е. является центростремительной силой, действующей на точку m [3]:

$$R = ma_n = m \frac{v^2}{r} = m r \omega^2. \quad (3)$$

Следует обратить внимание на то обстоятельство, что центростремительная сила \vec{R} (на рис. 3, а показана сплошной линией) направлена к центру вращения дебаланса — к точке O_d , т.е. противоположно центробежной силе \vec{F}_d (обозначена штриховой линией). Следовательно, на точку m через подшипниковые опоры вала дебаланса действует центростремительная сила его связи с колеблющейся частью вибрационной машины.

Проекции сил на касательную и нормаль к ней в положении II точки m будут (см. рис. 3, б):

$$F'_\tau = F_\tau \quad \text{и} \quad R = F_d \quad (4)$$

или

$$\frac{mv^2}{r} = F_\tau \quad \text{и} \quad mr\omega^2 = F_d. \quad (5)$$

Полученные равенства сил являются уравнениями движения несвободной материальной точки (дебалансной массы) в форме Эйлера [3] (см. систему уравнений (1)). Из этих равенств при $v = \text{const}$ и $r = \text{const}$ немедленно следует, что

$$F_\tau = F_d. \quad (6)$$

Для подтверждения это равенство найдено нами и другими способами.

Как известно, в общем случае на точку, движущуюся по окружности, действуют два ускорения: тангенциальное a_τ и нормальное a_n (см., например, [4]):

$$a_{\tau} = r\omega^2; a_n = \frac{v^2}{r}. \quad (7)$$

При условии, что линейная скорость точки $v = \text{const}$, тангенциальное ускорение $a_{\tau} = 0$, и в этом случае ниже будут рассмотрены только нормальное ускорение a_n и вызываемая им динамическая сила F_d . Кроме того, поскольку для круговой траектории материальной точки ее радиус $r = \text{const}$, то и $a_n = \text{const}$.

Согласно треугольнику ускорений при перемещении материальной точки из положения I в положение II (см. рис. 3, б) появляется отрицательное приращение тангенциального ускорения $-\Delta a_{\tau}$, направленное встречно угловой скорости ω и вызывающее препятствующую вращению материальной точки (дебаланса) силу \vec{F}'_{τ} . Для преодоления этой силы необходима равная по модулю, но противоположная по направлению, т.е. совпадающая с направлением вращения (с направлением угловой скорости), сила \vec{F}_{τ} привода вибровозбудителя. Таким образом, для придания дебалансной массе (точке m) постоянной угловой скорости вращения требуется движущая сила \vec{F}_{τ} привода, расходуемая на преодоление сопротивления \vec{F}'_{τ} ($|\vec{F}'_{\tau}| = |\vec{F}_{\tau}|$), вызываемого инерционной центробежной силой \vec{F}_d вибровозбудителя.

Из подобия треугольников ускорений и геометрии окружности (см. рис. 3, б) находим:

$$\frac{\Delta a'_{\tau}}{\Delta s} = \frac{a_n}{r}, \quad (8)$$

где $\Delta a'_{\tau} = -\Delta a_{\tau}$ – приращение касательного ускорения, обусловленного действием центростремительного ускорения, m/c^2 ; Δs – приращение пути материальной точки, m , на угле поворота $\Delta\psi$, рад.

Далее перейдем к малым величинам:

$$\frac{a_n}{r} = \frac{da'_{\tau}}{ds} = \frac{da'_{\tau}}{rd\psi}, \quad (9)$$

где da'_{τ} , ds и $d\psi$ – малые величины тангенциального ускорения, пути и угла поворота, получаемые при $\Delta\psi \rightarrow 0$.

Откуда

$$da'_{\tau} = a_n d\psi. \quad (10)$$

Проинтегрируем это выражение и найдем среднее значение ускорения*:

$$a'_{\tau} = \frac{a_n}{2\pi} \int_0^{2\pi} d\psi = a_n. \quad (11)$$

*Для некоторой функции $q(t)$, значения которой повторяются с периодом T , среднее по времени может быть вычислено по выражению:

$$\langle q \rangle = \frac{1}{T} \int_0^T q(t) dt,$$

которое соответствует формулировке теоремы о среднем для любой периодической функции (см., например, [5]).

Это значит, что при действии центробежного ускорения a_n дебаланса, согласно треугольнику ускорений (см. рис. 3, б), возникает равное ему по модулю тангенциальное ускорение a'_{τ} , направленное против вращения дебаланса, и, следовательно, сила сопротивления его вращению $F'_{\tau} = ma'_{\tau}$. Чтобы преодолеть эту силу, необходимо к массе дебаланса m приложить равную ей, но противоположно направленную, движущую силу \vec{F}_{τ} .

Так как $a'_{\tau} = a_n$ и эти ускорения относятся к одной и той же массе m , то вследствие $ma'_{\tau} = ma_n$ сила сопротивления \vec{F}'_{τ} и центробежная сила дебаланса \vec{F}_d равны по абсолютной величине:

$$F'_{\tau} = F_d. \quad (12)$$

Учитывая также равенство по модулю сил сопротивления \vec{F}'_{τ} и движущей дебаланс \vec{F}_{τ} в итоге имеем уже приводившееся выше равенство (6):

$$F_{\tau} = F_d, \quad (13)$$

т.е. необходимая для вращения дебаланса сила \vec{F}_{τ} равна по модулю центробежной силе \vec{F}_d .

Если в общем случае скорость $v \neq \text{const}$, то кроме тангенциального ускорения a'_{τ} , генерируемого центростремительным ускорением дебаланса a_n , будет еще добавляться тангенциальное ускорение a_{τ} , возникающее в связи с изменением скорости дебаланса v .

Тогда суммарное тангенциальное ускорение равно:

$$a_{\Sigma} = a_{\tau} + a'_{\tau}, \quad (14)$$

а суммарная тангенциальная сила

$$F_{\Sigma} = m(a_{\tau} + a'_{\tau}). \quad (15)$$

Приведенные выше исследования, базирующиеся на основных законах и принципах классической механики, позволили доказать различными методами (с помощью центробежных сил и центростремительных и касательных ускорений) полученное равенство сил (см. выражения (6) и (13)) и показать, как с физической точки зрения центробежная сила дебаланса \vec{F}_d трансформируется в движущее усилие \vec{F}_{τ} , вектор которого направлен по касательной к траектории в сторону движения.

Таким образом, для вращения массы дебаланса вибровозбудителя с постоянной линейной скоростью v и заданным значением центробежной силы \vec{F}_d потребуется равная ей по модулю вращательная движущая сила \vec{F}_{τ} .

Этот весьма важный вывод позволяет перейти от центробежной силы дебаланса вибровозбудителя \vec{F}_d к касательной силе \vec{F}_{τ} и крутящему моменту привода вибровозбудителя, Н·м:

$$L_{\text{пр}} = F_{\tau} r = F_d r, \quad (16)$$

по величине совпадающему с затратами энергии на вращение дебаланса за один его оборот.

Энергия W_d , затрачиваемая приводом на вращение отдельно рассматриваемого дебалансного вибровозбудителя за один его оборот, при известных центробежной силе F_d и приведенном радиусе дебаланса ρ будет, Н·м:

$$W_d = F_d \rho. \quad (17)$$

Потребляемая дебалансным вибровозбудителем мощность может быть определена по выражению, Н·м/с:

$$N_d = \frac{F_d \rho}{T} = \frac{F_d \rho \omega}{2\pi} = \frac{m \rho^2 \omega^3}{2\pi}, \quad (18)$$

где $T = \frac{2\pi}{\omega}$ – период одного оборота, с*.

Рассматривая физическую сущность выражения (18), можно отметить, что затраты мощности на вращение массы по круговой траектории прямо пропорциональны величине центробежной силы $F_d = F_r = m \rho \omega^2$, а произведение $\rho \omega$ есть путь, пройденный этой массой за время 2π -секунд.

Причем мощность N_d будет зависеть от кинетической энергии W_k дебалансной массы m :

$$N_d = \frac{m \rho^2 \omega^3}{2\pi} = I \omega^2 \nu = 2W_k \nu, \quad (19)$$

где I – момент инерции массы, кг·м²; ν – частота вращения, Гц.

В работе [7] найдено следующее выражение для определения средней мощности вибромашины (без учета диссипативных потерь):

$$\langle N_\Sigma \rangle = \frac{m^2 r^2 \omega^5}{2\pi M |\omega_0^2 - \omega^2|}, \quad (20)$$

где ω_0 – собственная частота колебаний вибромашины, $r = \rho$.

Из (20) при далеко зарезонансном режиме работы вибромашины ($\omega_0 \ll \omega$) следует выражение, по форме аналогичное (18):

$$\langle N_\Sigma \rangle = \frac{m^2 r^2 \omega^3}{2\pi M} = \frac{MA^2 \omega^3}{2\pi}, \quad (21)$$

где A – амплитуда колебаний.

Как уже упоминалось выше, вибрационные машины затрачивают меньше энергии, чем аналогичные по назначению. Связано это с тем, что в колебательные системы вибромашин заложен принцип уравнивания, заключающийся в том, что статический момент дебаланса вибровозбудителя и статический момент колеблющихся частей машины при установив-

*Круговая частота ω есть количество колебаний за 2π -секунд, также как и круговая частота собственных колебаний ω_0 , входящая в дифференциальное уравнение вида $\ddot{x}(t) + \omega_0^2 x(t) = \frac{F_d(t)}{M}$, где x и \ddot{x} – координата перемещения и ускорение (см., например, [6]).

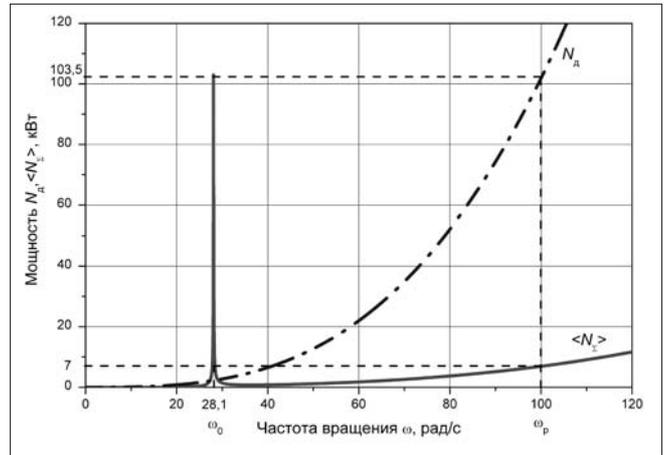


Рис. 4. Зависимости расчетной мощности на инерционные потери от частоты вращения дебалансного вибровозбудителя для грохота ГИТ-41 НПК "Механобр-техника":

$\langle N_\Sigma \rangle$ и N_d – затраты мощности соответственно на колебания вибромашины с учетом уравниваемости ее масс и на вращение отдельно взятой массы (дебаланса)

шемся зарезонансном режиме работы уравниваются, в результате чего их инерционные силы частично компенсируются. Поэтому расчетная мощность вибромашин $\langle N_\Sigma \rangle$ меньше, чем ее значение, определяемое по выражению (18) для отдельно взятого вибровозбудителя (вибровозбудителя на жестком основании). Следовательно, нельзя рассматривать отвлеченно массу m , с помощью которой возбуждаются колебания в системе вибромашины, от ее основной массы, приводимой в движение.

Так, для грохота ГИТ-41 НПК "Механобр-техника" (при статическом моменте $S_{ст} = 8$ кг·м и вынужденной угловой скорости $\omega_p = 100$ рад/с) расчетная мощность по формуле (20), примерно совпадающая с установленной, в 14,8 раз меньше (рис. 4), чем мощность вибровозбудителя, найденная по выражению (18).

При определении полной мощности привода дебаланса необходимо также учитывать дополнительные потери мощности на трение в опорах при его вращении и в передаточных механизмах привода, для чего можно воспользоваться известными расчетными методами [8, 9].

Таким образом, при работе машин различного назначения, в конструкциях которых имеются несбалансированные детали и узлы, совершающие нелинейные движения, возникают инерционные силы. На преодоление этих сил затрачиваются энергия и мощность приводов этих машин. Затрачиваемая энергия определяется величиной дебалансности (несбалансированности) элементов машин.

Несбалансированность имеется практически всегда, так как идеальная балансировка труднодостижима. Кроме того, при криволинейных траекториях движения элементов полная их балансировка может быть принципиально недостижима.

В качестве примеров можно назвать следующие детали и узлы машин: неуравновешенные маховики, колеса транспортных машин, рабочие колеса вентиляторов, вращающиеся планшайбы станков, ролики и барабаны конвейеров, барабаны и шкивы подъемных установок, роторы электродвигателей, центрифуг, муфт и т.п., особенно вращающихся с большой угловой скоростью.

