НАУЧНО-АНАЛИТИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

ГОРНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА

5
2008

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

ПОДЗЕМНЫЕ РАБОТЫ

Горбатов П.А., Лысенко Н.М., Ржавский Э.В. Установление температурного режима исполнительных органов выемочных комбайнов со встроенными виброзащитными устройствами . . . 2

Лукиенко Л.В., Ковалева Т.В. Расчет и проектирование опорно-направляющего механизма для повышения ресурса бесцепной системы перемещения очистного комбайна . . . 4

БУРОВЫЕ РАБОТЫ

Катанов Б.А. О рациональных породоразрушающих элементах буровых долот . . . 8

ДРОБИЛЬНО-РАЗМОЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Бабаев Р.М., Казаков С.В., Тягушев М.Ю., Саблин Р.А. Перспективные направления совершенствования конструкций виброинерционных дробилок . . . 11

ГОРНЫЙ ТРАНСПОРТ

Журавлев А.Г. Оценка эксплуатационных свойств карьерных автосамосвалов с комбинированной энергосиловой установкой . . . 15

Сливинский Е.В., Теслин В.В. Устройство для исключения самодвижения подвижного состава . . . 21

ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА. АВТОМАТИКА

Микитченко А.Я., Шевченко А.Н., Бирюков Ю.А., Шестаков П.Р. Энергетическая эффективность регулирования в тиристорных и транзисторных электроприводах экскаваторов . . . 24

Стадник Н.И., Сергеев А.В., Кондрахин В.П. Особенности и функциональная модель мехатронного очистного комплекса . . . 32

НАДЕЖНОСТЬ. РЕМОНТ. ДИАГНОСТИКА

Андреева Л.И. Комплексная оценка деятельности ремонтного производства горно-добывающего предприятия . . . 41

Рябков Н.В., Довженок А.С., Хажиев В.А. Влияние регламентации ремонтных процессов на аварийность подземного рельсового транспорта на угольной шахте . . . 47

ЭКОНОМИКА

Глебов А.В. Методика оценки уровня потребительских качеств и конкурентоспособности геотехники (на примере карьерных автосамосвалов) . . . 49

ПОЗДРАВЛЯЕМ ЮБИЛЯРА

Николаю Ивановичу Стаднику 60 лет . . . 56

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.

© Издательство "Новые технологии", "Горное оборудование и электромеханика", 2008

УДК 622.232.72

П.А. Горбатов, д-р техн. наук, проф., **Н.М. Лысенко,** канд. техн. наук, доц., **Э.В. Ржавский,** магистрант, ДонНТУ, г. Донецк, Украина

Установление температурного режима исполнительных органов выемочных комбайнов со встроенными виброзащитными устройствами

Разработана методика установления температуры нагрева исполнительных органов выемочных комбайнов со встроенными корректирующими динамическими звеньями.

Как известно, принцип работы любого виброзащитного устройства, являющегося по сути корректирующим динамическим звеном (КДЗ) [1] для подсистем привода исполнительных органов выемочных комбайнов, состоит в поглощении и рассеивании энергии механических колебаний, что обеспечивает снижение коэффициента вариации крутящего момента по всей длине упругого валопровода редуктора. При этом рассеиваемая энергия в виде потерь на трение в КДЗ трансформируется в тепловую энергию, проявляющуюся в нагреве как элементов самого КДЗ, так и непосредственно сопряженных с ним деталей или узлов подсистемы привода исполнительных органов.

В настоящей статье разработана методика установления температуры нагрева исполнительных органов выемочных комбайнов, в которые встроены корректирующие динамические звенья.

Уравнение теплового баланса исполнительного органа с КДЗ при его длительной работе с постоянной нагрузкой можно в первом приближении записать в следующем виде:

$$Wdt = G\alpha d\tau + F\gamma\tau dt, \qquad (1)$$

где Wdt – количество тепла, выделяющегося в исполнительном органе с КДЗ за время dt, Дж; W – мощность потерь на трение в КДЗ, Вт; $G\alpha d\tau$ – количество тепла, необходимое для повышения температуры исполнительного органа с КДЗ на величину $d\tau$, Дж; $G\alpha$ – теплоемкость исполнительного органа с КДЗ, характеризующая количество тепла, необходимого для повышения на 1 °С температуры исполнительного органа, имеющего массу G и удельную теплоемкость α, Дж/К; $F\gamma\tau dt$ – количество тепла, отводимого во внешнюю среду за время dt, Дж; $F\gamma$ – теплоотдача исполнительного органа с КДЗ, характеризующая количество тепла, выделяемого исполнительным органом с площадью поверхности F и коэффициентом теплоотдачи γ в окружающую среду в единицу времени при разности их температур 1 °С, Дж/(с·К); τ – температура перегрева исполнительного органа по сравнению с окружающей средой, °С.

При составлении уравнения теплового баланса приняты следующие допущения:

1) исполнительный орган с КДЗ представляет собой однородное тело, имеющее одинаковые тепловые свойства всей массы, не изменяющиеся во времени;

2) теплоемкость окружающей среды равна бесконечности;

3) мощность потерь на трение является величиной постоянной.

Следует отметить, что аналогичные подходы и допущения принимаются при составлении исходного уравнения теплового баланса электродвигателей [2, 3], что позволяет получить достаточно простые расчетные зависимости при приемлемой точности результатов.

После соответствующих преобразований уравнения (1) и последующего его решения относительно величины температуры перегрева τ исполнительного органа по сравнению с окружающей средой применительно к двум качественно различным периодам его функционирования в составе выемочного комбайна (длительная работа с постоянной нагрузкой, сопровождающаяся нагревом исполнительного органа, и длительная пауза в работе, при которой исполнительный орган охлаждается) получим:

$$\tau = \tau_у (1 - e^{-t/T_н}); \qquad (2)$$

$$\tau = \tau_у e^{-t/T_0}, \qquad (3)$$

где $\tau_у = \dfrac{W}{F\gamma}$ – установившаяся температура перегрева исполнительного органа с КДЗ при его длительной работе с постоянной нагрузкой; $T_н$ и T_0 – постоянные времени соответственно нагрева и охлаждения исполнительного органа.

Зависимость (2) позволяет рассчитать температуру перегрева работающего исполнительного органа, а зависимость (3) – неработающего исполнительного органа при его охлаждении после остановки.

Физический смысл постоянной времени нагрева состоит в том, что она представляет собой время, в течение которого температура работающего исполнительного органа с КДЗ повысится на величину $\tau_у$ при условии, что тепло, выделяемое КДЗ, не отводится в окружающую среду. Численное значение постоянной времени нагрева может быть получено из следующей зависимости:

$$T_н = \frac{G\alpha}{F\gamma}.$$

Если предположить, что теплоотдача исполнительного органа будет одинаковая как при его работе, так и при остановке (это вполне приемлемо для исполнительных органов выемочных комбайнов), то постоянная времени охлаждения T_0 численно будет равна постоянной времени нагрева $T_н$.

Как следует из уравнения (2) установившаяся температура перегрева достигается практически [$\tau = (0{,}95...0{,}98)\tau_у$] за время $t = (3...4)T_н$.

На рисунке представлены характерные зависимости реактивного момента $S = M_у - V$, передаваемого КДЗ, от угловых перемещений φ исполнительного органа относительно выходного вала редукторной группы.

Здесь $M_у$ – упругий момент, передаваемый КДЗ; V – демпфирующий момент, формирующийся в КДЗ; $M_н$ – момент, обусловленный предварительным натягом упругого элемента КДЗ; $M_о$, $\varphi_о$ – соответственно момент и угловая деформация, при которых КДЗ запирается (ограничители деформации упругой связи КДЗ соприкасаются).

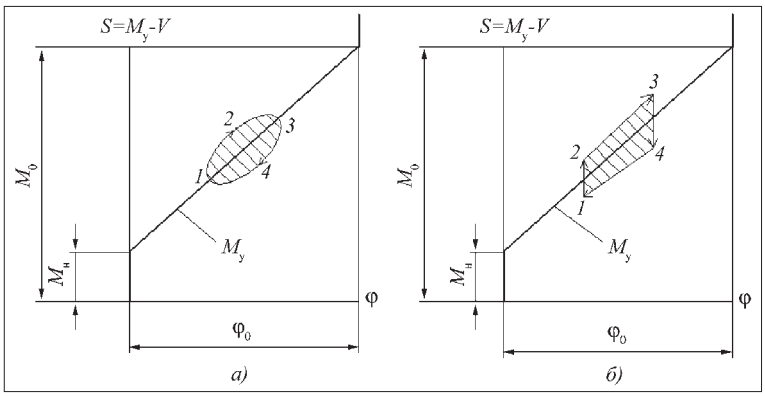
Если демпфирующий момент V может быть с достаточной точностью описан в линейной постановке (см. рисунок *а*), то:

$$W = \frac{\pi\beta\omega A_\varphi^2}{T} = 0{,}5\beta\omega^2 A_\varphi^2, \qquad (4)$$

где $\pi\beta\omega A_\varphi^2$ – работа демпфирующего момента за цикл колебаний, Дж; β – коэффициент демпфирования, Дж·с; $\omega = 2\pi f$ – частота авторезонансных составляющих [4] колебаний крутящего момента, соответствующая резонансной частоте колебаний механической части подсистемы ПИО, $с^{-1}$; T – период колебаний, с; A_φ – амплитуда угловой деформации упругого элемента КДЗ, рад.

Установившаяся температура перегрева исполнительного органа с КДЗ в данном случае может быть рассчитана по следующей зависимости:

$$\tau_у = \frac{0{,}5\beta\omega^2 A_\varphi^2}{F\gamma}. \qquad (5)$$



Реактивный момент, передаваемый корректирующим динамическим звеном

В общем случае, когда демпфирующий момент V не может быть описан в линейной постановке (см., например, рисунок *б*) и отражает трение в КДЗ типа "рессорного", формула для расчета установившейся температуры перегрева исполнительного органа с КДЗ может быть записана в следующем виде:

$$\tau_у = \frac{R}{TF\gamma}, \qquad (6)$$

где R – работа демпфирующего момента V за цикл колебаний с периодом T, количественно равная площади петли гистерезиса, Дж.

Эллипс *1–2–3–4* (см. рисунок *а*) и трапеция *1–2–3–4* (см. рисунок *б*) графически изображают петли гистерезиса соответственно при линейном трении и трении рессорного типа в КДЗ.

Фактический тепловой баланс исполнительного органа с КДЗ можно в первом приближении рассмотреть, приняв допущение, что установившийся режим работы исполнительного органа в составе выемочного комбайна является, как и для приводного электродвигателя, повторно-кратковременным. При этом предполагается, что при установившемся режиме работы средний уровень крутящего момента в редукторной группе подсистемы привода исполнительного органа $M_{кр}$, средняя мощность потерь на трение в КДЗ W, время работы исполнительного органа $t_р$ и время паузы $t_п$ в течение достаточно продолжительного периода являются величинами постоянными. Тогда конечная $\tau_к$ и начальная $\tau_н$ температуры перегрева исполнительного органа с КДЗ, фиксируемые соответственно в конце и начале его работы, могут быть рассчитаны по формулам:

$$\tau_к = \tau_у(1 - e^{-t_р/T_н}), \qquad (7)$$

$$\tau_н = \tau_к e^{t_п/T_н}. \qquad (8)$$

В выражении (7) значение установившейся температуры перегрева исполнительного органа с КДЗ $\tau_у$ соответствует указанной средней нагрузке $M_{кр}$ при условии ее действия длительное ($>4T_н$) время.

Исходя из выражений (7) и (8) можно рассчитать и среднюю температуру перегрева исполнительного органа с КДЗ за цикл:

$$\tau_{ср} = 0{,}5(\tau_к + \tau_н) = 0{,}5\tau_у(1 - e^{-t_р/T_н})(1 + e^{-t_н/T_н}). \quad (9)$$

Таким образом, разработанная методика позволяет определять величину как средней, так и конечной (более высокой) температуры перегрева исполнительных органов выемочных комбайнов со встроенными корректирующими динамическими звеньями и с учетом реальной температуры внешней среды оценивать их температуру нагрева при работе с различными уровнями средней нагрузки. Эти результаты необходимы для принятия решения о необходимости проектирования принудительной системы охлаждения исполнительных органов, а также для выбора параметров данной системы, если ее необходимость доказана.

Список литературы

1. **Горные** машины для подземной добычи угля: Учеб. пособ. для вузов / П.А. Горбатов, Г.В. Петрушкин, Н.М. Лысенко, С.В. Павленко, В.В. Косарев / Донецк: ДонНТУ, 2006. 669 с.
2. **Светличный П.Л.** Электропривод и электроснабжение горных машин. М.: Недра, 1968. 316 с.
3. **Гейлер Л.Б.** Основы электропривода. Минск: Высшая школа, 1972. 608 с.
4. **Горбатов П.А.** Формирование авторезонансных составляющих динамических процессов в силовых подсистемах очистных комбайнов // Сб. науч. тр. Донецкого национального технического университета. Донецк: ДонНТУ, 2006. Вып. 113. С. 59–66.

УДК 622.232.72

Л.В. Лукиенко, д-р техн. наук, НИ РХТУ им. Д.И. Менделеева, г. Новомосковск, **Т.В. Ковалева,** канд. техн. наук, ТулГУ

Расчет и проектирование опорно-направляющего механизма для повышения ресурса бесцепной системы перемещения очистного комбайна

Изложены основные факторы, оказывающие влияние на работу опорно-направляющего механизма бесцепной системы перемещения (БСП), показано, что при его проектировании необходимо проводить не только геометрический и силовой расчет, но и оценку его изнашивания.

Вопросам обоснованного выбора параметров опорно-направляющих механизмов (ОНМ) очистных комбайнов с бесцепной системой перемещения посвящено большое количество публикаций [1–3], в которых отмечается, что завальные опоры с обратными захватами обеспечивают стабилизацию комбайна в плоскости пласта и удержание зубчатого колеса движителя в зацеплении с реечным ставом. Необходимо отметить, что на работу ОНМ комбайна влияет большое количество взаимосвязанных факторов: непрерывность процессов, протекающих с большими скоростями; наличие случайных внешних возмущающих воздействий, не поддающихся контролю; работа в условиях сложной гипсометрии залегания пластов, что приводит к наличию вертикальных порогов на стыках конвейера 15...25 мм, повороту секций в пространстве относительно друг друга на 5...8°; ограниченное число переменных, которыми можно управлять при проектировании этого важного узла (длина опоры и ее материал). Это приводит к тому, что фактическая площадь пятен контакта опоры комбайна с направляющим элементом в 20–25 раз меньше номинальной (это приводит к значительным контактным напряжениям), а в момент преодоления порогов на стыках секций конвейера тяговое усилие комбайна возрастает в 1,7–2 раза [1].

Высокое значение необходимой скорости подачи очистных комбайнов (до 30 м/мин) и динамический характер ее изменения, рост контактной нагрузки, приходящейся на обратный захват (до 125 кН), приводят к резкому усложнению условий работы ОНМ (рис. 1). При значительном износе обратного захвата – элемента ОНМ, возрастают колебания межосевого расстояния и, как следствие, могут произойти смена направления (с затягивающей на выталкивающую) и увеличение радиальной силы, действующей в зацеплении в паре колесо–рейка движителя БСП. Это может привести к ухудшению показателей работы комбайна за счет роста колебаний усилия подачи за фазу зацепления или возникновению аварийной ситуации из-за ухудшения устойчивости машины, вызванной износом обратного захвата.

Кроме того, для нормальной работы тяжелых машин необходим значительный клиренс.

В работе [1] весьма подробно представлены принципы выбора геометрических параметров, в основе которого лежат учет всех геометрических характеристик обратного захвата ОНМ и способность проходить пороги на стыках соседних реечных секций.

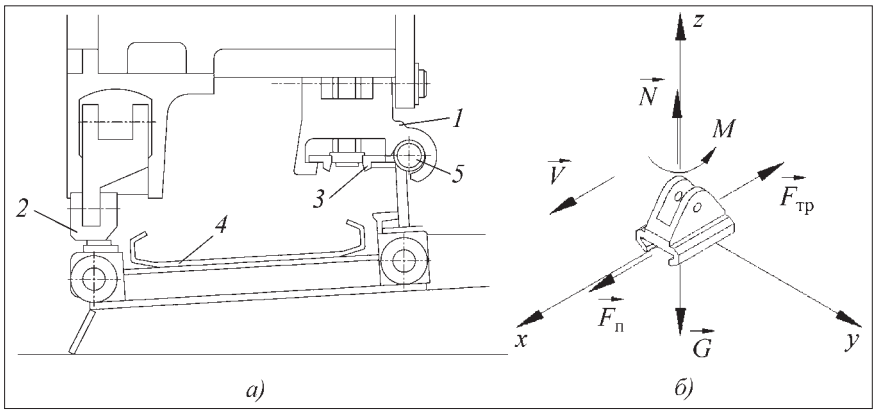


Рис. 1. Компоновка (*а*) и схема нагружения (*б*) обратного захвата ОНМ очистного комбайна на забойном конвейере:
1 – завальная опора с обратным захватом, имеющая общую ось подвески с колесом движителя; *2* – забойная опора; *3* – тяговый орган; *4* – скребковый конвейер; *5* – трубчатая направляющая; $\vec{V}$, $\vec{F}_п$ – скорость и усилие подачи; $\vec{F}_{тр}$ – сила трения; $\vec{G}$ – составляющая силы тяжести, приходящаяся на одну опору; $\vec{N}$ – нормальная реакция; *M* – разворачивающий момент

опорах. При такой компоновке происходит неизбежное смещение центра тяжести машины в сторону забоя, что отрицательно влияет на поперечную устойчивость и нагруженность опор.

Изучение способов повышения эффективности эксплуатации ОНМ позволило выделить ряд направлений:

1) расчет ОНМ с учетом неизбежного изнашивания;

2) выбор допусков размеров контактирующих элементов с учетом их изнашивания;

3) модифицирование рабочих поверхностей элементов ОНМ за счет использования технологических способов.

Для разработки метода расчета прогнозирования ресурса ОНМ используем численный метод, основным достоинством которого является возможность просчитать состояние контактирующих деталей в любой момент времени.

Однако рекомендации по обоснованию параметров ресурса ОНМ не приведены. Попытка решить эту задачу была предпринята в работе [2] с использованием большого количества экспериментов.

Анализ рис. 2 позволяет сделать вывод о том, что изнашивание опорной части обратного захвата на 2 мм (увеличение зазора с 20 до 22 мм) приведет к необходимости ее увеличения на 14 мм. То есть фактор изнашивания необходимо учитывать при проектировании.

Вынесение шнеков большого диаметра за счет длинных поворотных редукторов со встроенными планетарными редукторами далеко за опорный контур комбайна приводит к значительным нагрузкам в его

Взаимодействие обратного захвата ОНМ комбайна с тяговым органом БСП является типичным примером поступательной пары трения, когда обратный захват движется возвратно-поступательно по неподвижной направляющей (схема нагружения представлена на рис. 3).

Необходимо отметить, что захват работает в условиях сухого трения. Проведенный анализ показал, что для рассматриваемых условий наиболее характерно механическое изнашивание. При разработке метода расчета процесса изнашивания принимаем следующие допущения: контакт сопряженных деталей в области касания непрерывен; материалы взаимодействующих деталей сплошные, однородные и изотропные; отделяемые от поверхности деталей частицы имеют существенно меньшие размеры по сравнению с общим износом деталей; процесс отделения частиц износа непрерывен.