На преодоление центробежных инерционных сил затрачивается большое количество энергии (мощность приводов машин). Например, при вращении ротора рабочего колеса вентилятора с эксцентриситетом $r = 2$ мм и неуравновешенной массой $m = 250$ кг ($S_{ст} = 0,5$ кг·м) при $\omega_p = 100$ рад/с (соответствует примерно 1000 мин⁻¹) по выражению (18) бесполезно затрачивается всего около 160 Вт (рис. 5, а). Однако при поломке одной из лопаток такого вентилятора, например, массой 8 кг и приведенным радиусом 0,5 м ($S_{ст} = 4$ кг·м) при той же частоте вращения получим мощность уже 318 кВт (см. рис. 5, б). В этом случае вентилятор уже не сможет работать и его приводной двигатель опрокинется.

Особенно большая мощность затрачивается на инерционные центробежные силы быстроходных машин. Суммарные потери мощности на неуравновешенных массах в масштабах предприятий может достигать больших значений. Снизить эти потери можно за счет уменьшения допусков на точность изготовления вращающихся узлов и деталей машин.

В настоящее время, когда снижение энергозатрат становится все более актуальным, по-видимому, следует уделять большее внимание балансировке и точности изготовления вращающихся элементов машин, в частности увязать величины их максимальных допусков с энергозатратами при эксплуатации машин.

Затраты мощности на преодоление инерционных сил в подобных колебательных системах имеют место и в случае прямолинейного движения при реверсировании поступательно движущихся узлов машин. Например, столов станков, кривошипно-шатунных механизмов, поршней насосов и компрессоров и т.п. В некоторых случаях избежать потерь энергии невозможно, так как они связаны с принципом работы машин. Однако эти потери можно уменьшить, добиваясь более полного уравновешивания статических и инерционных сил. Примером этого могут служить подъемные установки, при создании которых этому вопросу всегда уделялось внимание.

В соответствии с предложенной в настоящей работе теорией расчета мощности дебалансного вибровозбудителя при равномерном движении массы m по окружности радиусом r с угловой скоростью ω установлено:

- сила торможения вращающейся материальной точки $\vec{F}'_т$ равна по модулю ее центробежной силе $\vec{F}_д$, поэтому для обеспечения равномерного движения точки (дебаланса) по круговой траектории необходима движущая сила $\vec{F}_т$, по модулю равная центробежной силе:

$$F_t = mr\omega^2; \quad (22)$$

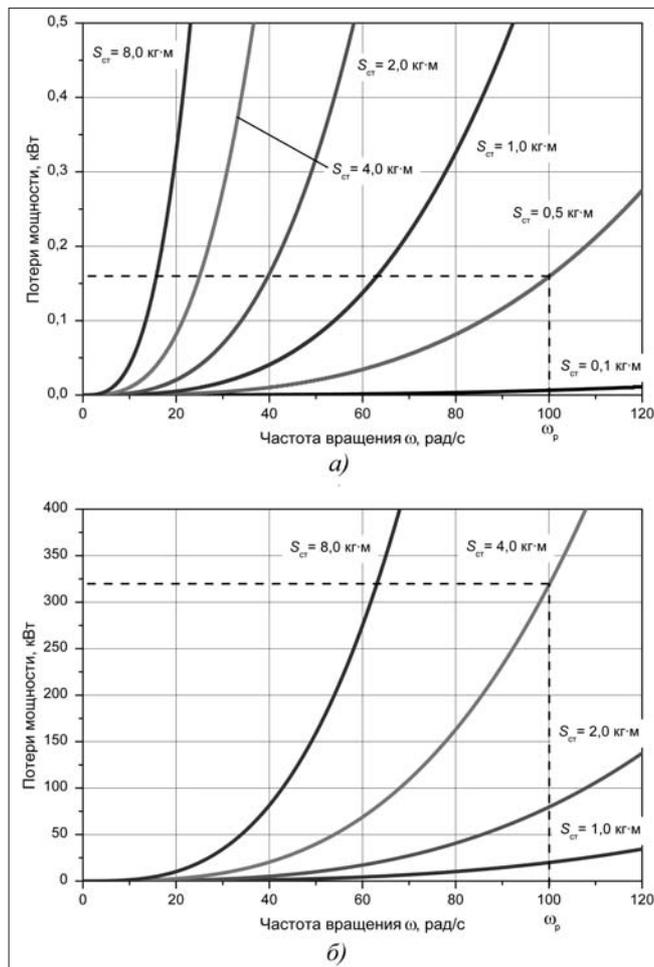


Рис. 5. Зависимости потерь мощности при неуравновешенных массах от частоты их вращения:

а – $m = 250$ кг; $r = 0,002$ м; б – $m = 8$ кг; $r = 0,5$ м

- работа силы F_t за оборот материальной точки (дебаланса) равна:

$$W = F_t r; \quad (23)$$

- затрачиваемая на образование инерционных сил мощность несбалансированной массы определяется по выражению (18), если справедливо допущение $A \ll \rho$;

- для получения реальных затрат потребляемой мощности вибровозбудителем, установленным на подвижной части вибромашины, необходимо рассматривать систему "вибровозбудитель (вибровозбудители)–колеблющаяся масса (массы) вибромашины".

В заключение отметим, что в результате исследований вскрыта физика процесса передачи мощности от привода центробежному вибровозбудителю и затем вибромашине, получены аналитические зависимости для определения величин энергии и мощности, затрачиваемых на вращение дебаланса.

Список литературы

1. **Картавий А.Н.** К сравнительной оценке конусных и щековых дробилок основных производителей по энергетическим показателям // Обогащение руд. 2005. № 6. С. 54–57.
2. **Лойцянский Л.Г., Лурье А.И.** Курс теоретической механики. В 2-х томах. Т. II. Динамика. М.: Наука, 1983. 640 с. С. 13.
3. **Яблонский А.А.** Курс теоретической механики. Ч. II. Динамика. Изд. 4-е, дополн., учеб. для высших технических учебных заведений. М.: Высшая школа, 1971. 488 с.
4. **Сивухин Д.В.** Механика: Учеб. пособие для вузов. 3-е изд., испр. и доп. М.: Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит., 1989. 576 с. (Общий курс физики; Т. I). С. 42–44.

5. **Бычков Ю.А., Золотницкий В.М., Чернышев Э.П.** Основы теории электрических цепей: Учеб. для вузов. 3-е изд., стер. СПб.: Лань, 2004. 464 с.
6. **Дарков А.В., Шапошников Н.Н.** Строительная механика. М.: Высшая школа, 1986. 607 с.
7. **Картавий А.Н.** Определение мощности привода централизованной вибрационной машины // Горное оборудование и электромеханика. 2007. № 1. С. 30–34.
8. **Гончаревич И.Ф., Докукин А.В.** Динамика горных машин с упругими связями. М.: Наука, 1975. 212 с.
9. **Вайсберг Л.А.** Проектирование и расчет вибрационных грохотов. М.: Недра, 1986. 144 с.

УДК 622.684:629.114

А.В. Глебов, канд. техн. наук, зам. директора по научным вопросам, **Г.Д. Кармаев**, канд. техн. наук, ст. научн. сотр., Институт горного дела УрО РАН, г. Екатеринбург

Уровень потребительских качеств и конкурентоспособность эксплуатируемой геотехники *(на примере дробильно-сортировочной установки)*

На основе методики оценки уровня потребительских качеств и конкурентоспособности геотехники проведено сравнение дробильно-сортировочной установки "Елена", укомплектованной бывшим в эксплуатации оборудованием, и аналогичной установки, укомплектованной новым оборудованием. Рассмотрен пример оценки технического состояния и стоимости бывшего в эксплуатации оборудования в целях принятия решения о дальнейшем его использовании или замене на новое.

Ключевые слова: геотехника, уровень потребительских качеств, конкурентоспособность.

A.V. Glebov, G.D. Karmaev, The Institute of Mining, UB RAS

The Standard of Consumer Qualities and Competitiveness of Geotechnique in Operation *(Crushing-sorting Plant Considering as an Example)*

In terms of evaluation methodology of geotechnique's consumer qualities and competitiveness standard the crushing-sorting plant "Helena", stocked with equipment being formerly in operation, was compared with an analogous plant, completed with new equipment. The example of estimation technical state and cost of the equipment being formerly in operation is cited for the purpose of reaching the decision of its subsequent utilization or substitution by the new one.

Keywords: geotechnique, consumer qualities standard, competitiveness.

Уровень потребительских качеств оборудования

Машиностроительная продукция проходит жизненный цикл начиная от стадии проектирования и заканчивая утилизацией. На каждом этапе жизненного цикла любого объекта машиностроения понятие конкурентоспособности конкретизируется и приобретает особое содержание. При этом требования к будущему горно-транспортному оборудованию формируются производителями в результате изучения рынка сбыта, которое до недавнего времени сводилось лишь к обработке статистической информации, собранной на горно-добывающих предприятиях стран СНГ. Сегодня фирмы готовы производить горно-транспортное оборудование по заказу потребителя, учитывая специфику эксплуатации. С точки зрения потребителя основную роль при выборе нового горно-транспортного оборудования играет показате-

тель конкурентоспособности, включающий в себя два основных компонента: качество объекта и издержки потребления.

Количественная мера качества горно-транспортного оборудования определяется уровнем потребительских качеств (УПК), т.е. степенью удовлетворения требованиям потребителя, который включает частные показатели качества: достигнутый уровень технического совершенства (ТУ), уровень системы сервисного, технического обслуживания и ремонта (УСО), а также уровни пригодности выбранного оборудования к конкретным условиям эксплуатации (УП) и эффективности его использования в этих условиях (УПЭ). Методика определения УПК и частных показателей качества подробно изложена в статье [1].

На стадии купли-продажи конкурентоспособность модели геотехники можно оценить исходя из показате-

телей технического уровня (ТУ) и сервисных услуг (УСО), предоставляемых фирмой-производителем. Это позволит потребителю вести более аргументированные переговоры о допустимой цене приобретаемой геотехники и стоимости ее сервисного обслуживания при заключении контракта с фирмой-поставщиком и приобрести наиболее эффективное для заданных условий оборудование. Очевидно, что конкурентоспособность горно-транспортного оборудования в период его эксплуатации не остается постоянной вследствие изменения технических и эксплуатационных качеств, а также цены по отношению к новому оборудованию.

Современный рынок наполнен не только новым горно-транспортным оборудованием, но и оборудованием, не отработавшим свой нормативный срок и имеющим ресурс для использования на каком-либо другом предприятии подобного профиля. Особенно это характерно для оборудования, эксплуатируемого на карьерах с малым сроком отработки месторождения. В связи с этим потребителю не всегда просто решить вопрос: приобрести новое оборудование или бывшее в эксплуатации с удовлетворительным техническим состоянием, достаточным ресурсом и существенно меньшей стоимостью по сравнению с новым. Во втором случае, как правило, приходится тратить дополнительные средства на модернизацию оборудования в целях доведения его технического состояния и потребительских качеств до уровня, сопоставимого с новым оборудованием.

При этом весьма важно оценить фактическое техническое состояние и установить стоимость бывшего в эксплуатации оборудования.

Техническое состояние оборудования может быть установлено по результатам:

- его обследования, позволяющего оценить износ, коррозию, другие дефекты основных элементов (узлов) и основные эксплуатационные показатели;
- анализа проектной, эксплуатационной и ремонтной документации, дающего представление о режимах и надежности работы, видах, периодичности, порядке технического обслуживания и отказах основных узлов, а также расходе быстроизнашивающихся элементов.

Стоимость оборудования может быть установлена исходя из его технического состояния и продолжительности эксплуатации на прежнем предприятии.

Определение технического состояния оборудования, бывшего в эксплуатации

Возможный подход к решению этих вопросов показан на примере дробильно-сортировочной установки (ДСУ) "Елена", состоящей из щековой дробилки ШДП-9×12 (СМД-111), ленточных конвейеров УКЛС и 3-ситного грохота 1500×4000 (ГИС-43), перерабатывающей мрамор на щебень. Планируемый объем производства щебня – 300 тыс. т/год.

До момента приобретения для ДСУ "Елена" (2002 г.) дробилка, изготовленная в 1991 г., находилась в составе другого дробильно-сортировочного комплекса. В силу сложившихся в то время обстоятельств комплекс проработал незначительный период времени, переработав приблизительно 30...50 тыс. т

горной массы. Это было установлено косвенным путем исходя из износа рабочих поверхностей дробящих плит, которые несмотря на возможность их эксплуатации были заменены при строительстве ДСУ "Елена".