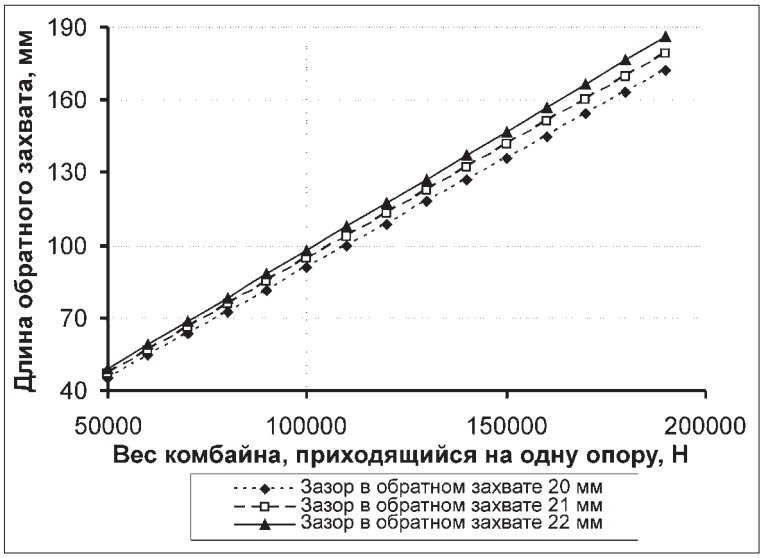


Рис. 2. Зависимость длины опорной части обратного захвата, контактирующей с трубчатой направляющей из условия обеспечения допустимых контактных напряжений

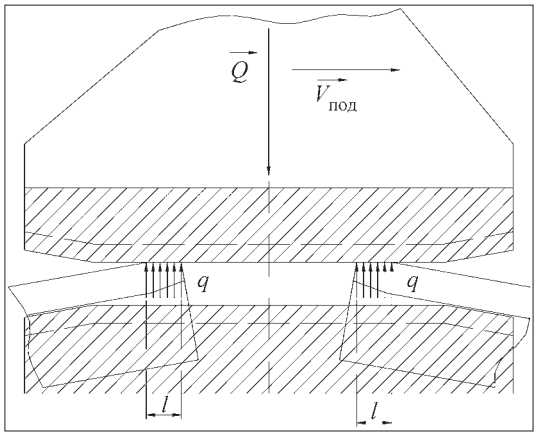


Рис. 3. Схема нагружения при исследовании изнашивания обратного захвата ОНМ очистного комбайна с БСП

В этом случае износ материала обратного захвата ($\delta_п$) и тягового органа ($\delta_н$) может быть охарактеризован зависимостями [2]:

$$\delta_п = k_п \int_0^l p^n dl \int_0^{l_k} V_{ск}^m dt;$$
$$\delta_н = k_н \int_0^l p^n dl \int_0^{t_p} V_{ск}^m dt, \quad (1)$$

где $k_п$, $k_н$ – коэффициенты износа материала обратного захвата и тягового органа БСП (направляющей); m – коэффициент, зависящий от вида взаимодействия контактирующих поверхностей; n – коэффициент, зависящий от вида изнашивания; p – удельное контактное давление на поверхности трения; $V_{ск}$ – скорость относительного скольжения обратного захвата по направляющей; l – длина поверхности, по которой проходит контакт опоры с направляющей.

Причем

$$k = \gamma_{ср} / p_{ср}, \quad (2)$$

где $\gamma_{ср}$ – средняя скорость изнашивания элемента пары трения; $p_{ср}$ – среднее удельное контактное давление на поверхности трения.

Для определения средней скорости изнашивания элементов пары трения был проведен модельный стендовый эксперимент на машине трения, который позволил с использованием теории подобия оценить коэффициенты, характеризующие процесс изнашивания элементов ОНМ.

Условием достоверности выбранного режима эксперимента является идентичность видов трения и износа, полей напряжения и деформаций, структуры и микротвердости материалов по глубине контактирующих тел, а также шероховатости поверхности.

Результаты эксперимента позволили определить, что износ контактирующих элементов является функцией ряда величин:

$$h = f(V, p, \Delta_l, n, \delta t),$$

где V – скорость изнашивания контактирующих элементов, определяемая экспериментально; Δ_l – перемещение обратного захвата опорно-направляющего механизма; n – количество ходов; δt – время перемещения машины.

Удельное контактное давление может быть определено по зависимости:

$$dp = \frac{Q}{l_п d_п} dl_п, \quad (3)$$

где Q – нагрузка на опору, которая зависит от соотношения внешних возмущающих (зависящих от нагрузок на исполнительном органе) и восстанавливающих сил (сила тяжести, сопротивление погрузке угля, усилия в движителе БСП и т.д.); $d_п$ – ширина рабочей поверхности опоры.

Тогда для рабочей поверхности рейки с плоской направляющей при условии равномерного распределения давления можно записать:

$$\delta_п = k_п \left(\frac{Q}{l d_п} \right)^n (2H)^m, \quad (4)$$

где H – ход обратного захвата, равный длине лавы.

Полученные зависимости справедливы для рейки с плоскими направляющими, где рабочие поверхности поступательной кинематической пары (опора–рейка) представляют собой плоскости. При наличии круглой направляющей, предназначенной для восприятия веса комбайна, распределение давления нужно учитывать в двух направлениях: вдоль оси и в поперечном сечении, перпендикулярном оси ползуна. При этом распределение давления p в поперечном сечении изменяется по закону косинуса, поэтому наибольший износ следует искать в осевом сечении, проходящем через линию действия силы, по максимальному давлению:

$$p_{max} = 2Q \Big/ \left(\pi l \frac{d}{2} \right) = \frac{4Q}{\pi l d}, \quad (5)$$

где d – диаметр цилиндрического ползуна.

Для точек рабочей поверхности трубчатой направляющей в плоскости вектора силы износ материала обратного захвата $\delta_п$ может быть определен по зависимости:

$$\delta_п = k_п \left(\frac{4Q}{\pi l d} \right)^n (2H)^m. \quad (6)$$

По разработанной математической модели процесса изнашивания была подготовлена программа расчета и проведена оценка ресурса ОНМ очистного комбайна с БСП на стадии проектирования. Расчеты были проведены при следующих исходных данных: скорость перемещения комбайна – 0,067 м/с; масса, приходящаяся на одну опору – 8000 кг; путь перемещения (длина лавы) – 120 м. На рис. 4 представлен график зависимости ресурса обратного захвата ОНМ от вида взаимодействия контактирующих поверхностей и вида изнашивания. Начальные значения коэффициентов m и n определяются технологией изготовления и условиями работы. В процессе приработки происходит изменение этих коэффициентов и для приработанных поверхностей они равны 1. Однако путь, по которому происходит это изменение, зависит от условий и режима эксплуатации. Это позволяет, пользуясь полученным графиком, выбрать рациональную технологию изготовления и режим работы захвата опорно-направляющего механизма.

Проведенный анализ показал, что при проектировании опорно-направляющего механизма очистного комбайна с БСП необходимо оценить его износ. Разработанный аппарат анализа процесса изнашивания позволил установить, что с увеличением длины обратного захвата его ресурс увеличивается

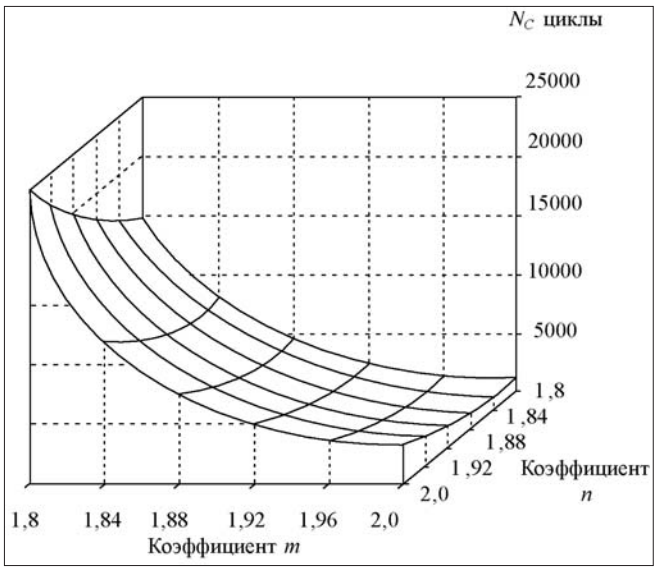


Рис. 4. График зависимости ресурса обратного захвата (N_C циклов) от вида взаимодействия контактирующих поверхностей (коэффициент m) и вида изнашивания (коэффициент n)

по закону, близкому к гиперболическому. При этом необходимо помнить о том, что бесконтрольное увеличение длины обратного захвата может привести к ухудшению условий работы опорно-направляющего механизма при его эксплуатации в сложных горно-геологических условиях.

Применение предложенного подхода позволит, базируясь на разработанных ранее методах, расширив их возможности, значительно поднять качество решений при проектировании бесцепных систем перемещения очистных комбайнов с учетом условий работы опорно-направляющих механизмов.

Список литературы

1. **Бесцепные** системы подачи очистных комбайнов / Ю.Н. Семенов, В.Г. Лукиенко, Б.М. Геллер и др. М.: Недра, 1988. 152 с.

2. **Бреннер В.А., Лукиенко Л.В.** Повышение ресурса бесцепных систем подачи угледобывающих комбайнов. Новомосковск, 2004. 204 с.

3. **Стационарные** и тормозные режимы работы бесцепных систем перемещения очистных комбайнов / В.А. Бреннер, К.А. Головин, Т.В. Ковалева, Л.В. Лукиенко, А.Е. Пушкарев. Тула: Изд-во ТулГУ, 2007. 220 с.

II Всероссийская молодежная научно-практическая конференция "Проблемы недропользования"

12–15 февраля 2008 г. Институтом горного дела УрО РАН совместно с Институтом геофизики УрО РАН и Уральским государственным горным университетом при поддержке Российского фонда фундаментальных исследований и Президиума Уральского отделения РАН проведена II Всероссийская молодежная научно-практическая конференция по проблемам недропользования.

В работе конференции очное и заочное участие приняли 109 человек, представляющих 35 ведущих академических, отраслевых и учебных институтов, производственных предприятий, среди них: ГИ УрО РАН (г. Пермь), ОАО "Галургия" (г. Пермь), ИГД УрО РАН (г. Екатеринбург), УГГУ (г. Екатеринбург), ЮНЦ РАН (г. Ростов-на-Дону), ГоИ КНЦ РАН (г. Апатиты), ИГД ДВО РАН (г. Хабаровск), ИГД СО РАН (г. Новосибирск), Национальная академия наук и университеты Республики Армения, Институт "Якутнипроалмаз" АК "АЛРОСА" (г. Мирный), НИИОСП им. Н.М. Герсеванова (г. Москва), ЮФУ (г. Ростов-на-Дону), СПбГУ (г. Санкт-Петербург), ИПЭ УрО РАН (г. Екатеринбург), СПГГИ (ТУ) (г. Санкт-Петербург), МГТУ им. Г.И. Носова (г. Магнитогорск), ФГУП "ВИМС" (г. Москва), СФУ (г. Красноярск), ТОГУ (г. Хабаровск), ВГУ (г. Воронеж), ТПУ (г. Томск), ИГиП ДВО РАН (г. Благовещенск), ПГУ (г. Пермь), ИСЭиЭПС КНЦ УрО РАН (г. Сыктывкар), КузГТУ (г. Кемерово), БГУ (г. Улан-Удэ), Азербайджанская государственная нефтяная академия (г. Баку). Очно в работе конференции участвовали более 50 человек.

В решении конференции отмечается увеличение числа участников, расширение представительства регионов России, научная и практическая значимость представленных докладов, охватывающих такие направления, как теория проектирования освоения недр, геотехника и строительные геотехнологии, геоэкология, геомеханика и т.д.

Признано целесообразным ежегодное проведение Всероссийской молодежной конференции по проблемам недропользования. Очередная конференция намечена на 10–13 февраля 2009 г.

УДК 622.233.05

Б.А. Катанов, д-р техн. наук, проф., Кузбасский государственный технический университет, г. Кемерово

О рациональных породоразрушающих элементах буровых долот

Рассмотрены проблемы совершенствования породоразрушающих элементов буровых долот. Проведен анализ существующих конструкций и возможных решений.

Породоразрушающие элементы карьерных буровых долот при разрушении породы на забое буримой скважины испытывают переменные по характеру и величине нагрузки с пиками 5–8 и большей кратности относительно средних; резкое изменение свойств разрушаемых пород; повышение температуры и др. Повышение мощности машин также приводит к увеличению нагрузок, что предъявляет все возрастающие требования к прочности и стойкости породоразрушающих элементов, особенно их рабочих кромок. Имеет значение и обеспечение минимального пылеобразования. Необходимо и соответствие формы, размеров и геометрических параметров элементов свойствам разрушаемых пород и конструкции исполнительного органа.

Важными требованиями являются также простая и надежная установка элемента в исполнительном органе, а также возможность быстрой его замены при износе. Существенное значение имеет технологичность изготовления, удобство осмотра, восстановления и заточки при невысокой стоимости изготовления и эксплуатации.

Бурение взрывных скважин является начальным этапом процесса открытой угледобычи во всех случаях, когда вскрыша представлена достаточно крепкими породами. От эффективности буровых работ зависит своевременная и качественная подготовка горной массы к экскавации и транспортированию, а следовательно, и технико-экономические показатели процесса добычи в целом.

Рис. 1. Шарошечное долото с изношенными вершинами конусов шарошек

Основной вид бурового инструмента современных карьерных станков вращательного бурения – шарошечные и режущие долота – снабжается в качестве породоразрушающих элементов шарошками различных типов и стержневыми резцами.

Как показал длительный опыт эксплуатации, шарошки и оснащаемые ими долота имеют ряд принципиальных и трудноустранимых недостатков: высокую стоимость, большое количество мелкодисперсной пыли, образующейся при разрушении пород, низкую стойкость опор, невозможность замены шарошки при выходе ее из строя. Восстановление долота таким образом невозможно.

Стойкость шарошечных долот принято выражать двумя показателями: стойкостью по вооружению и стойкостью по опорам.

На стойкость по вооружению оказывают влияние как прочностные свойства (агрегатная твердость, крепость), так и абразивность буримых пород [1].

У долот с зубчатыми шарошками в основном разрушаются периферийные венцы шарошек вследствие пластических деформаций, выколов и абразивного износа. При бурении абразивных пород или прослойков вооружение этих шарошек довольно быстро выходит из строя, что в ряде случаев приводит даже к обнажению опор шарошек (рис. 1). В сложных условиях работают и периферийные венцы зубьев. Условия работы средних венцов более благоприятны и поэтому они меньше изнашиваются, хотя и на них имеются сколы металла, обусловленные некоторыми недостатками изготовления шарошек с фрезерованными зубьями.

Для получения большей твердости, а следовательно износостойкости металла, зубья шарошки подвергаются цементации на глубину 1,5...1,8 мм. При этом при небольших величинах зубьев происходит их сплошное прокаливание и вершины становятся весьма хрупкими.

Стойкость штыревых шарошек в значительной степени определяется качеством запрессовки штырей. При слабой запрессовке штыри выпадают на забой, разрушают долото и приводят к выходу его из строя. Если штыри запрессованы очень туго, то оста-

точные напряжения в комплексе с динамическими нагрузками, возникающими при разрушении забоя, приводят к их поломкам и резкому снижению производительности долота.

Шарошки с комбинированным вооружением содержат в себе элементы зубчатых и штыревых. Вследствие различной износостойкости штырей и фрезерованных зубьев последние разрушаются значительно быстрее. После этого вся нагрузка ложится на оставшуюся часть штырей. Долото начинает работать с большими вибрациями и часто выходит из строя из-за динамических перегрузок. Все же следует отметить, что, несмотря на это, шарошки с комбинированным вооружением в диапазоне пород с коэффициентами крепости 7...14 значительно более стойки, чем имеющие только зубчатое и даже только штыревое вооружение.

Анализ износа вооружения штыревых шарошек показывает, что срабатываются твердосплавные зубья, образующие забой, а калибрующие скважину изнашиваются незначительно. Интенсивный износ вооружения обычно наблюдается в крепких абразивных породах. При этом причиной выхода из строя вооружения является не только абразивный износ, но и скол зубьев. В результате износа зубьев происходят постепенное уменьшение контактной нагрузки на породу забоя и снижение механической скорости бурения.

При бурении в крепких породах наряду с износостойкостью зубья вооружения должны обладать достаточной вязкостью, так как они работают при больших изгибающих и ударных нагрузках. Этим требованиям в большей степени соответствует твердый сплав ВК-15, который более пластичен, чем сплав ВК-8В.

Анализ отработки шарошечных долот на горных предприятиях показывает, что до 80 % от общего их количества выходят из строя в результате износа опор, т.е. стойкость шарошечных долот в настоящее время определяется главным образом стойкостью опор шарошек.

Основной причиной выхода долот из строя по этому показателю является проникновение породной мелочи через зазор между шарошкой и лапой в полость подшипников. Это вызывает заклинивание шарошки. Заклиненные шарошки быстро изнашиваются вследствие истирания о забой. Самое качественное долото выходит из строя в крепких породах через 10...15 м после забивания буровой мелочью опор.

Опорные поверхности (дорожки) цапф (рис. 2) изнашиваются больше, чем опорные поверхности шарошек. Это объясняется тем, что вращаясь, участки опорной поверхности шарошки вступают в контакт с цапфой последовательно. Особенностью работы опорных поверхностей цапф является их одностороннее нагружение (снизу).

Износ тел качения (шариков и роликов) определяется конструктивными особенностями долот. В ряде случаев изношенные тела качения не теряют своей формы и имеют относительно гладкую поверхность.

Изменение формы, раскалывание и выкрашивание шариков и роликов – результат высоких контактных напряжений и зажимов. Появление расколотых тел качения способствует перегрузке оставшихся целых и ускоряет их раскалывание.

Рис. 2. Износ дорожек цапфы шарошечного долота

Устранение упомянутых выше недостатков шарошечных долот – довольно сложная и трудно осуществимая задача. При этом основным направлением работ считается создание разборных, а следовательно, и ремонтируемых конструкций долот.

Попытки реставрации шарошечных долот предпринимались рядом организаций. Однако в большинстве случаев они не давали ощутимого эффекта, так как сводились к вырезке тем или иным способом из долота лапы с отказавшей шарошкой и замене ее аналогичной лапой с работоспособной шарошкой от другого долота. При этом было весьма сложно обеспечить взаимозаменяемость лап, а также совместить продувочные каналы лапы и корпуса, предназначенные для смазки опоры. Поскольку попытки крепления заменяемой лапы к корпусу болтами (рис. 3) оказались несостоятельными из-за недостаточной прочности, то приходилось ее снова приваривать, что превращало долото в неразборную конструкцию.

Для того чтобы обеспечить разборность, оказалось необходимым коренным образом менять конструкцию корпуса и лап долота, снабдить корпус коническими гнездами, а лапы – хвостовиками с коническими шейками. В осевом направлении лапа в коническом гнезде фиксировалась гайкой, навертываемой на резьбовой штырь, размещенный на верхнем торце лапы и выступавший из корпуса.