Обследование показало, что в процессе монтажа ДСУ "Елена" агрегат дробления подвергся существенной реконструкции. Был проведен значительный объем ремонтных и модернизационных работ, в ходе которых заменены дробящие и передняя распорная плиты, усовершенствованы подшипниковые узлы опорных поверхностей подвижной щеки в целях повышения долговечности подшипников качения, проведен ремонт электрооборудования. Под пластинчатым питателем (выпуска 2002 г.) установлен ленточный подборщик просыпи. Просыпь по течке (лотку) направляется на конвейер, подающий дробленый материал на агрегат сортировки. Кроме того, проведен ряд мелких мероприятий, направленных на повышение надежности дробилки.

В результате осмотра ленточных конвейеров было выявлено, что на них установлены новые металлоконструкции, роликоопоры, ролики верхней и нижней ветвей ленты, конвейерные ленты.

Обследование грохота показало, что в процессе монтажа он подвергался значительному объему ремонтных работ, во время которых были заменены сита, электродвигатель привода, опорные металлоконструкции и короб.

Для более точного установления технического состояния дробилки была определена ее эксплуатационная часовая производительность путем проведения хронометражных наблюдений при дроблении горной массы, суть которых состояла в определении чистого времени работы дробилки при переработке известного количества горной массы с установленной шириной разгрузочной щели. Для этого масса мрамора в автосамосвалах определялась взвешиванием на существующей весовой. Чистое время переработки горной массы каждого из разгружаемых автосамосвалов фиксировалось секундомером. При этом исключались перерывы в загрузке дробилки из бункера питателем. В результате наблюдений установлено, что при ширине разгрузочной щели дробилки 60 мм среднее чистое время дробления мрамора массой 11,6 т (средняя масса мрамора в одном автосамосвале) составило около 5,8 мин. Эти показатели установлены в результате наблюдения за переработкой горной массы, доставленной и выгруженной десятью автосамосвалами.

С учетом изложенного выше было установлено, что часовая производительность дробилки за время наблюдений составила 120 т. При пересчете полученной производительности на номинальную ширину разгрузочной щели дробилки 130 мм объем переработки горной массы составит 260 т/ч. С учетом конкретных свойств перерабатываемой горной массы (сравнительно большой объем мелких фракций, повышенная влажность материала из-за смешивания его с выпавшим снегом и др.) часовая производительность близка к паспортной.

Результаты обследования показали, что техническое состояние основного оборудования обеспечива-

ет пригодность его к конкретным условиям эксплуатации и необходимый уровень технического совершенства. При этом следует отметить, что грохот ГИС-43, установленный в сортировочном агрегате, имеет часовую производительность 150 м³/ч. Это свидетельствует о том, что часовая пропускная способность ДСУ "Елена" вряд ли превысит часовую производительность сортировочного агрегата. Однако этот фактор не ограничивает производство необходимого годового объема щебня.

Определение стоимости оборудования, бывшего в эксплуатации

Стоимость оборудования ДСУ "Елена" может быть установлена исходя из анализа стоимостных показателей сборно-разборных ДСУ, которые для полной переработки горной массы на щебень и обогащенный песок, как правило, включают три стадии дробления (крупное, среднее и мелкое) и две стадии сортировки. Состав и краткая техническая характеристика одной из таких ДСУ производительностью до 180 м³/ч с использованием на стадии крупного дробления щековой дробилки ЩДП-9×12 приведены в табл. 1. В этой же таблице указана доля отдельных узлов и агрегатов в общей стоимости ДСУ. Наиболее высокий удельный вес имеют агрегаты дробления (п.п. 2, 4, 5 – 55,7 %), ленточные конвейеры (п.п. 8–10 – 17,6 %).

ДСУ "Елена" может быть скомплектована из узлов пп. 1, 2, 6, 9, 10–12 состава комплекса, приведенного в табл. 1, с корректировкой количества оборудования по пп. 10–12. В связи с этим существенно уменьшается ее стоимость и изменяется удельный вес отдельных

узлов в общих затратах на комплекс. Затраты на агрегат дробления, ленточные конвейеры и агрегат сортировочный составят соответственно 48,6; 20,2 и 10,5 % от стоимости нового комплекса. Доля затрат непосредственно на щековую дробилку, ленточные конвейеры и грохот будет соответственно 33,5; 20,2 и 3,3 %. По этим соотношениям можно укрупненно найти полную стоимость ДСУ, если известна стоимость какого-либо агрегата или стоимость какого-либо агрегата при известной стоимости ДСУ.

В условиях рыночной экономики стоимость любого оборудования определяется спросом на него и является договорной и существенно зависит от технического состояния. Ориентировочно стоимость оборудования может быть определена в зависимости от его главного параметра, характеризующего основные технические показатели и потребительские свойства.

Для щековых дробилок главным параметром является ширина загрузочной щели. Этот параметр определяет максимальный размер принимаемого куска, производительность, габаритные размеры отдельных элементов, а через них и другие показатели.

Стоимость щековых дробилок в зависимости от главного параметра приведена на рис. 1 и аппроксимируется экспонентой, удовлетворительно описывающей взаимосвязь этих показателей. Об этом свидетельствует достаточно высокий критерий соответствия теоретической кривой дискретным значениям переменной величины (коэффициент корреляции Пирсона). Также удовлетворительно коррелируется показатель стоимости дробилки с ее производительностью (рис. 2). Разброс значений указанных выше переменных пара-

Таблица 1

Состав, краткая техническая характеристика и относительная стоимость оборудования сборно-разборных ДСУ

№ пп.	Наименование	Кол-во	Мощность, кВт	Масса, т	Стоимость, %
1	Бункер приемный, в том числе питатель вибрационный	1	15,0	35,0	5,1
		1	15,0	4,2	—
2	Агрегат крупного дробления, в том числе дробилка щековая ЩДП-9×12	1	90,0	100,0	18,7
		1	90,0	68,0	12,9
3	Агрегат предварительной сортировки, в том числе грохот 1,75×4,1 м	1	15,0	24,5	3,1
		1	15,0	6,4	0,8
4	Агрегат среднего дробления, в том числе дробилка конусная Ø 1750 мм	1	160,0	65,0	18,5
		1	160,0	49,8	12,9
5	Агрегат мелкого дробления, в том числе дробилка конусная Ø 1750 мм	1	160,0	65,0	18,5
		1	160,0	49,8	12,9
6	Агрегат сортировочный, в том числе 2 грохота 2×5 м	1	44,0	47,0	4,9
		1	2×22,0	2×7,0	2,5
7	Бункер промежуточный, в том числе питатель вибрационный	1	2,0	16,85	2,4
		1	2,0	2,1	—
8	Конвейер ленточный стационарный, B = 1000 мм	3	3×45,0	3×11,0	5,7
9	Конвейер ленточный стационарный, B = 1000 мм	1	11,0	9,0	2,1
10	Конвейер ленточный стационарный, B = 800 мм	7	7×22,0	7×9,0	9,8
11	Система аспирации	4	4×45,0	4×24,0	8,0
12	Кабина шумо-виброзащитная	3	3×2,2	3×2,63	2,6
13	Весы конвейерные	2		2×0,45	0,6
	Итого		972,6	563,0	100

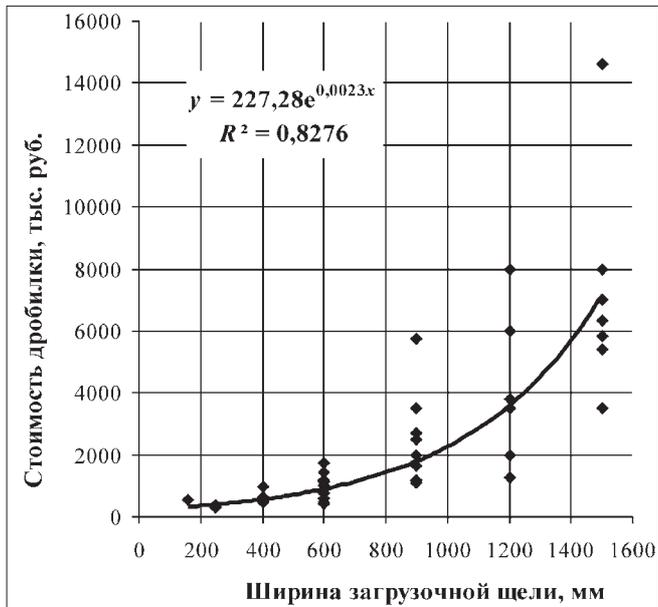


Рис. 1. Зависимость стоимости дробилки от ширины загрузочной щели

метров существенно зависит от себестоимости производства у изготовителя и стабильности рынка. Поэтому определить стоимость щековых дробилок разных типоразмеров можно лишь укрупненно.

Очень важным фактором, влияющим на рыночную стоимость дробилки, является срок ее эксплуатации. Минимальная цена определяется стоимостью металлолома отработавшей свой срок дробилки, а максимальная цена – спросом рынка. Проведенные маркетинговые исследования позволили установить характер изменения стоимости дробилки ШДП-9×12

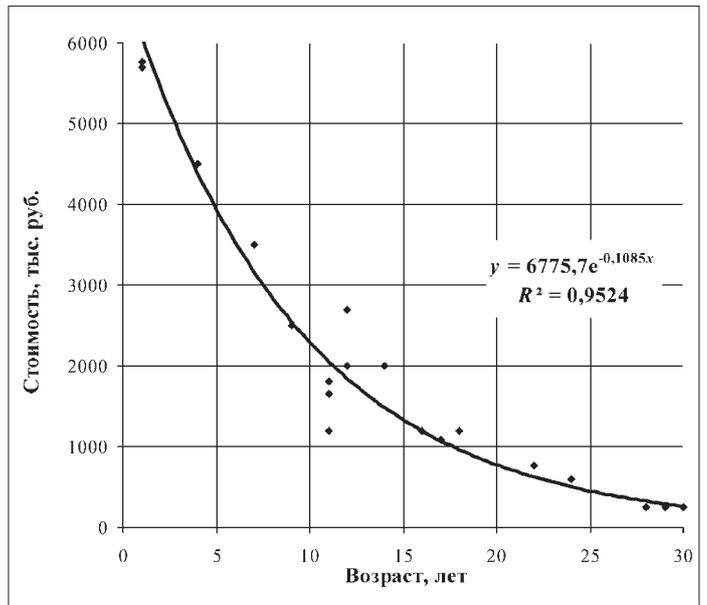


Рис. 3. Зависимость стоимости дробилки ШДП-9×12 от ее возраста

от ее возраста. Эта зависимость с достаточной достоверностью описывается экспонентой (рис. 3). При установлении зависимости стоимость дробилки указывалась в ценах 2002 г., т.е. в то время, когда приобреталось оборудование комплекса "Елена".

Исходя из данных рис. 3 наиболее вероятная стоимость дробилки на момент ее приобретения составляла 2300...2500 тыс. руб. С учетом проведенных в процессе монтажа ДСУ ремонтных и модернизационных работ, как упоминалось выше, рыночная стоимость дробилки возросла до 4000 тыс. руб. ±10 %.