Однако разборность такой конструкции также оказалась ограниченной, так как при бурении гайка оказывалась изношенной, забитой породой и так затянутой на резьбовом штыре, что отвернуть ее обычно оказывалось невозможно и приходилось

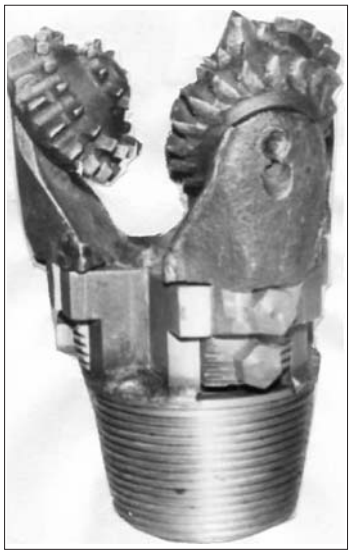


Рис. 3. Болтовое крепление заменяемых лап шарошечного долота к корпусу

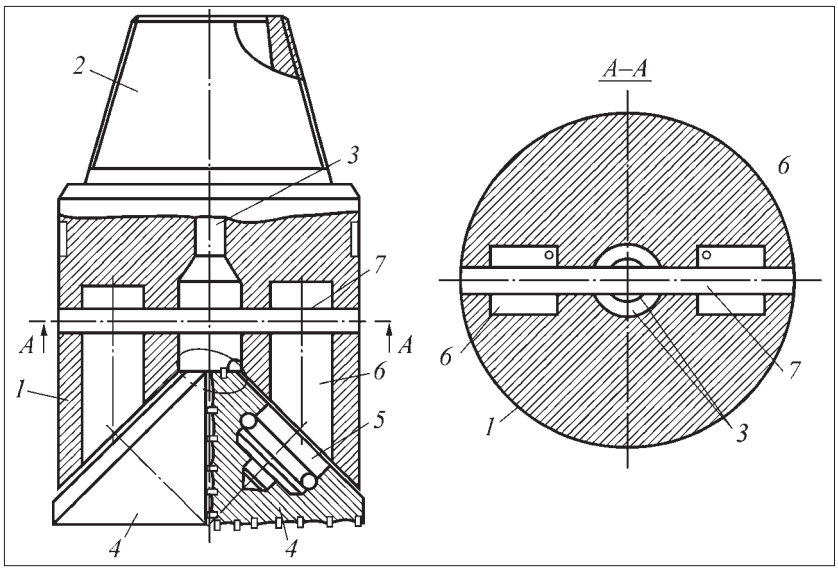


Рис. 4. Разборное шарошечное долото

Рис. 5. Стержневой резец для режущих буровых долот

срезать с последующим выбиванием или выпрессовкой лапы из гнезда. Кроме того, из-за невозможности размещения в лапах продувочных каналов, опоры шарошек должны быть герметизированными и маслонаполненными, что существенно увеличивает их стоимость и снижает экономический эффект от использования сменных лап.

Сменные лапы разборного двухшарошечного долота (рис. 4), предложенного Красноярским государственным университетом цветных металлов и золота [2], имеющие хвостовики *6* квадратного или прямоугольного сечения, размещенные в соответствующих гнездах сплошного корпуса *1*, с продувочными каналами *3*, фиксируются в осевом направлении сквозным штырем *7*. Шарошки *4* смонтированы на подшипниках на наклонных цапфах *5*. Долото присоединяется к буровому ставу хвостовиком *2* с конической резьбой.

Выбивая фиксирующий штырь, можно извлекать из корпуса лапы с шарошками и заменять их. Однако при этом неизбежно возникнут сложности, связанные с возможностью деформации штыря и несовпадением осей отверстий для него в корпусе долота и хвостовиках лап.

Приведенный выше краткий обзор возможных решений показывает, что их осуществление связано с известным усложнением конструкции долота со съемными и заменяемыми шарошками. Это в свою очередь неизбежно скажется на их надежности и себестоимости изготовления, что позволяет усомниться в значительных преимуществах предлагаемых конструкций по сравнению с освоенными серийными долотами при всех их отмеченных выше недостатках.

Между тем исследования, эксперименты и испытания опытных образцов режущих буровых долот, оснащенных стержневыми съемными резцами, которые в большинстве случаев успешно могут заменить шарошечные долота с вооружением СиТ, имеющие наибольшее применение на угольных разрезах.

Бурение скважин по породам с $f = 6...7$ по шкале проф. М.М. Протодъяконова станками вращательного бурения тяжелого типа (СБШ) не только вполне осуществимо, но и целесообразно. Породоразрушающими инструментами этих долот должны быть стержневые резцы усиленного типа (рис. 5) с цилиндрической державкой диаметром 35...40 мм. Описанные в литературе способы крепления таких резцов на корпусе долота обеспечивают их быструю замену при износе или поломках. Стоимость резца и корпуса режущего долота на порядок дешевле шарошек и корпусов шарошечных долот при почти одинаковой стойкости и существенно большей надежности.

Необходимость создания конкурентоспособных отечественных режущих буровых долот для станков вращательного бурения тяжелого типа (СБШ) очевидна [3]. Для этого, конечно, необходимо идти не по пути копирования зарубежных моделей, а освоить принципиально новое направление, ориентируясь на уже имеющийся отечественный опыт создания и эксплуатации на угольных разрезах конструкций таких долот.

Список литературы

1. **Катанов Б.А.** Основные причины износа шарошечных долот и пути их снижения // Горные машины и автоматика. 2003. № 2. С. 13–14.

2. **Проектирование** буровых инструментов для открытых горных, земляных и строительных работ / В.Д. Буткин, А.В. Гилев, С.В. Доронин и др. М.: МАКС Пресс, 2005. 240 с.

3. **Техника,** технология и опыт бурения скважин на карьерах // под ред. В.А. Перетолчина. М.: Недра, 1993. 285 с.

УДК 621.926.2

Р.М. Бабаев, канд. техн. наук, **С.В. Казаков,** канд. техн. наук, **М.Ю. Тягушев,** канд. техн. наук, **Р.А. Саблин,** инж., ОАО "НПК "Механобр-техника", г. С.-Петербург

Перспективные направления совершенствования конструкций виброинерционных дробилок

Представлены результаты научных работ, проведенных в ОАО "НПК "Механобр-техника" в области совершенствования конусных и щековых дробилок виброинерционного действия. На основе предложенных новых конструкций дробилок созданы экспериментальные установки. Представлены результаты экспериментальных и теоретических исследований.

Современное развитие дезинтеграционной техники ведет к увеличению конкуренции на рынке производства данного вида оборудования, что в свою очередь диктует условия для создания машин с более эффективным разрушением дробимого материала. Анализ современных представлений физики твердого тела о природе разрушения реальных кристаллических образований показал, что разработка новых направлений в создании высокоэффективного дробильно-измельчительного оборудования должна базироваться на максимальном использовании дефектов структуры материала на атомно-молекулярном уровне в целях осуществления разрушения преимущественно по межфазной поверхности. При такой физической организации процесса разрушению могут подвергаться материалы с максимально высокими прочностными характеристиками, без излишнего переизмельчения кристаллов и, следовательно, с минимальными затратами энергии.

С этими и другими задачами успешно справляются новые виброинерционные машины с использованием самосинхронизирующихся вибровозбудителей, разрабатываемые в НПК "Механобр-техника".

При выборе способа синхронизации очевидными преимуществами, по сравнению с принудительной кинематической или электрической синхронизацией, обладает *самосинхронизация*, так как она не требует вспомогательных устройств, усложняющих конструкцию и, вообще, не всегда применимых.

Новые вибрационные конусные дробилки

Благодаря использованию фундаментальных основ вибрационной механики, заложенных в конструкцию дробилки, вибрационная конусная дробилка (рис. 1, см. 2-ю стр. обложки) приобрела такие важные качества, как возможность разрушения прочных материалов сколом при ударно-вибрационном приложении нагрузки с одновременным интенсивным выводом готового продукта из камеры дробления; непереизмельчение дробимого материала; высокая степень дробления (до 16 и выше); динамическая уравновешенность (не требует для своей установки тяжелого фундамента); возможность работать при дозированном питании и под завалом. Кроме того, недробимые тела не вызывают поломок машины.

В случае когда нужно получать продукт мелкого класса, то приведенная выше динамическая схема позволяет добиться и такого результата. Для этого необходимо принудительно прижать дробящий конус к корпусу (рис. 2).

Еще одной разновидностью виброконусной дробилки является машина, выполненная по двухмассной динамической схеме со скрещивающимися осями вибровозбудителей колебаний (рис. 3) [4].

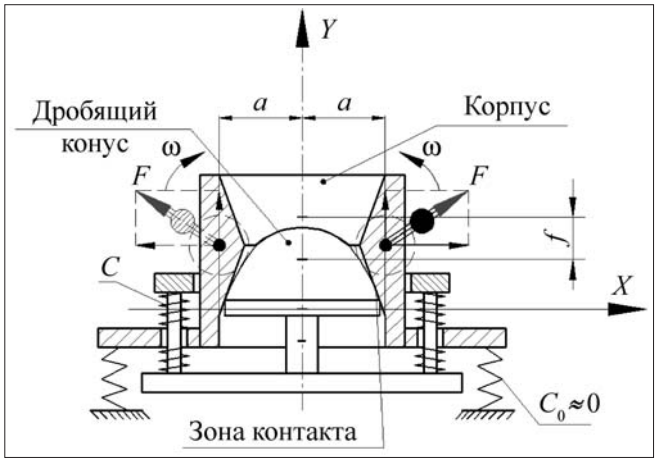


Рис. 2. Динамическая схема виброконусной дробилки с принудительно поджатыми конусами:
F – усилие, вызываемое вибровозбудителями; *a* – расстояние от центра масс дробилки до вибровозбудителей; *C* – жесткость пружин; *f* – относительное смещение конуса относительно корпуса; ω – вынужденная частота вращения

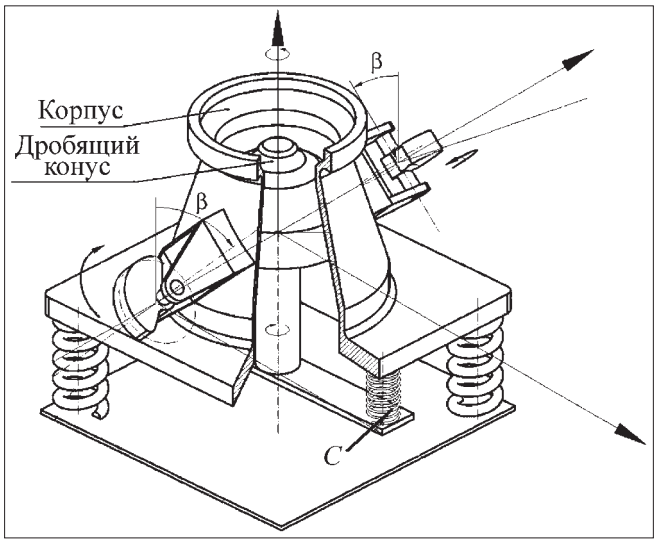


Рис. 3. Динамическая схема ВКД со скрещивающимися осями вибраторов

Принцип работы: при встречном вращении вибраторов создаются знакопеременная вертикальная сила и крутящий момент, заставляющие "корпус" через пружину *C* воздействовать на "дробящий конус", который будет совершать противофазные продольно крутильные (винтовые) колебания. В момент сближения конусов и их относительного поворота происходит разрушение материала. При обратном ходе раздробленный материал увлекается по спирали в сторону разгрузки. Причем за счет изменения номинального угла наклона β и реверса электродвигателей создается возможность регулирования скорости и направления прохождения материала через дробящее пространство, образованное наружным и внутренним конусами, а также величины сдвига, что повлечет за собой увеличение производительности и достижение технологически необходимой степени дробления от 4 до 30.

Представленные выше различные динамические схемы в целях проверки правильности расчета реализованы в дробящем модуле (рис. 4, см. 2-ю стр. обложки), смонтированном на вибрационном стенде 157А.УС (рис. 5, см. 2-ю стр. обложки).

Таким образом, использование эффекта самосинхронизации позволило не только усовершенствовать привод существующих вибрационных устройств, но и создать принципиально новые машины и установки.

Новые вибрационные щековые дробилки

В ОАО "НПК "Механобр-техника" изготовлен опытный образец наклонной виброщековой дробилки с приемным отверстием 80×300 мм. Проведены ее механические испытания, которые имели целью проверить принципиальную возможность самосинхронизации вибраторов в машине, произвольно ориентированной в пространстве. По результатам проведенных испытаний установлено:

- в дробилке обеспечен синхронный противофазный режим вращения дебалансных вибраторов с четкими встречными колебаниями щек с расфазировкой, равной нулю. Синхронность сохранялась при выключении вибратора и повторном включении на холостом ходу, а также при наличии нагрузки;
- неодинаковые начальные условия (закручивание торсионов в одну сторону, неравномерное воздействие масс щек и вибраторов на систему) не оказывают отрицательных явлений на синхронность работы машины и устойчивость режима;
- опробования дробилки подтвердили возможность установки дробящих щек в наклонном положении без поддерживающих пружин;
- дробилка устойчиво работает с одним вибратором и реактивной дробящей щекой;
- виброщековая дробилка с наклонной камерой дробления при идентичных условиях работы имеет производительность в 2,7–3,0 раза, а эффективность *Qi* в 1,65–2,76 раза бо́льшую, по сравнению с дробилкой с вертикальной камерой дробления. Степень дробления при этом практически не изменилась (см. таблицу).

Таким образом, в ходе механических испытаний подтверждена возможность создания компактных, легких, динамически уравновешенных виброщековых дробилок с наклонной камерой дробления.

Для использования в комплексах циклично-поточных технологий (ЦПТ) была спроектирована в передвижном исполнении дробилка с размером приемного отверстия 1200×1500 мм (ВЩД 12×15), способная принимать исходный кусок крупностью до 1000 мм (рис. 6, см. 2-ю стр. обложки). Особенность

Сравнительная эффективность работы дробилки с вертикальной и наклонной камерами дробления ВЩД 80×300

Вид камеры дробления	Материал	*Q*, кг/ч	Степень дробления *i*	Эффективность *Qi*	Сравнительный показатель *W*
Прямые брони, вертикальное положение	Кварцит	1092	5,29	5776,68	1,00
Прямые брони, наклонное положение	Кварцит	2745	3,46	9503,51	1,65
Кривые брони, наклонное положение (крупный исходный продукт)	Кварцит	2729,25	5,05	13778,74	2,39
Кривые брони, наклонное положение	Кварцит	3081,37	5,17	15927,16	2,76

этой дробилки заключается в том, что она спроектирована с наклонной камерой дробления. Это дает возможность уменьшить ее высоту и осуществить ее загрузку рудой в условиях карьера на уровне ее установки (с одного горизонта).

По сравнению с известными отечественными и зарубежными дробилками для комплексов ЦПТ вибрационная дробилка ВЩД 15×20 имеет в 1,5–2 раза меньшую высоту, в 1,5 раза меньшую массу и способна выдавать более мелкий (в 2–2,5 раза) дробленый продукт с возможностью регулирования силового воздействия на перерабатываемый материал в зависимости от его физико-механических свойств и конкретных технологических требований. Благодаря отсутствию динамических нагрузок на опоры дробилка не требует фундаментов и может монтироваться на передвижной платформе на колесном ходу, способной перемещаться в карьере по мере отработки месторождения.

Создаваемый мобильный дробильный агрегат на базе ВЩД 15×20 с наклонной камерой дробления рассчитан на следующие преимущества по сравнению с существующими стационарными и передвижными дробильными установками:

- загрузку дробилки крупного дробления на горизонте ее установки;
- снижение капитальных затрат за счет экономии средств на строительство промежуточных складов руды и корпусов дробления благодаря исключению второй стадии;
- переработку горных пород любой крепости, в том числе мягких, с наличием большого количества мелочи с глинистыми включениями за счет дробления с виброинерционным воздействием;
- исключение поломок рабочих деталей и узлов дробилки при попадании случайных недробимых тел за счет исключения жесткой связи привода с рабочими органами.

Ведется работа по созданию *одновибраторной щековой дробилки,* конструктивно представляющей обычную виброщековую дробилку, отличительной особенностью которой является наличие только одного вибратора на активной щеке.

Попытки создания одновибраторной дробилки известны с прошлого века, но, к сожалению, большинство предложений оканчивались неудачей.

В НПК "Механобр-техника" в течение ряда лет разрабатываются симметричные виброщековые дробилки с самосинхронизирующимися вибраторами. В основном исследования направлены на использование теории несимметричной машины применительно к особенностям дробилок симметричной конструкции.

На рис. 7 представлена дробилка в виде трехмассной системы, элементы которой соединены между собой упругими шарнирами-торсионами с крутильной жесткостью Z. Рама системы массой m_0 имеет центр тяжести в точке C, расположенный на расстоянии c от

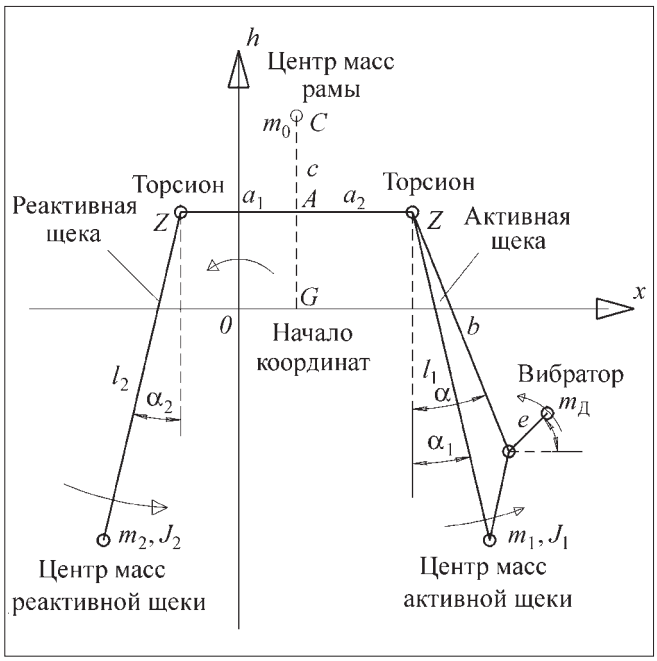


Рис. 7. Динамическая схема одновибраторной дробилки

линии, соединяющей оси торсионов. Вторая масса – активная щека, подвешенная на торсионе жесткостью Z, снабжена дебалансным вибратором массой $m_Д$ и эксцентриситетом e. Вибратор находится на расстоянии b от оси подвески и расположен под углом α от вертикали. Центр масс активной щеки находится на расстоянии l_1 от оси подвески щеки под углом α_1. Масса и центральный момент инерции активной щеки обозначены соответственно m_1 и J_1.

Реактивная щека, подвешенная на втором торсионе жесткостью Z, вибратора не имеет и получает импульсы от активной щеки через упругие элементы и раму. Центр масс реактивной щеки расположен на расстоянии l_2 от оси подвески под углом α_2.

На основе анализа и проведенных исследований данной динамической схемы в НПК "Механобр-техника" была разработана экспериментальная установка виброударной дробилки, в которой впервые выполнены исследования по установке вибратора на активной щеке (рис. 8, см. 2-ю стр. обложки). При этом конструкция дробилки подчинена условию обеспечения противофазности колебаний активной и реактивной щек. В дробилке предусмотрена также установка вибраторов в средней части щеки аналогично промышленной машине ВЩД 1000×1200.

Упругая система, удерживающая дробящие щеки в наклонном положении, повышает надежность торсионов, обеспечивая напряжения кручения одного знака. Камера дробления выполнена криволинейной с углами захвата, уменьшающимися в направлении разгрузки, по типу камеры дробления промышленной машины. За счет особой геометрии камеры дробления увеличивается скорость прохождения материала в нижней

разгрузочной части и повышается производительность дробилки.

Щелевидная футеровка нижней части камеры дробления способна выводить готовый продукт, что обеспечит его непереизмельчение и увеличение производительности.

Конусная инерционная дробилка

Одним из представителей нового поколения виброинерционных машин является разработанная в НПК "Механобр-техника" конусная инерционная дробилка (рис. 9, см. 2-ю стр. обложки). Ряд особенностей ее конструкции, при реализации разрушения материала в слое, позволяет не только получить более высокие технологические показатели, чем у конусных эксцентриковых дробилок, но и облегчить эксплуатацию, допуская, например, пуск под нагрузкой, работу под завалом и возможность "подстройки" при изменении механических свойств дробимого материала [2].