Стоимость ленточных конвейеров устанавливалась исходя из анализа удельной стоимости оборудования за 1 т массы в зависимости от их главного параметра – ширины ленты. Как видно из рис. 4,

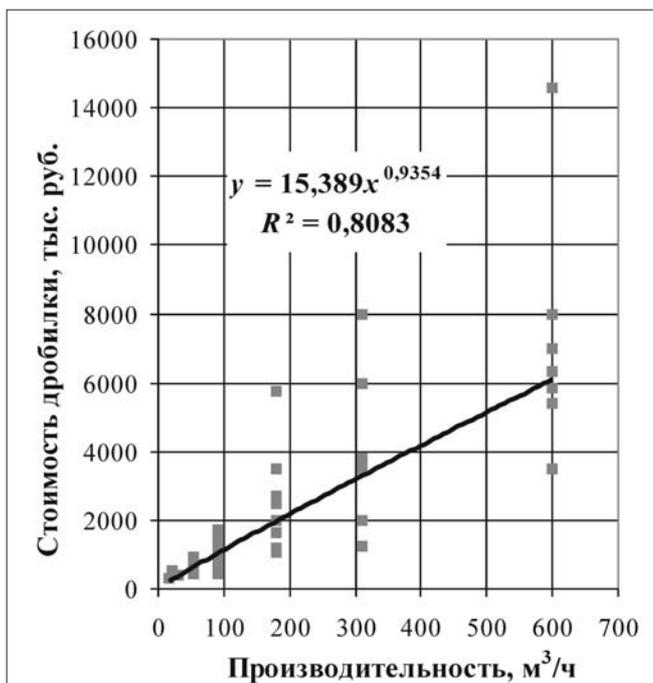


Рис. 2. Зависимость стоимости дробилки от ее производительности

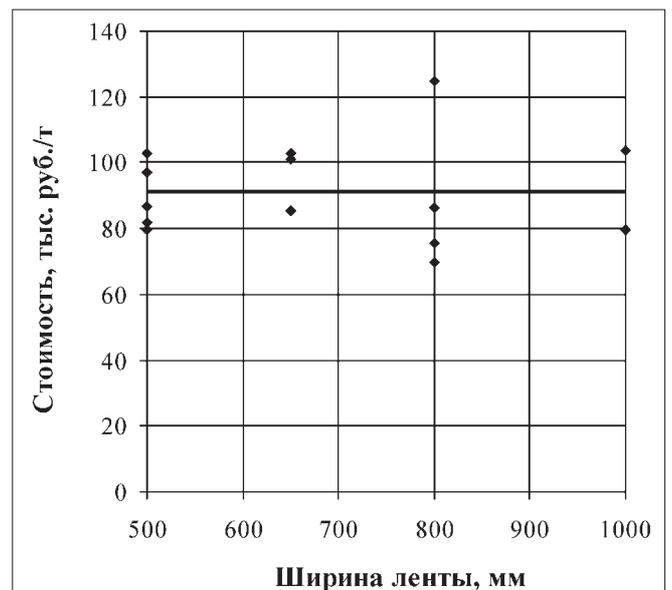


Рис. 4. Зависимость стоимости конвейеров от ширины ленты

удельная стоимость 1 т конвейеров при ширине ленты 500...1000 мм практически остается постоянной и равна примерно 90 тыс. руб.

Результаты обследования показали, что на ДСУ "Елена" после модернизации оказались практически новые конвейеры и общая стоимость их (пяти конвейеров) на момент обследования составила 3000 тыс. руб. $\pm 10\%$.

Рыночная стоимость грохота на момент обследования оценена в размере порядка 400 тыс. руб. $\pm 5\%$.

Уровень производственной эффективности оборудования в определенной степени зависит от режима его эксплуатации и срока службы, существенно влияющих на эксплуатационные затраты.

Нормативные сроки службы дробильного оборудования (конусные, щековые дробилки), рекомендуемые отечественными заводами-изготовителями, составляют 10–12 лет. Естественно, работоспособность, а также длительность срока службы дробилки существенно зависят от ухода и содержания машины.

Время работы щековой дробилки ШДП–9×12 (900×1200) от начала ее эксплуатации до первого капитального ремонта или между двумя очередными капитальными ремонтами изготовитель – завод "Волгоцеммаш" – рекомендует принимать равным 12 000 ч. В течение ремонтного цикла предполагается проведение одного среднего ремонта, четырех технических обслуживаний ТО № 4, шести ТО № 3, двенадцати ТО № 2 и сорока восьми ТО № 1. Кроме того, устанавливаются ежедневный (либо другой периодичности) технический уход, проводимый эксплуатационным персоналом. Продолжительность и объем каждого вида технического обслуживания (ремонта) устанавливаются заводом-изготовителем. Объем годового технического обслуживания определяется временем работы оборудования в течение года.

ДСУ "Елена" перерабатывает горную массу с насыпной плотностью 1,8 т/м³. Учитывая, что сортировочный агрегат с грохотом ГИС-43 имеет производительность 150 м³/ч, часовая производительность установки составит порядка 250...270 т. Следовательно, работая с номинальной производительностью, комплекс "Елена" выполнит годовой объем переработки за 1150 ч чистого времени. Этому соответствует односменный в течение 250...300 дней в году режим эксплуатации, что свидетельствует об отсутствии дефицита времени на проведение технического обслуживания оборудования. Планируемый календарный фонд рабочего времени работы комплекса "Елена" составляет 1900...2200 ч и распределяется следующим образом: время чистой работы комплекса – 1150 ч, простой комплекса в плановых ТО – 120 ч, простой комплекса по технологическим и организационным причинам – 300...350 ч, простой комплекса по аварийным причинам из-за отказов его оборудования – 330...580 ч (в зависимости от коэффициента готовности отдельных элементов). За это время могут быть заменены наиболее быстроизнашивающиеся элементы рабочих органов: дробящие плиты, боковые футеровки и футеровки подвижной щеки. При таком щадящем режиме эксплуатации щековая дробилка

ШДП-9×12 может работать до первого капитального ремонта около 10–11 лет, что определяет ее срок службы с тремя ремонтными циклами практически в 30 лет.

Продолжительные сроки службы щековых дробилок подтверждаются опытом эксплуатации комплексов циклично-поточной технологии на железорудных карьерах России. Пять дробилок ШДП–15×21 на карьерах Оленегорского и Ковдорского ГОКов (при непрерывной рабочей неделе по три смены в сутки и 8 ч в смену) работают около 4500...5200 ч в году. Остальное время (около 3500...4200 ч) дробилки простаивают в плановых ремонтах, по аварийным, организационным и технологическим причинам. Каждая из дробилок перерабатывает 3,5...5,0 млн т железной руды в год. В таком напряженном режиме эксплуатации эти дробилки работают более 20 лет. Опыт работы дробилок в комплексах по производству щебня также свидетельствуют о длительных сроках их эксплуатации.

Нормативные сроки службы ленточных конвейеров, определяемые нормами амортизационных отчислений на реновацию, составляют для рудных и флюсовых предприятий 10 лет; для угольных предприятий – 18 лет.

Расчетные сроки службы ленточных конвейеров, транспортирующих крупнодробленую горную массу с максимальным размером куска до 350...400 мм, достигают 22 лет. Однако на практике срок службы конвейерного оборудования, работающего в вышеупомянутых условиях, существенно превышает нормативное и расчетное значения. Об этом свидетельствует опыт эксплуатации ленточных конвейеров в комплексах циклично-поточной технологии на железорудных и флюсовых карьерах, перерабатывающих скальные породы и руды в объеме от 4 до 25 млн т/год. Фактические сроки их службы уже достигли 25–30 лет.

Срок службы наиболее быстроизнашивающихся элементов ленточных конвейеров – роликов верхней и нижней ветвей ленты, конвейерной ленты – существенно ниже срока службы приводных, натяжных станций и металлоконструкций линейного става. Ролики и конвейерные ленты, затраты на которые составляют 20...30 % от общей стоимости конвейера, заменяются по мере необходимости, и расходы на них списываются на себестоимость продукции по статье "материалы".

Срок службы грохотов, перерабатывающих скальные крупнодробленые материалы, в значительной мере зависит от режима эксплуатации сортировочных установок. Срок службы отдельных узлов существенно отличается. Быстрее всех из этих элементов изнашиваются сита. Их разрушение происходит вследствие взаимодействия с классифицируемым материалом (износ от трения и ударных нагрузок), а также от влияния коррозионных процессов.

В зависимости от условий эксплуатации долговечность металлических сит изменяется от 2 недель до 2–3 месяцев. Футеровка рабочих поверхностей сит резиной или полиуретаном повышает их долговечность

Показатели оцениваемых уровней ДСУ

Оцениваемый уровень	ДСУ с новым оборудованием			ДСУ "Елена"		
	Относительное значение	Коэффициент значимости	Ранг уровня	Относительное значение	Коэффициент значимости	Ранг уровня
ТУ	1,0	0,09	3	1,0	0,09	3
УСО	1,0	0,238	2	0,95	0,637	1
УП	1,0	0,035	4	1,0	0,035	4
УПЭ	0,96	0,637	1	1,0	0,238	2

до 2–3 раз. Остальные элементы грохотов (короб, вибратор, приводной механизм, опорные конструкции с подвеской) подвержены меньшему влиянию классифицируемой горной массы и имеют достаточно высокую долговечность.

На предприятиях промышленности строительных материалов, угольной промышленности, предприятиях по переработке флюсовых материалов срок службы грохотов достигает 10–12 лет.

В условиях комплекса "Елена" при своевременной замене быстроизнашивающихся элементов, надлежащем техническом обслуживании и щадящем режиме эксплуатации (чистое время работы около 1150 ч) срок службы грохота следует ожидать около 12 лет.

УПК и конкурентоспособность оборудования определялись по методике [1].

При оценке УПК оборудования, бывшего в эксплуатации, и нового, предназначенного для работы в одинаковых условиях, существенное значение имеют ранг и степень влияния (коэффициенты значимости) частных уровней на обобщенный показатель (каковым в данном случае является УПК). Для обоих видов оборудования степень влияния технического уровня и уровня пригодности к конкретным условиям эксплуатации на обобщенный показатель УПК является минимальной. Следовательно, ранги их самые низкие и не меняются во времени. Степень влияния уровня производственной эффективности (УПЭ) и уровня сервисного обслуживания (УСО) на обобщенный показатель для нового и бывшего в эксплуатации оборудования будет различна. Для нового оборудования самым значимым будет уровень производственной эффективности, что связано с более высокими капитальными и эксплуатационными затратами. Для бывшего в эксплуатации оборудования более значимым является уровень сервисного обслуживания. Это связано с уже имеющимся износом от-

дельных узлов и необходимостью заключения контракта на сервисное обслуживание оборудования со специализированными организациями. Показатели оцениваемых уровней однотипного нового и бывшего в эксплуатации оборудования приведены в табл. 2.

При оценке УПК рассматриваемых комплексов и их конкурентоспособности стоимость ДСУ "Елена" принята равной суммарной стоимости оборудования на момент обследования (после модернизации) $I_{6/y} = 7400$ тыс. руб., а стоимость ДСУ с новым оборудованием на этот момент принята $I_n = 12\,653,4$ тыс. руб. Затраты на сервисное обслуживание оборудования были приняты равными для обоих вариантов в размере 10 % от стоимости ДСУ с новым оборудованием.

Расчетами установлено, что УПК нового и бывшего в эксплуатации оборудования составляет соответственно 0,975 и 0,968, а уровень конкурентоспособности – 0,615 и 0,484. Это свидетельствует о том, что использование оборудования бывшего в эксплуатации более выгодно. Несмотря на практически одинаковый УПК сравниваемых ДСУ (отличие всего лишь 0,7 % в пользу нового оборудования), уровень конкурентоспособности отличается на 27 % за счет разницы капитальных затрат на новое и приобретение и модернизацию бывшего в эксплуатации оборудования.

Список литературы

1. Глебов А.В. Методика оценки уровня потребительских качеств и конкурентоспособности геотехники (на примере карьерных автосамосвалов) // Горное оборудование и электромеханика. 2008. № 5. С. 49–55.
2. Глебов А.В. Значимость показателей при оценке уровня потребительских качеств геотехники / Современное состояние и перспективы развития горно-добывающих отраслей промышленности: Материалы Второй международной научно-практической конференции (г. Рудный, 18–20 мая 2004 г.) // под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. С.Ж. Галиева. Рудный, 2004. С. 81–83.

М.В. Матренин, специалист петербургского управления ОАО "ОМЗ" по связям с общественностью

Ижорские экскаваторы: ближайшее будущее

Приведена информация о IV Международной научно-практической конференции "Перспективы создания и развития горной техники ИЗ-КАРТЭКС".

M.V. Matrionin, St. Petersburg PR Department, OMZ Group

Izhorsky Excavators: the Near Future

Brief report on IVth International Scientific Conference "Prospects of IZ-KARTEX mining equipment design and development" taken place in St. Petersburg.

21–22 мая 2008 г. в г. Санкт-Петербурге состоялась IV Международная научно-практическая конференция "Перспективы создания и развития горной техники ИЗ-КАРТЭКС (группа ОМЗ)". Организатор конференции – предприятие ИЗ-КАРТЭКС, входящее в состав компании "Объединенные машиностроительные заводы".

В конференции приняли участие специалисты из пяти стран: России, Белоруссии, Украины, Казахстана и Узбекистана. Это топ-менеджеры ведущих горно-добывающих компаний РФ и стран СНГ, производители горного и транспортного оборудования, представители проектных институтов-проектировщиков горно-добывающих предприятий, ученые и практики горного дела.

Конференция была посвящена развитию продуктовой линейки ИЗ-КАРТЭКС и производству экскаваторов большой единичной мощности, обоснованию рациональных экскаваторно-автомобильных комплексов, сервисной политике компании и проблемам эксплуатации горной техники на карьерах и разрезах РФ и СНГ.

Прозвучал ряд интересных докладов: о стратегии развития компании на 2008–2012 гг., об экскаваторах новой продуктовой линейки КАРТЭКСа, о политике компании в области качества и сервиса, о тенденциях развития технологий открытых горных работ и другие. Доклады вызвали значительный интерес, о чем можно было судить по количеству задаваемых вопросов. Большинство вопросов касалось конструктивных особенностей новой техники, ее надежности, удобства доступа к различным узлам при обслуживании и ремонте. Дискуссии продолжались и в неформальной обстановке, а также на следующий день, в ходе экскурсии по заводу.

СТРАТЕГИЯ РАЗВИТИЯ

Как известно, в 2007 г. отмечалось 50-летие выпуска тяжелых карьерных экскаваторов на Ижорском заводе. В 1980-е гг. предприятие выпускало свыше 150 машин ежегодно. В годы промышленного кризиса

удалось сберечь главное – кадровый потенциал, сохранить лидирующее положение на рынках России и стран СНГ по поставкам горной техники.

Ныне структура продукции КАРТЭКСа такова: 70 % – электрические карьерные экскаваторы; 3 % – шарошечные буровые станки; 2 % – гидравлические экскаваторы; оставшиеся 25 % – поставка запасных частей, а также сервисные услуги. Целевые рынки: 55 % – черная металлургия; 22 % – угольная промышленность; 15 % – цветная металлургия и 8 % – нерудная промышленность.

Стратегические цели компании:

- сохранить позиции лидера на рынке карьерных электрических экскаваторов в России и странах СНГ, удержав не менее 80 % доли рынка;
- разработать, создать, испытать и освоить в серийное производство новую линейку электрических машин с основным ковшом вместимостью 12...50 м³;
- увеличить долю рынка карьерных экскаваторов в азиатских странах таких, как Китай, Индия, Вьетнам, Корея и Монголия;
- совершить переход от продаж оборудования к продажам комплекса услуг для горно-добывающих предприятий (оборудование плюс сервис);
- совершенствовать буровые станки и гидравлические экскаваторы.

НОВАЯ ЛИНЕЙКА

Выпускаемые сегодня электрические карьерные экскаваторы (ЭКГ-10; ЭКГ-15 и их модификации) становятся менее эффективными при возрастающих объемах горных работ, освоении новых крупных месторождений в тяжелых горно-геологических условиях.

Стратегия развития добычи горной массы имеет четкую тенденцию к использованию машин высокой единичной мощности. Серийно выпускаются автосамосвалы грузоподъемностью до 220 т, осваиваются автосамосвалы грузоподъемностью 320 т. Для загрузки таких машин нужны экскаваторы с ковшами большей

вместимости, чтобы заполнить кузов автосамосвала за 3—4 рабочих цикла.

Однако ни экскаваторы, ни самосвалы, взятые в отдельности, не могут обеспечить эффективность горного бизнеса, если они не оптимизированы в рамках экскаваторно-автомобильных комплексов. Сегодня и на перспективу просматриваются четыре основных типоразмера таких комплексов: с автосамосвалами грузоподъемностью 90, 136, 220 и 320 т. Для каждого класса автосамосвалов ИЗ-КАРТЭКС предлагается экскаваторы нового семейства*.

Новое семейство экскаваторов включает:

- экскаватор ЭКГ-12К для работы в комплексе с автосамосвалами грузоподъемностью 75...110 т;
- унифицированный экскаватор ЭКГ-20 (варианты ЭКГ-18Р с реечным напором и ЭКГ-20 с канатным напором) для работы в комплексе с автосамосвалами грузоподъемностью 120...150 т;
- унифицированный экскаватор ЭКГ-30 (варианты ЭКГ-32Р с реечным напором и ЭКГ-35К с канатным напором) для работы в комплексе с автосамосвалами грузоподъемностью 190...240 т;
- экскаватор ЭКГ-50 для работы в комплексе с автосамосвалами грузоподъемностью 280...340 т.

Экскаваторы типа ЭКГ-12К могут иметь сменные ковши вместимостью 10...18 м³, ЭКГ-20 — 15...30 м³, ЭКГ-30 — 20...45 м³ и ЭКГ-50 — 35...85 м³.

Все новые машины по своим параметрам не уступают лучшим зарубежным образцам.

ГЛАВНЫЕ ИДЕИ

В чем заключаются главные конструкторские идеи перехода на новую линейку техники?

Машины одного класса унифицированы в рамках единой платформы, уровень унификации достигает 80 %, а основное отличие заключается в исполнении рабочего оборудования: ковша, стрелы, рукояти. Рабочее оборудование может быть изготовлено в реечном или в канатном исполнении напора и установлено на единую платформу.

Повышаются производительность и долговечность машин за счет увеличения вместимости ковшей, применения автоматической системы смазки, бесполоспадной системы подвески ковша, увеличения срока службы электрооборудования, большей надежности и долговечности редукторов и ходового механизма.

Машины оснащаются роликовыми кругами с коническими роликами, установленными на втулках, не требующих смазки.

Создан современный унифицированный кабинный модуль нового поколения, максимально удобный для работы машиниста. Здесь есть все не только для полноценного труда, но и для отдыха и приема пищи.

Разработаны новый дизайн кузова и фирменная окраска машин. Машины обрели новый привлекательный облик, соответствующий современным тенденциям в промышленном дизайне.

* Некоторые экскаваторы нового семейства представлены на 4-й стр. обложки.

Ряд вопросов участников конференции вызвала применяемая на новых машинах информационно-диагностическая система (ИДС). Главная ее идея: основные параметры выводятся на дисплей и позволяют контролировать работу экскаватора в режиме реального времени. Машинист получает информацию о весе породы в ковше, количестве рабочих циклов, объеме отгруженной горной массы, времени полезной работы и расходе электроэнергии за смену. Не выходя из кабины, он сможет узнать о состоянии главных электроприводов: температуру обмоток и подшипников двигателей, давление в системах сжатого воздуха, уровень масла в редукторах, загрузку двигателей подъема, напора и поворота. Предусматривается система автоматических защит механического оборудования. Создаваемая система будет совершенствоваться по мере накопления практического опыта ее эксплуатации. В частности, ИДС должна научиться сигнализировать о превышении контрольных величин усилий в подъемных канатах или механизме напора, о напряжениях в ответственных точках металлоконструкций и др.

Создан план развития продуктов ИЗ-КАРТЭКС на ближайшую пятилетку. Согласно этому плану уже в конце нынешнего года будут изготовлены опытные образцы ЭКГ-12К, а в 2009 г. машины запустят в серию. Изготовление и испытание опытных образцов ЭКГ-20 и ЭКГ-32Р намечены на 2010 г. Сроки очень жесткие, но медлить нельзя, иначе эту рыночную нишу захватят конкуренты.

В соответствии со стратегическим планом продаж уже к 2010 г. прекратится выпуск машин существующей продуктовой линейки таких, как ЭКГ-10, ЭКГ-12 и ЭКГ-15, и предприятие будет выпускать исключительно новую горную технику. Кроме того, будут неуклонно расти поставки запчастей и сервисные услуги: к 2012 г. по сравнению с 2007 г. этот сегмент должен увеличиться почти в 3 раза.

ДОКЛАДЫ НАШИХ ГОСТЕЙ

С большим вниманием были заслушаны доклады гостей конференции. Главный конструктор БелАЗа Александр Егоров рассказал о развитии продуктовой линейки самосвалов БелАЗ. Предприятие в этом году отмечает свой полувековой юбилей. Его продукция показала свою конкурентоспособность в новых рыночных условиях — машины востребованы в нашей стране и за рубежом. Квалифицированный коллектив конструкторов продолжает совершенствовать старые и создавать новые модели, растет грузоподъемность знаменитых белорусских самосвалов, но основные черты остаются неизменными. В их числе: короткая база, пневмогидравлическая подвеска, равномерная нагрузка на все шины.

В докладе прозвучал поразивший некоторых участников факт: оказывается, самая важная деталь большегрузной машины — это шина, поскольку повышение грузоподъемности начинается именно с создания нового колеса. Вот почему грузоподъемность не может расти постепенно — нет смысла создавать шины, незначительно отличающиеся друг от друга своими параметрами. Только скачкообразно! По этой же причине

не самосвалы должны быть совместимы с уже имеющимися экскаваторами, а наоборот, новые экскаваторы создаются применительно к новым самосвалам. Александр Николаевич очень высоко отозвался о БелАЗах грузоподъемностью 320 т: их пока изготовлено всего три штуки, но они показали исключительную надежность и высокую производительность.

О тенденциях развития технологий открытых горных работ рассказали д-р техн. наук, проф. Санкт-Петербургского государственного горного института Сергей Фомин и сотрудник института СПб.-Гипрошахт Сергей Решетняк. Было отмечено, что за последние 17 лет российское горное машиностроение понесло немалые потери. Отсутствует производство целых классов горных машин таких, как шарнирно-сочлененные карьерные самосвалы и мощные колесные автоскреперы. В результате отсутствия национальной программы создания горной техники нового поколения и невнятной политики протекционизма отечественного горного машиностроения нарастает стратегическая зависимость от зарубежных поставщиков. К позитивам можно отнести четкое осознание бесперспективности производства оборудования, уступающего лучшим мировым образцам. Наметилась тенденция не только к достижению, но и превышению этого уровня, к реализации новых "прорывных" технологий.

Перспективны автосамосвалы с шарнирно-сочлененной рамой, которые преодолевают четверо более крутые уклоны и не нуждаются в качественном покрытии дорог. Будут востребованы платформы грузоподъемностью порядка 1000 т для транспортировки в целом или побочно горной техники, борщики уступов (машина с гидромолотом на длинной стреле), отвалообразователи для скальных горных пород и крутосклонные конвейеры. Для нашего климата очень важны хладостойкость оборудования, возможность дистанционного управления в опасных условиях эксплуатации и повышение мобильности для минимизации затрат.

Прозвучали и другие интересные доклады и сообщения хозяев и гостей конференции.

ВЫБРАННОЕ НАПРАВЛЕНИЕ ОДОБРЕНО

В принятой по итогам конференции резолюции подчеркнута целесообразность проведения подобных мероприятий с участием горно-добывающих и машиностроительных компаний для выработки совместных решений по основным вопросам технической политики развития горного оборудования.

В целях создания условий по поддержке и развитию отечественного горного машиностроения для ключевых отраслей промышленности сырьевого комплекса страны предложено инициировать обращение в Правительство РФ в целях формирования государственной программы в этой области.

Одобрено выбранное ИЗ-КАРТЭКС стратегическое направление продуктовой линейки экскаваторов с ковшами вместимостью 12; 20; 30 и 50 м³ с канатным и речным рабочим оборудованием, как наиболее востребованных, в составе экскаваторно-автомобильных комплексов, обеспечивающих повышение эффективности горных работ.

Подчеркнуто, что основные технические решения, заложенные в концепции создания нового модельного ряда карьерных экскаваторов, позволяют достичь существенного повышения производительности, надежности и долговечности горного оборудования, сокращения затрат на техническое обслуживание и ремонты.

Проведение таких конференций на Ижорской промышленной площадке стало традиционным. Демонстрации новейших достижений, технологий и практических наработок, профессиональный обмен мнениями – все это способствует улучшению взаимодействия производителей и потребителей горного оборудования.



УДК 622.684:629.114.42

П.И. Тарасов, канд. техн. наук, зав. сектором энергосбережения, А.Г. Журавлёв, канд. техн. наук, ст. науч. сотр., М.В. Исаков, мл. науч. сотр., асп., ИГД УрО РАН, г. Екатеринбург

Выбор параметров аккумулятора для комбинированной энергосиловой установки карьерного автосамосвала

Рассмотрены вопросы выбора аккумулятора энергии для карьерного автосамосвала с комбинированной энергосиловой установкой. Проведен анализ характеристик некоторых видов накопителей энергии. Разработаны схемы включения аккумуляторов энергии.

Ключевые слова: карьерный автосамосвал, комбинированная энергосиловая установка, аккумулятор энергии, транспортный цикл, схема подключения.

P.I. Tarasov, A.G. Zhuravlev, M.V. Isakov

Decision of Energy Storage Devices for Dump Truck with Hybrid Energy-Power Unit

The article considers issue of choice of energy storage for dump truck with hybrid energy-power unit. There is realized analysis of devices of some storage types. There are energy-power unit connection schemes.

Keywords: dump truck, hybrid energy-power unit, energy storage, transport cycle, connection scheme.

Увеличение глубины карьеров и в связи с этим увеличение продольных уклонов автодорог i (рис. 1) приводит к увеличению энергии движения, рассеиваемой на тормозных устройствах автосамосвала [1]. В то же время повышение продольного уклона приводит к увеличению требуемой мощности двигателя, это влечет за собой увеличение стоимости двигателя и себестоимости транспортирования горной массы.