Выбор рационального сочетания изменяемых конструктивных параметров дробилки для получения требуемых технологических характеристик продукта дробления целесообразно проводить путем математического моделирования работы дробилки, что позволяет минимизировать проведение длительных и дорогостоящих экспериментальных исследований.

В результате проведенных исследований в НПК "Механобр-техника" были разработаны механико-математическая модель конусной инерционной дробилки и программное обеспечение для имитационного моделирования рабочих процессов КИД [3].

Разработанная методика расчета позволяет:

- определить гранулометрическую характеристику для определенных режимов работы дробилок еще на стадии проектных расчетов;
- выбрать значения регулируемых параметров КИД для каждого конкретного случая их практического использования с учетом физико-механических характеристик материала и требований к качеству продукта дробления в целях сокращения сроков пусконаладочных работ.

Сравнение результатов моделирования с экспериментальными данными испытаний дробилок показывает их хорошую согласованность, что доказывает адекватность предложенной модели и ее пригодность для определения технологических показателей продукта дробления конусной инерционной дробилки.

Список литературы

1. **Блехман И.И.** Синхронизация динамических систем. М.: Наука, 1971.
2. **Вайсберг Л.А.** Вибрационные дробилки. Основы расчета, проектирования и технологического применения / Л.А. Вайсберг, Л.П. Зарогатский, В.Я. Туркин. СПб.: Изд-во ВСЕГЕИ, 2004. 306 с.
3. **Кремер Е.Б.** Кинетическая теория разрушения хрупких природных материалов: фрактальный подход / Е.Б. Кремер, И.И. Блехман, Л.Г. Титова и др. // Обогащение руд. 1998. № 1. С. 3–8.
4. **Лавров Б.П., Гольдин Л.А.** Динамика двухмассных вибрационных грохотов с двумя самосинхронизирующимися вибраторами // Обогащение руд. 1973. № 6. С. 39–43.
5. **Ревнивцев В.И., Денисов Г.А., Зарогатский Л.П., Туркин В.Я.** Вибрационная дезинтеграция твердых материалов. М.: Недра, 1992. 430 с.

Читайте в следующем номере статьи, продолжающие тематику ряда публикаций настоящего номера:

А.В. Глебов. Уровень потребительских качеств и конкурентоспособности автосамосвалов карьера "Комсомольский" Айхальского ГОКа.

А.Я. Микитченко, М.В. Могучев, А.Н. Шевченко, А.Н. Шоленков, Э.Л. Греков. Разработки ОАО "Рудоавтоматика" в области перспективных систем экскаваторных приводов.

Р.А. Саблин. Экспериментальное исследование режима работы вибрационной дробилки с наклонной камерой дробления.

УДК 622.684:629.114

А.Г. Журавлев, канд. техн. наук, Институт горного дела УрО РАН, г. Екатеринбург

Оценка эксплуатационных свойств карьерных автосамосвалов с комбинированной энергосиловой установкой

Приведены требования к карьерным самосвалам для работы в условиях глубоких карьеров. Обоснована целесообразность использования в этих целях комбинированных энергосиловых установок (КЭУ). Определены области рационального использования самосвалов с КЭУ.

По мере неизбежного увеличения глубины карьеров ужесточаются требования к техническим характеристикам карьерных автосамосвалов. К основным направлениям их совершенствования с точки зрения технологии горного производства, в частности, можно отнести следующие:

1) повышение преодолеваемого уклона при обеспечении достаточного уровня безопасности;

2) повышение скорости движения в грузовом направлении;

3) снижение выброса вредных веществ с отработавшими газами;

4) повышение грузоподъемности и др.

Перечисленным выше требованиям отвечают карьерные автосамосвалы с КЭУ [1]. Такой самосвал в качестве силовой установки имеет комбинацию: газотурбинный двигатель (ГТД)–аккумулятор энергии (АЭ). Особенность работы КЭУ заключается в остановке двигателя внутреннего сгорания при спуске автосамосвала в карьер и привод электротрансмиссии от тягового аккумулятора энергии, заряжаемого энергией, рекуперируемой на спуске [2].

Одними из основных вопросов при обосновании эффективности применения автосамосвалов с КЭУ являются определение области эффективной работы по предложенному алгоритму в зависимости от горно-технических условий, оценка расхода топлива, оценка выброса вредных веществ с отработавшими газами, оценка производительности автосамосвала с КЭУ.

С этой целью были проведены исследования для установления зависимостей, определяющих область рационального применения автосамосвалов с КЭУ по горно-техническим условиям. Под рациональными горно-техническими условиями понимаются такие условия, в которых при спуске порожнего автосамосвала в карьер от места разгрузки к месту погрузки рекуперируется энергия, достаточная для привода электромеханической трансмиссии автосамосвала и питания вспомогательного оборудования на протяжении всего спуска и погрузки автосамосвала.

Оценку выделяемой при спуске энергии можно провести по экспериментальным данным, определенным специалистами ИГД УрО РАН для карьерных автосамосвалов БелАЗ-7519 [3]. Исследования позволили на основании этих данных установить аналитическую зависимость количества энергии, выделяемой при движении автосамосвала БелАЗ-7513 вниз по участку автодороги в режиме электродинамического торможения (рис. 1).

Установленные зависимости позволили провести численное моделирование энергетических параметров транспортного цикла карьерных автосамосвалов с КЭУ для условий кимберлитовых карьеров АК "АЛРОСА".

Характерные графики баланса энергии в АЭ приведены на рис. 2–4. Здесь участки возрастания соответствуют подводу энергии к АЭ, участки убывания – использованию энергии АЭ системами автосамосвала.

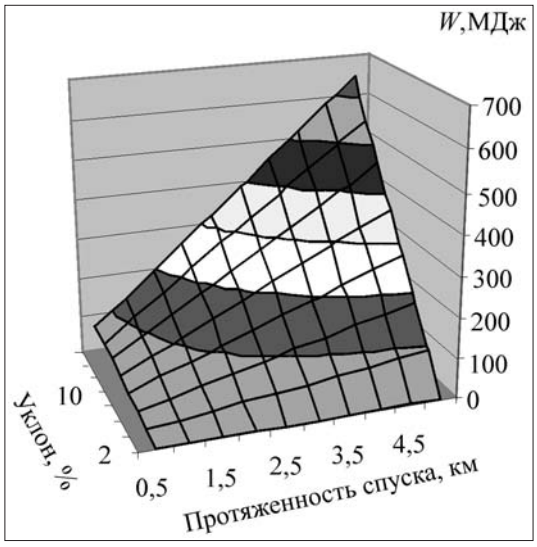


Рис. 1. Зависимость количества выделяемой автосамосвалом БелАЗ-7513 на спуске энергии от уклона и протяженности спуска

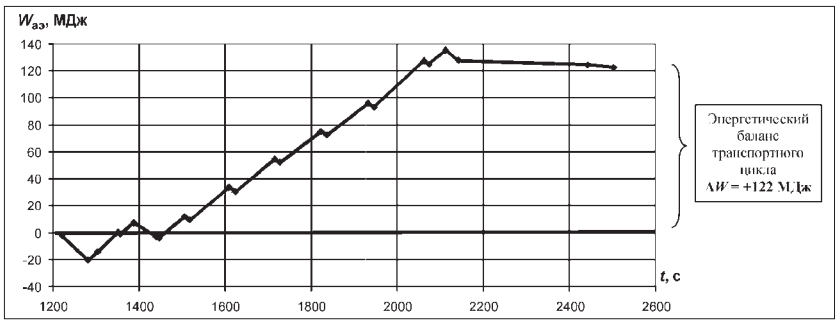


Рис. 2. Изменение запаса энергии в аккумуляторе автосамосвала с КЭУ за время порожнего движения при доработке карьера трубки "Комсомольская"

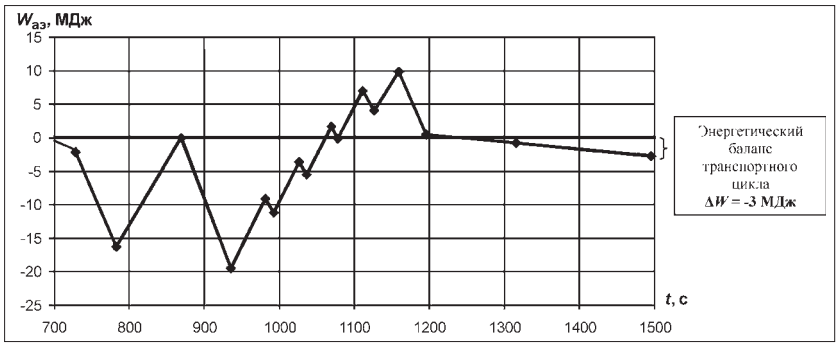


Рис. 3. Изменение запаса энергии в аккумуляторе автосамосвала с КЭУ за время порожнего движения на карьере трубки "Нюрбинская" по состоянию на 2005 г.

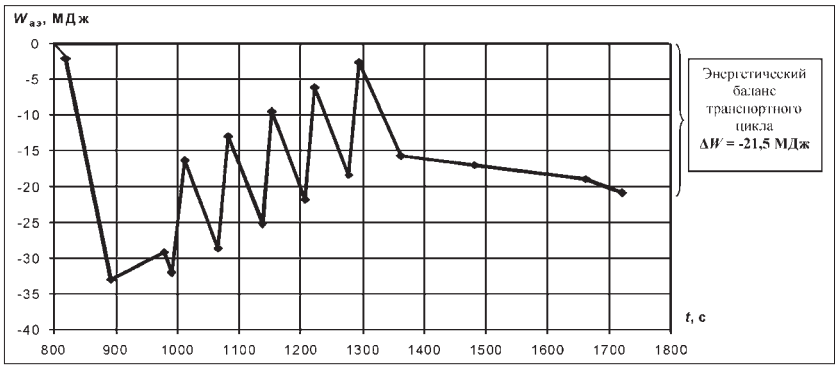


Рис. 4. Изменение запаса энергии в аккумуляторе автосамосвала с КЭУ за время порожнего движения при доработке карьера трубки "Зарница"

Горно-технические условия карьера "Комсомольский" (транспортирование горной массы со дна карьера на рудный склад (расстояние транспортирования 5,18 км, высота подъема 340 м, средневзвешенный уклон 4,8 %, доля горизонтальных участков $k_{гор}$ = 0,3)) обеспечивают значительный подвод энергии к АЭ на затяжных спусках с высоким уклоном при относительно небольших энергозатратах во время порожнего движения (на непротяженных горизонтальных площадках) и общий положительный баланс за время вспомогательных операций транспортного цикла (рис. 2).