Проведенные исследования энергетических параметров транспортного цикла карьерных автосамосвалов грузоподъемностью 30...220 т показали, что в определенных условиях (расстояние транспортирования, высота подъема и др.) количество энергии, рассеиваемой при торможении на тормозных устройствах за время спуска, больше количества энергии, необходимой для выполнения вспомогательных операций транспортного цикла. Это позволяет использовать автосамосвал с комбинированной энергосиловой установкой (КЭУ).

Возможно использование аккумулятора энергии (АЭ) на карьерном автосамосвале (КАС) с КЭУ при выполнении им вспомогательных операций транспортного цикла (погрузки, разгрузки, движения порожняком, ожидания). При определении параметров АЭ необходимо учитывать удельную энергоемкость, продолжительность использования, количество циклов заряд-разряд и другие характеристики. В случае, если АЭ сможет заменить основной источник энергии автосамосвала на

вспомогательных операциях транспортного цикла, это позволит уменьшить загазованность карьера, снизить энергозатраты, себестоимость транспортирования.

Разнообразие техники и технологических условий карьеров не позволяет применять универсальный АЭ. При определении параметров АЭ необходимо ориентироваться на технологические условия карьера с учетом технических характеристик эксплуатируемых самосвалов. В качестве примера в данной статье рассматривается автосамосвал грузоподъемностью 130 т,

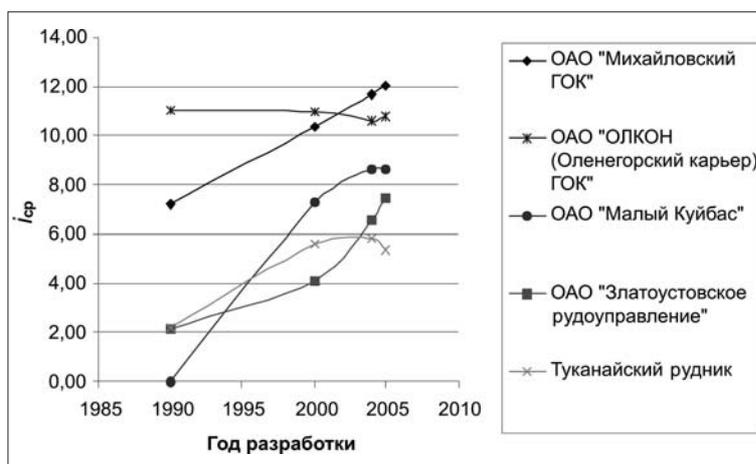


Рис. 1. Изменение средневзвешенного уклона на некоторых карьерах

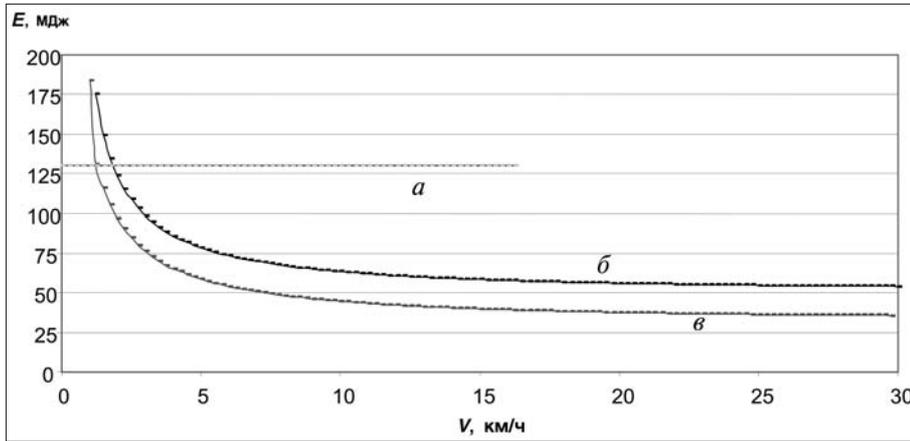


Рис. 2. Количество энергии, расходуемой автосамосвалом грузоподъемностью 130 т для движения по горизонтальным участкам:

a – энергоемкость АЭ; *b* – энергия, необходимая груженому автосамосвалу для преодоления расстояния 500 м по горизонтальной дороге; *c* – то же для порожнего автосамосвала

собственной массой 107 т с электромеханической трансмиссией.

Для анализа использования энергии целесообразно АЭ разделить на накопитель энергии (НЭ), зарядное устройство (ЗУ), разрядное устройство (РУ).

Основная функция АЭ – обеспечение энергией автосамосвала во время выполнения вспомогательных операций транспортного цикла за счет накопленной энергии торможения [1]. Емкость АЭ должна определяться количеством энергии, необходимым для движения КАС по горизонтальным участкам (рис. 2), которая зависит от скорости движения и расстояния транспортирования, а также мощности вспомогательного оборудования.

Мощность АЭ должна быть выбрана исходя либо из максимальной желаемой скорости движения автосамосвала по горизонтальным участкам (рис. 3), либо из приемлемой скорости в случае невозможности установки АЭ большой мощности.

С другой стороны, параметры АЭ должны выбираться исходя из условий его зарядки, в частности

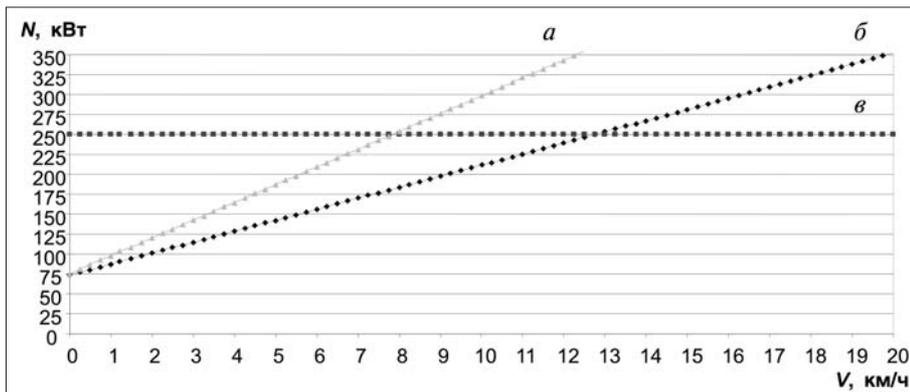


Рис. 3. Мощность, необходимая автосамосвалу грузоподъемностью 130 т для движения по горизонтальной дороге:

a – мощность, потребляемая при движении по горизонтальной дороге длиной 500 м груженым автосамосвалом; *b* – то же для порожнего автосамосвала; *c* – ограничение по максимальной мощности АЭ

энергоемкости и мощности зарядного устройства. Зарядка АЭ карьерного автосамосвала с КЭУ осуществляется в процессе электродинамического торможения при движении по съезду вниз. В связи с этим большое значение имеет структура распределения и потеря энергии (рис. 4):

$E_{дв}$ – потенциальная энергия, которой обладает автосамосвал на пункте разгрузки относительно нижележащего пункта погрузки;

$A_{тр}$ – потери на трение качения колес автосамосвала;

$E_{ммк}$ – механическая энергия, подводимая к мотор-колесам в режиме электродинамического торможения;

$E_{эмк}$ – электрическая энергия, выделяемая электродвигателями

мотор-колес в режиме электродинамического торможения;

$A_{мк}$ – потери энергии в редукторах и электродвигателях мотор-колес;

$A_{во}$ – расход энергии на питание оборудования для выполнения вспомогательных операций транспортного цикла;

$E_{ннэ}$ – энергия, направленная в накопитель энергии;

$A_{эзу}$ – потери энергии в зарядном устройстве;

$E_{нэ}$ – энергия, запасенная накопителем энергии.

Для надежной и правильной работы комбинированной энергосиловой установки параметры аккумулятора энергии должны выбираться таким образом, чтобы выполнялось условие:

$$A_{во} \leq E \leq E_{нэ}, \quad (1)$$

где $E_{нэ}$ – энергия, подводимая к АЭ от мотор-колес через зарядное устройство, МДж; E – энергоемкость АЭ, МДж.

Энергия

$$E_{нэ} = 0,001Nt, \text{ МДж}, \quad (2)$$

где N – мощность, передаваемая аккумулятору энергии от зарядного устройства, кВт; t – время спуска, с.

С увеличением продольного уклона автодорог и скорости движения на спуске мощность, выделяемая мотор-колесами, растет, промежуток времени выделения энергии и потери энергии на питание вспомогательного оборудования снижаются. На рис. 5 графики *a–e* показывают зависимость количества выделенной мо-

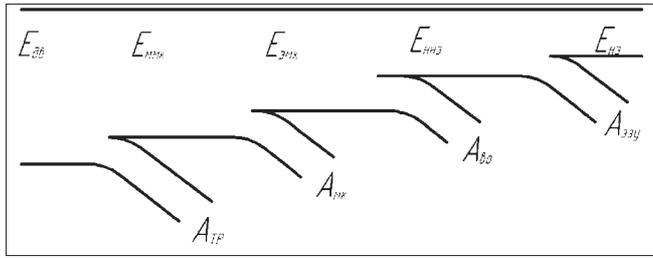


Рис. 4. Структура распределения и потерь энергии, запасенной при зарядке АЭ автосамосвала с КЭУ в режиме электродинамического торможения

тор-колесами энергии за один спуск при данных условиях. Кривая *ж* отражает максимальное количество энергии, которое может принять АЭ при данной мощности зарядно-разрядного устройства за время спуска. При заданной мощности ЗУ количество энергии, которую оно может передать аккумулятору (кривая *ж*), уменьшается. Это объясняется уменьшением времени прохождения участка дороги одинаковой протяженности (см. формулу (2)).

Исходя из этого можно заключить, что при меньших уклонах автодорог их повышение незначительно уменьшает количество рекуперированной в аккумулятор энергии. При повышенных уклонах скорость следует ограничивать в целях более полного использования энергии, выделяемой мотор-колесами, для заряда АЭ. На практике при повышении уклонов автодорог скорость движения автосамосвала снижается из условия безопасности. Поэтому реализация указанного выше принципа не окажет негативного влияния на производительность автотранспорта. Для этого требуется выбирать мощность зарядного устройства, рассчитанную по скорости, определяемой условиями безопасности.

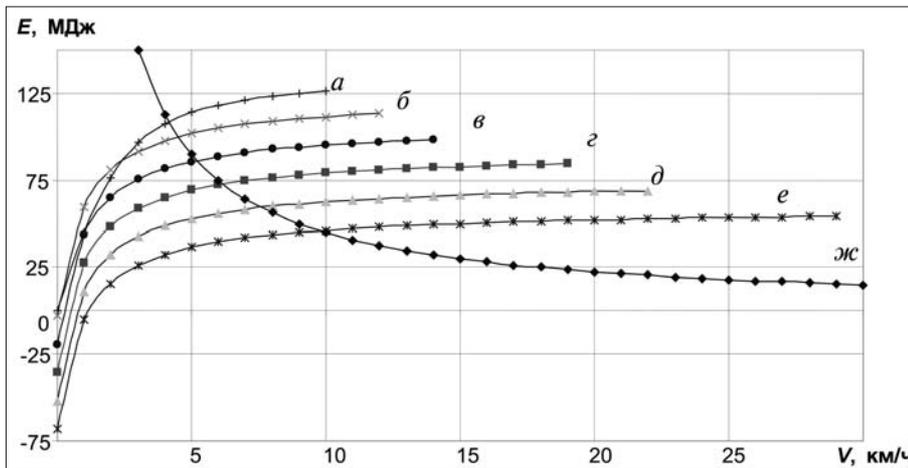


Рис. 5. Количество энергии, выделяемое мотор-колесами и передаваемое к АЭ через зарядное устройство при спуске автосамосвала грузоподъемностью 130 т по съезду длиной 500 м при различных уклонах:

а – 14 %; *б* – 12 %; *в* – 10 %; *г* – 8 %; *д* – 6 %; *е* – 4 %; *ж* – количество энергии, переданное зарядным устройством накопителю

С точки зрения конструктивных и эксплуатационных характеристик аккумулятор энергии должен отвечать следующим требованиям:

- оптимальные массогабаритные показатели;
- максимально высокий КПД;
- высокая надежность и безотказная работа в диапазоне температур $-30...+50$ °С.

Следует учитывать, что, как указывалось выше, АЭ состоит из зарядного и разрядного устройств и непосредственно накопителя энергии. Каждый элемент выполняет определенные функции и должен обеспечивать:

- зарядное устройство:
 - необходимую мощность потока энергии;
 - защиту накопителя энергии от перегрузок;
- разрядное устройство:
 - необходимую мощность разряда аккумулятора для энергообеспечения всех систем автосамосвала в заданной части цикла;
 - необходимые уровни токов и напряжений для питаемой системы;
- накопитель энергии:
 - необходимую емкость для обеспечения работоспособности на заданном участке в заданном промежутке времени;
 - необходимую мощность разряда для обеспечения работоспособности на заданном участке в заданном промежутке времени;
 - минимальное воздействие (статическое, динамическое, химическое, электрическое и т.д.) на конструкцию автосамосвала.

Естественно, что каждый элемент должен обладать минимальными собственной массой и габаритными размерами.

В качестве аккумулятора энергии для автосамосвалов с электромеханической трансмиссией можно использовать инерционный накопитель, суперконденсатор, электролитический аккумулятор, электрохимический генератор.

В таблице представлены усредненные характеристики ряда существующих накопителей энергии. Каждый вид накопителя обладает определенными положительными и отрицательными качествами с точки зрения применения их в качестве аккумулятора энергии КАС с КЭУ.

Применение электролитических аккумуляторов для карьерных автосамосвалов с КЭУ имеет определенные перспективы благодаря доступности, обусловленной относительно невысокой стоимостью, серийным выпуском, большой номенклатурой типов и моделей. Однако они имеют существенные недостатки, которые либо должны быть исключены за счет совершенствования их конструкции, либо исключают их применение.

Вид накопителя	Удельная энергоемкость, кДж/кг	Время разряда, с	Общая оценка для применения в КЭУ
Электролитический аккумулятор	$10 \dots 10^2$	$1 \dots 10^5$	+/-
Электрохимический генератор	$10^2 \dots 10^3$	$1 \dots 10^5$	-
Обкладочный конденсатор	0,1...0,5	$10^{-3} \dots 10$	-
Конденсатор двойного слоя	$10^2 \dots 10^3$	$1 \dots 10$	+
Упруго-механический НЭ	$10 \dots 10^2$	$10 \dots 10^3$	-
Инерционный НЭ	$10^2 \dots 10^3$	$10 \dots 10^3$	+
Электромеханический НЭ	$10 \dots 10^3$	$10^{-2} \dots 10^3$	+

ние на КАС с КЭУ в перспективе. Среди этих недостатков следующие: невысокая надежность в суровых климатических условиях, чувствительность к оголению электродных пластин при движении автосамосвала по уклону, небольшая допустимая глубина разрядки, недостаточный ресурс особенно при работе с большими токовыми нагрузками, относительно невысокая удельная энергоемкость.

Электрохимический генератор (ЭХГ) представляет собой сложную систему, основанную на топливных элементах – устройствах, преобразующих химическую энергию топлива (водороде, кислороде, в будущем – продуктах переработки природного газа и нефти) в электрическую энергию. Применение ЭХГ в качестве накопителя энергии КАС с КЭУ ограничивается сложностью согласования ячеек в ЭХГ, большим количеством вспомогательного оборудования для обеспечения работоспособности и соответственно значительными размерами и весом аккумулятора в целом, высокой стоимостью, обусловленной штучным производством.

Упруго-механический НЭ обладает достаточно высокой, хотя и не максимальной, возможной удельной энергоемкостью, однако реализация максимальной энергоемкости связана с повышенной опасностью, вызываемой наличием больших упруго-механических напряжений в накопителе. Определяющим недостатком для применения в КЭУ карьерного автосамосвала являются сложность и массивность устройств преобразования механической энергии в электрическую.

Наибольшую удельную энергоемкость имеют *инерционный НЭ* и *конденсатор двойного слоя*, следовательно, эти накопители при равной энергоемкости будут занимать меньший объем и иметь меньшую массу. Эти свойства наряду с надежностью являются определяющими требованиями для аккумуляторов энергии КАС с КЭУ. Поэтому остановимся на их особенностях и вариантах применения на автосамосвалах с КЭУ более подробно.

Инерционный аккумулятор представляет собой маховик, который запасает энергию в виде кинетической энергии вращения. Как правило, инерционные аккумуляторы большой емкости и мощности для мобильных машин выполняют спаренными с электрической машиной постоянного тока, которая выполняет функции зарядного и разрядного устройств (электромеханические НЭ, см. таблицу).

При использовании инерционного НЭ из-за высокой скорости вращения высока вероятность разрыва маховика. Негативное влияние при определенных условиях может оказывать большой гироскопический момент, создаваемый вращающимся маховиком, который будет воздействовать на раму автосамосвала. Эти недостатки могут привести к серьезной аварии, если не будут исключены конструктивно.

Конденсаторный накопитель представляет собой несколько конденсаторов, соединенных между собой для накопления и отдачи запасенной энергии. Как видно из таблицы, наиболее дешевые обкладочные конденсаторы не обладают достаточной энергоемкостью и мощностью, а также продолжительным временем разряда, что необходимо для работы автосамосвала с КЭУ. Поэтому наибольшие перспективы в настоящее время имеют электрохимические конденсаторы двойного слоя (часто называемые суперконденсаторы). Они имеют большую электрическую емкость (тысячи микрофарад) за счет того, что "обкладками" выступают слои ионов, формирующиеся на границе разделения электролита и твердого пористого электрода. Соответственно расстояние между "обкладками" чрезвычайно мало, площадь их велика, а электрическая емкость высока. Электрохимические конденсаторы обладают очень высокой удельной энергоемкостью, нечувствительны к высоким токовым нагрузкам, надежны в различных климатических условиях, практически не требуют обслуживания. Главный сдерживающий их применение фактор в настоящее время – высокая стоимость, обусловленная дороговизной комплектующих и мелкосерийностью производства.

При создании автосамосвала с КЭУ необходимо учитывать, что схема, созданная на основе одной из существующих схем с минимальными изменениями, будет более приемлемой по стоимости разработки в сравнении с другими кардинально новыми разработками. Однако новая схема должна обеспечивать экономичные показатели в процессе эксплуатации (использование серийно изготавливаемых элементов, обеспечение необходимого КПД во всех режимах работы КАС), чего не всегда удается добиться доработкой уже существующих систем.

В настоящее время существуют три электрические схемы автосамосвалов с электромеханической трансмиссией: переменного-переменного тока, которая считается наиболее перспективной, однако не получила пока распространения на отечественных карьерных автосамосвалах, и две наиболее распространенные в настоящее время схемы: схема переменного-постоянного тока и схема постоянного тока. Рассмотрим последние две.

Принципиальной разницы для включения аккумулятора в эти схемы накопителя нет. Выбор характе-

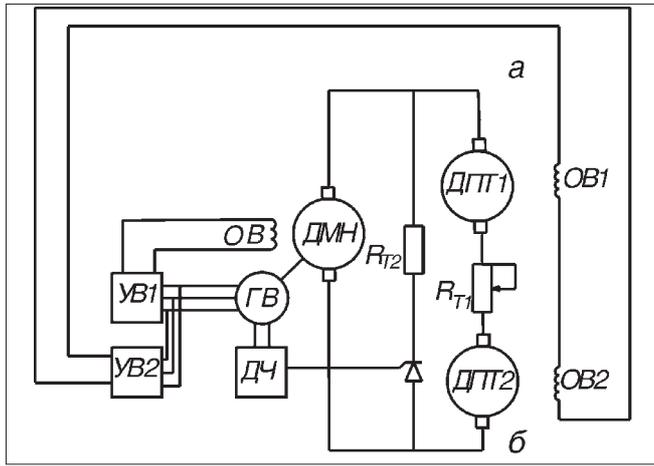


Рис. 6. Предлагаемая схема привода КАС с КЭУ (в генераторном режиме):

ДМН – двигатель инерционного (маховичного) накопителя; R_{T1} – резистор с изменяемым сопротивлением для регулирования мощности; R_{T2} – тормозной резистор; УВ1 и УВ2 – управляемые выпрямители; ДПТ1 и ДПТ2 – двигатели мотор-колес

ристик элементов накопителя, следовательно, и их исполнение опирается на технологические условия, в которых эксплуатируется автосамосвал, и способ соединения двигателей мотор-колес. При выборе установки для накопления, хранения и отдачи энергии, а также ее компонентов, следует учитывать следующие факторы:

- максимальный и минимальный токи заряда аккумулятора;
- максимальное и минимальное напряжения заряда аккумулятора;
- необходимое количество энергии для гарантированной работы автосамосвала в определенной части цикла.

Включение АЭ в электросхему самосвала должно соответствовать следующим требованиям:

- 1) достаточность напряжения в точках присоединения для обеспечения заряда накопителя;
- 2) осуществление заряда НЭ в режиме торможения и режиме тяги, в те моменты, когда мощность двигателя внутреннего сгорания потребляется не полностью;
- 3) обеспечение схемы включения передачи избыточной энергии на тормозной реостат;
- 4) обеспечение необходимых тормозных характеристик автосамосвала.

Рассмотрим включение в схему инерционного АЭ (рис. 6). Мощность, генерируемая мотор-колесами, в некоторых режимах превышает мощность ЗУ (см. рис. 5), а это означает, что ЗУ не может обеспечить достаточного тормозного усилия.

Для получения необходимого тормозного усилия вся энергия, получаемая с мотор-колес, должна потребляться. Для этого совместно с накопителем необходимо использовать штатное постоянное тормозное сопротивление R_{T2} (устанавливаемое на карьерных автосамосвалах тормозные резисторы) и дополнительное переменное сопротивление R_{T1} (см. рис. 6).

В данной схеме два двигателя мотор-колес постоянного тока (ДПТ1 и ДПТ2) создают ЭДС между точками *a* и *b*:

$$E_{ab} = K\Phi(\omega_1 + \omega_2), \quad (3)$$

где K – конструктивный коэффициент двигателя постоянного тока; Φ – магнитный поток; ω_1 – скорость вращения первого двигателя; ω_2 – скорость вращения второго двигателя.

При увеличении скорости вращения мотор-колес больше скорости $\omega_{max}/2$ ЭДС в контуре начинает превышать напряжение 900 В. При малой мощности, получаемой с мотор-колес, ЭДС в контуре можно регулировать с помощью тока возбуждения двигателей мотор-колес и привода маховика. Если мощность, получаемая с мотор-колес, больше мощности привода маховика, то избыток энергии следует исключить из контура. Для этого в контур последовательно включен резистор R_{T1} с переменным сопротивлением. Если ЭДС контура не превышает напряжения уставки (например, 850 В), величина сопротивления устанавливается близкой к нулю. При повышении ЭДС свыше 850 В регулирование осуществляется возбуждением машин постоянного тока контура до тех пор, пока мощность, получаемая с мотор-колес, не превысит мощности накопителя. При дальнейшем повышении мощности величина сопротивления резистора подбирается системой автоматического регулирования (САР) таким образом, чтобы поддерживалось напряжение между точками *a* и *b* на уровне напряжения уставки. Тормозной резистор R_{T2} включается в работу в том случае, если происходит торможение, а скорость вращения маховика максимальна (маховик полностью заряжен). Таким образом, можно обезопасить обмотки двигателя накопителя от перенапряжения и пробоя изоляции и обеспечить потребление всей энергии, получаемой с мотор-колес (обеспечить требуемые тормозные характеристики).

Рассмотрим включение в схему АЭ на основе конденсаторов двойного слоя.

Мощность и энергоёмкость конденсаторной батареи выбираются в зависимости от технологических условий аналогично выбору параметров инерционного накопителя. Мощность потока энергии, которую способна запасти конденсаторная батарея, будет зависеть от мощности, которую способно преобразовать зарядное устройство, и от мощности, которую способна принять батарея конденсаторов.

Можно предложить следующую схему соединения конденсаторных модулей в одну батарею (рис. 7).

Для обеспечения необходимого уровня напряжения для заряда НЭ следует соединить последовательно n одинаковых конденсаторных модулей, количество которых вычисляется по формуле:

$$n = \frac{U_{max}}{U_{ck}}, \text{ шт.}, \quad (4)$$

где U_{max} – напряжение, необходимое для питания тяговых двигателей, В; U_{ck} – напряжение на одном конденсаторном модуле, В.

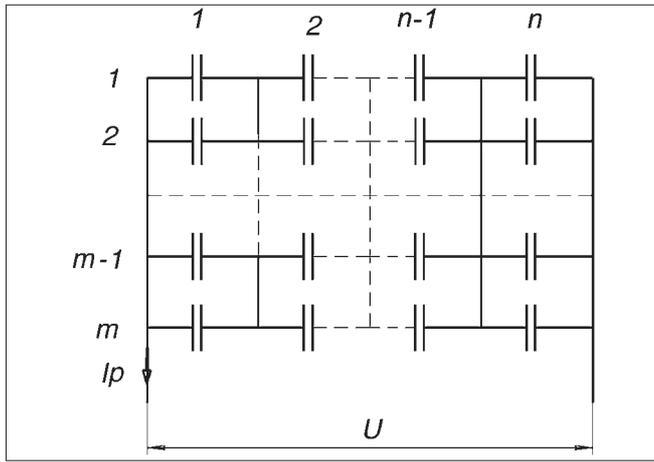


Рис. 7. Параллельно-последовательное соединение конденсаторных модулей

Для обеспечения необходимого уровня тока в контуре при заданном напряжении следует соединить параллельно m рядов n соединенных последовательно конденсаторов:

$$m = \frac{I_{дв}}{I_{ck}}, \text{ шт.}, \quad (5)$$

где I_{ck} – ток, который может обеспечить один конденсаторный модуль, А; $I_{дв}$ – ток двигателя, необходимый для создания тягового усилия при движении автосамосвала, А.

Общее число модулей можно определить по формуле:

$$N = mn, \text{ шт.} \quad (6)$$

При этом энергоемкость АЭ:

$$E = Ne, \text{ МДж}, \quad (7)$$

где e – энергоемкость одного конденсаторного модуля, МДж.

По предварительным расчетам для обеспечения величины напряжения 800 В и энергоемкости 130 МДж (как в случае использования инерционного накопителя) следует использовать 57 емкостных модулей марки 30ЭК204Т,У, основные характеристики которого приведены ниже. При этом для обеспечения требуемого напряжения последовательно следует соединить 18 конденсаторных модулей, затем три таких цепочки соединить параллельно. Общий объем установки при энергоемкости 130 МДж будет составлять 5,3 м³, а масса – 5,4 т.

Для согласования напряжений и токов накопителя энергии и электропривода в процессе заряда и разряда НЭ необходимо использовать зарядное и разрядное устройства.

В целях обеспечения правильной и бесперебойной работы суперконденсаторного накопителя целесообразно разграничить зарядный и разрядный контуры.

Характеристики конденсаторного модуля 30ЭК204Т,У [3]

Диапазон рабочих напряжений, В	48...24
Максимальное напряжение, В	52
Минимальное допустимое напряжение, В	24
Минимальное напряжение хранения, В	27
Внутреннее омическое сопротивление, мОм, при температуре +25 °С (–30 °С)	15 (30)
Емкость, Ф	2650
Запасаемая энергия в диапазоне рабочих напряжений, кДж	2300
Максимальная мощность, кВт	38
Габаритные размеры, мм	617×478×316
Масса, кг	95
Рабочая температура, °С	–50...+50
Температура хранения, °С	–60...+70
Ресурс, циклы	>1000 000

Принципиальная схема соединения электрохимических конденсаторов в режиме заряда приведена на рис. 8.

Принцип работы такой схемы аналогичен принципу работы схемы инерционного накопителя. В качестве источника питания обмотки возбуждения может быть выбран электрохимический конденсатор. Возможен вариант, когда обмотки возбуждения двигателей будут включены параллельно с двигателями.

Выбор накопителя энергии должен осуществляться в зависимости от технических условий эксплуатации КАС с КЭУ.

Инерционный накопитель при условии обеспечения максимальной удельной энергоемкости компактнее, чем конденсаторный (при одинаковой энергоемкости 130 МДж конденсаторная установка будет занимать объем 5,3 м³, а инерционный накопитель – 3,56 м³). Его рациональнее использовать в условиях минимального количества пиковых значений зарядных мощностей. Этим требованиям в большей мере отвечает спиральная схема движения транспорта со значительными расстояниями движения.

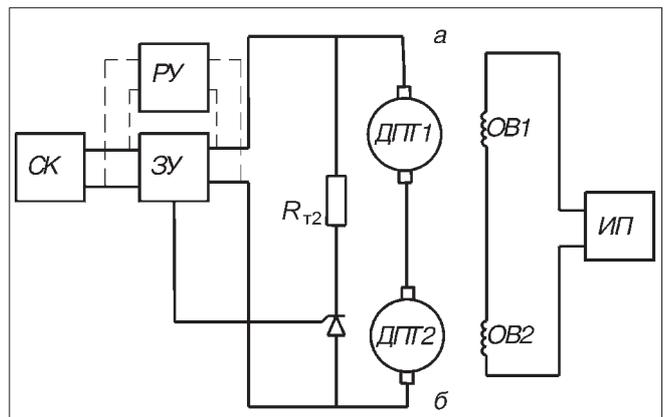


Рис. 8. Принципиальная схема соединения электрохимических конденсаторов в режиме заряда:

СК – конденсаторная установка; ЗУ – зарядное устройство; ПУ – разрядное устройство; ИП – источник питания

Конденсаторный накопитель допускает наличие резких пиков зарядных мощностей. Его рационально использовать при петлевой схеме движения транспорта.

Следует отметить, что инерционные накопители для мобильного транспорта на данный момент не производятся промышленностью, и их можно рассматривать в качестве перспективных накопителей.

Таким образом, накопитель, построенный на электрохимических конденсаторах, в настоящее время является единственным видом накопителя, который, с одной стороны, наиболее полно отвечает требованиям для применения на карьерном автосамосвале в составе КЭУ, с другой стороны, выпускается промышленностью, и среди серийных моделей имеются подходящие по параметрам для применения на карьерном автотранспорте. Ограничивающим фактором является их высокая стоимость.

Компромиссным вариантом на ближайшую перспективу может быть применение серийно выпускаемых и приемлемых по стоимости электролитических аккумуляторных батарей. Однако сфера их применения — неэкс-

тремальные условия эксплуатации (невысокие уклоны автодорог, умеренный климат). Необходимо также испытание опытных образцов автосамосвалов с КЭУ.

В заключение можно отметить, что в настоящее время имеются подходящие по параметрам накопители энергии для создания карьерных автосамосвалов с комбинированной энергосиловой установкой, существующие схемы электротрансмиссии также позволяют при их доработке использовать накопитель энергии. Таким образом, имеются условия для создания и испытания опытных образцов таких автосамосвалов.

Список литературы

1. Тарасов П.И., Журавлев А.Г. О создании комбинированных энергосиловых установок для карьерных автосамосвалов // Проблемы карьерного транспорта. Мат. VIII Международной научно-практической конференции, 20–23 сентября 2005 г. Екатеринбург: УрО РАН, 2005. С. 183–186.

2. Бут Д.А. Накопители энергии / Д.А. Бут, Б.Л. Алиевский, С.Р. Мизюрин, П.В. Васюкевич. М: Энергоатомиздат, 1991.

3. Каталог продукции ЗАО "ЭСМА" [Электронный ресурс].— Режим доступа: <http://www.esma-cap.com/Products/>. (10.08.2007).

ИНФОРМАЦИЯ

УРАЛМАШ ЖИВ!

С 24 по 25 июня 2008 г. в г. Екатеринбурге проходила Международная научно-практическая конференция "Состояние и тенденции развития мировой горно-добывающей отрасли", посвященная 75-летию Уралмашзавода и 100-летию со дня рождения главного конструктора, создателя легендарных уралмашевских экскаваторов Б.И. Сатовского.

На конференции присутствовали ученые и специалисты, представляющие проектные организации и горные предприятия России, стран СНГ, Восточной Европы, Монголии, Индии и Китая.

С приветственным словом к участникам конференции выступили директор дивизиона "Горное оборудование" машиностроительной корпорации "Уралмаш" Сергей Алексеевич Червяков и генеральный директор МК "Уралмаш" Назим Тофикович Эфендиев. Суть выступлений заключалась в том, что слухи о "кончине Уралмаша оказались преувеличенными! Можно с уверенностью сказать, что Уралмаш скорее жив, чем мертв!". Под этим лозунгом проходила вся конференция.

Вниманию участников конференции был предложен фильм, посвященный Борису Ивановичу Сатовскому и МК "Уралмаш".

Первая часть конференции была посвящена теме "Состояние и тенденции развития мировой горно-добывающей отрасли".

Член-корреспондент РАН В.Л. Яковлев выступил с докладом "Мировые тенденции и российские проблемы производства и потребления минерального сырья".

Доцент Уральского государственного горного университета Ю.А. Лагунова предложила вниманию участников конференции доклад на тему "Теоретические основы разрушения горных пород в слое", в котором показала достоинства и недостатки принципа разрушения горных пород способом "кусок о кусок (в слое)" и предложила новое оборудование, совмещающее процессы дробления и измельчения в одной машине.

Представитель ИГД СО РАН А.Р. Маттис озвучил доклад на тему "Состояние и перспективы применения технологий и технических средств для безвзрывной разработки месторождений полезных ископаемых", в котором отметил, что результатом творческого сотрудничества ИГД СО РАН с АО "Уралмаш" в конце 1980-х и начале 1990-х гг. было создание первого в мировой практике экскаватора с ковшом активного действия ЭКГ-5В, причем не экспериментального образца, а вполне работоспособного экскаватора, успешно прошедшего приемочные испытания после года опытно-промышленной эксплуатации. Экскаватор ЭКГ-5В был спроектирован отделом карьерных экскаваторов НИИтяжмаша

на базе ЭКГ-5А по техническому заданию, разработанному ИГД СО РАН.

Представитель ОАО НТЦ НИИОГР д-р техн. наук Л.И. Андреева выступила с докладом "Критерии вывода техники из эксплуатации и замены на новую".

Во второй части конференции выступали сотрудники МК "Уралмаш" на тему "Современное состояние, продукция и перспективы развития МК "Уралмаш".

Технический директор дивизиона "Горное оборудование" ООО "Уралмаш-Инжиниринг" А.В. Груздев предложил стратегию развития дивизиона "Горное оборудование".

Главный инженер ОАО "Уралмашзавод" Н.А. Овчинников сообщил о технологических возможностях и производственных мощностях УЗТМ.

Заместитель технического директора, главный конструктор экскаваторов А.А. Крагель рассказал о новейших разработках в области экскаваторостроения МК "Уралмаш".

Заведующий конструкторским сектором дивизиона "Горное оборудование" ООО "Уралмаш-Инжиниринг" А.С. Усачев доложил о дробильно-размольном оборудовании МК "Уралмаш".

Ведущий специалист, руководитель группы дивизиона "Горное оборудование" ООО "Уралмаш-Инжиниринг" Г.И. Газалеева сделала доклад на тему "Дробильно-сортировочные комплексы по производству кубовидного щебня".

Руководитель проекта "Сервис оборудования" ООО "Уралмаш-Инжиниринг" А.В. Запечалов посвятил свое сообщение развитию сервисного направления МК "Уралмаш".

Третья часть конференции была посвящена теме "Электропривод и комплектующие материалы", в которой прозвучали следующие доклады:

- заведующего конструкторским отделом дивизиона "Горное оборудование" ООО "Уралмаш-Инжиниринг" И.В. Бессонова "Современные приводы постоянного и переменного тока экскаваторов МК "Уралмаш";

- генерального директора ОАО "Объединенная энергия" Н.А. Серебренникова "Электроприводы экскаваторов производства ОАО "Объединенная энергия";

- представителя ЗАО "НПП Русэлпромэлектромаш" Е.Н. Попова "Система возбуждения с микропроцессорным управлением синхронных двигателей производства ЗАО "НПП Русэлпромэлектромаш";

- представителя компании АВВ Н.А. Пешкова "Модернизация ЭКГ-5А";

- регионального менеджера СНГ ESCO А.Д. Табарина "Технические решения ESCO для горной промышленности";

- заместителя коммерческого директора М.Ю. Кузнецова "Резиновая футеровка – Современные технологии защиты от износа";

- генерального директора "Гидролинк" Л.П. Прахова "Сотрудничество компании LINCOLN с МК "Уралмаш" по созданию автоматических систем смазки в горно-добывающем оборудовании и сервисному обслуживанию этих систем".

Обзор подготовила канд. техн. наук **Ю.А. Лагунова**.



ООО "Издательство "Новые технологии", 107076, Москва, Стромынский пер., 4

Художник *В.Н. Погорелов*. Дизайнер *Т.Н. Погорелова*. Технический редактор *Т.И. Андреева*. Корректор *В.О. Кабанова*

Сдано в набор 21.07.08 г. Подписано в печать 29.08.08 г. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 6,86. Уч.-изд. л. 8,40. Заказ 892. Цена свободная.

Журнал зарегистрирован Федеральной службой по надзору за соблюдением законодательства в сфере массовых коммуникаций и охране культурного наследия. Свидетельство о регистрации ПИ № ФС77-19854 от 15 апреля 2005 г.

Отпечатано в ООО "Подольская Периодика". 142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15.