Условия карьера "Нюрбинская" (транспортирование со дна карьера на отвал (расстояние 3,1 км, высота подъема 125 м, уклон 4 %, $K_{гор}$ = 0,45)) (наличие затяжных спусков при значительном количестве горизонтальных участков) позволяют обеспечить рекуперируемой энергией большую часть энергозатрат, общий энергобаланс близок к нулю (рис. 3). Недостаток энергии может быть восполнен подзарядкой АЭ от двигателя внутреннего сгорания.

На карьере "Зарница" (транспортирование со дна карьера на отвал, расстояние 3,55 км, высота подъема 150 м, уклон 4,1 %, $K_{гор}$ = 0,45) рекуперируемая автосамосвалом энергия незначительна по сравнению с энергозатратами, общий энергобаланс отрицателен (рис. 4), что не позволяет остановить двигатель внутреннего сгорания автосамосвала на время вспомогательных операций транспортного цикла. Таким образом, не представляется возможным обеспечить предложенный режим работы КЭУ.

Проведенные расчеты для условий ряда карьеров АК "АЛРОСА" показали, что в большинстве случаев выделяемая на спуске энергия значительно превышает энергию, необходимую для тягового режима за время движения вниз от места разгрузки к месту погрузки. Однако энергия, необходимая на тяговые режимы при движении по горизонтальным участкам автодорог, на участках погрузки и разгрузки, при транспортировании горной массы за пределами карьера на значительные расстояния является лимитирующим фактором и определяет условия рационального применения автосамосвалов с КЭУ.

Применение автосамосвала с КЭУ по предложенной технологии (движение от пункта разгрузки к пункту погрузки с питанием тягового привода от АЭ при остановленном двигателе) технически возможно в случаях незначительного расстояния транспортирования по горизонтальной поверхности (т.е. на отвал, на близко расположенную дробильно-обогатительную фабрику и т.д.). В иных случаях автосамосвал с КЭУ работоспособен, но требуется либо дозарядка АЭ во время движения с грузом (это вызывает дополнительные потери и перерасход топлива из-за многократного преобразования энергии), либо запуск ГТД и движение с питанием от ГТД по горизонтальной поверхности.

Таким образом, рациональным условием применения автосамосвалов с КЭУ является транспортирование из карьера до перегрузочного (концентрационного) пункта в карьере или на борту карьера. Причем выгоды от применения автосамосвалов с КЭУ возрастают при переходе на более крутые уклоны и повышении высоты подъема горной массы автосамосва-

Таблица 1

Основные возможные режимы работы КЭУ

№ режима	Режим работы	АЭ	ГТД
1	С полной рекуперацией	Полностью заряжается на спуске за счет рекуперации энергии. Нагрузкой являются электромеханическая трансмиссия на горизонтальных участках пути и вспомогательное оборудование автосамосвала на протяжении всех вспомогательных операций транспортного цикла	Работает только в грузовом направлении. Нагрузкой являются только трансмиссия и вспомогательное оборудование автосамосвала
2	С частичной рекуперацией	Не полностью заряжается на спуске. Дополнительная подзарядка производится от ГТД при движении автосамосвала в грузовом направлении. Нагрузкой являются электромеханическая трансмиссия на горизонтальных участках пути и вспомогательное оборудование автосамосвала на протяжении всех вспомогательных операций транспортного цикла	Работает только в грузовом направлении. Нагрузкой являются электротрансмиссия, вспомогательное оборудование и тяговый аккумулятор энергии
3	Безрекуперативный	Частично незначительно подзаряжается при торможении и на спуске	Работает на протяжении всего транспортного цикла

лами [4]. Работа автосамосвалов в карьере, близком к конечному контуру, наиболее выгодна, поскольку рекуперация энергии при спуске автосамосвала в карьер покрывает энергозатраты при транспортировке горной массы по горизонтальным дорогам на расстояния до 1,5...2 км.

Расчеты показали, что режимы работы предлагаемой комбинированной энергосиловой установки можно описать тремя случаями:

1) заряжается ли АЭ при спуске в карьер полностью или

2) необходима его подзарядка от ГТД, либо

3) горно-технические условия не обеспечивают возможность движения автосамосвала без привода от ГТД (табл. 1) [4].

В условиях, когда КЭУ работает в режиме с частичной рекуперацией (согласно табл. 1) при движении автосамосвала в грузовом направлении, на участках с профилем, близким к горизонтальному, АЭ подзаряжается от ГТД, при этом ГТД развивает мощность порядка 50...80 % от номинальной.

При уклонах порядка 2 % и менее рекуперации энергии практически не происходит, и ГТД работает в течение всего транспортного цикла.

Режим полной рекуперации наиболее приемлем и определяет оптимальные условия эксплуатации карьерных автосамосвалов с КЭУ. Исходя из этого были проведены аналитические исследования, позволившие установить рациональные условия применения автосамосвалов с КЭУ, описываемые выражениями, связывающими горно-технические условия. Так, для автосамосвала с КЭУ на базе БелАЗ-7513 выражения примут вид

$$H_{\text{п}} \geq \left[1318{,}7\frac{\omega_{\text{о}}}{\eta_{\text{АЭ}}}k_{\text{гор}} + \frac{198{,}8}{\eta_{\text{АЭ}}\text{v}_{\text{ср.сп}}} + 1000\omega_{\text{о}}(1-k_{\text{гор}})\right]L + \frac{0{,}782t_{\text{погр}} + 2{,}74}{\eta_{\text{АЭ}}}, \text{ м}; \quad (1)$$

$$H/L = i_{\text{ср.в}} \geq \left[\frac{131{,}8\omega_{\text{о}}}{\eta_{\text{АЭ}}}k_{\text{гор}} + \frac{19{,}9}{\eta_{\text{АЭ}}\text{v}_{\text{ср.сп}}} + 100\omega_{\text{о}}(1-k_{\text{гор}})\right] + \frac{0{,}066t_{\text{погр}} + 0{,}299}{\eta_{\text{АЭ}}L}, \%, \quad (2)$$

где $H_{\text{п}}$ – высота подъема горной массы (в пределе – глубина карьера), м; $k_{\text{гор}}$ – доля горизонтальных участков в общем расстоянии транспортирования; $\omega_{\text{о}}$ – сопротивление качению колес автосамосвала, Н/Н; $\text{v}_{\text{ср.сп}}$ – средняя скорость автосамосвала в порожнем направлении, км/ч; $i_{\text{ср.в}}$ – средневзвешенный уклон автодорог, %; $t_{\text{погр}}$ – время погрузки и разгрузки, мин; L – расстояние транспортирования, км; $\eta_{\text{АЭ}}$ – КПД АЭ.

Выражения (1) и (2) ограничивают область горно-технических условий, в которых автосамосвал с КЭУ работает по наиболее экономичному циклу (количество энергии, выделяемой при спуске автосамосвала, достаточно для тягового режима в порожнем направлении и привода вспомогательного оборудования).

График зависимости (2) приведен на рис. 5. Он показывает предельный минимальный уклон автодорог, при котором возможна работа автосамосвала с КЭУ в режиме полной рекуперации при соответствующем расстоянии транспортирования, а значит границу зоны рациональных условий эксплуатации автосамосвалов с КЭУ. Граница не является неизменной и зависит от доли горизонтальных участков, дорожных условий, параметров автосамосвала.

Для оценки технической возможности создания карьерного автосамосвала с КЭУ были разработаны несколько компоновочных решений автосамосвалов с КЭУ, в которых в качестве двигателя внутреннего сгорания использован ГТД; в качестве аккумулятора энергии: инерционный аккумулятор (маховичный накопитель), химические аккумуляторы и суперконденсаторы (табл. 2).

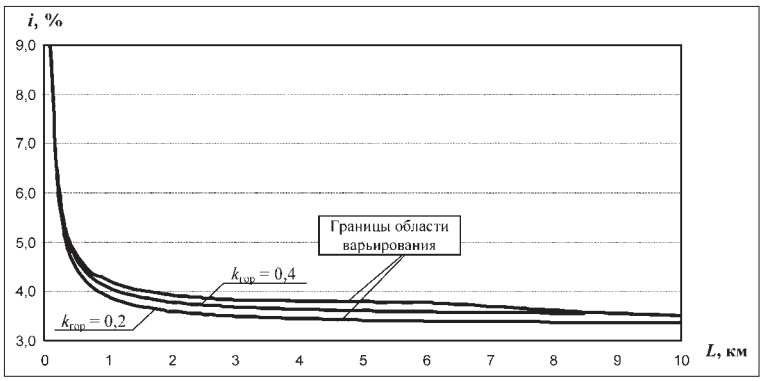


Рис. 5. График зависимости предельного минимального средневзвешенного уклона автодорог от расстояния транспортирования автосамосвалами с КЭУ

Из рассмотренных вариантов наилучшими тягово-динамическими качествами обладает автосамосвал с газотурбинным двигателем ВК-2500 и суперконденсаторным накопителем энергии благодаря наиболее высокой мощности двигателя.

На основании приведенных данных для указанной конструкции автосамосвала были установлены зависимости расхода топлива от горно-технических условий с учетом режима работы КЭУ [4]. Результаты расчетов приведены в табл. 3 и 4.

Таблица 2

Сравнение характеристик дизель-электрических автосамосвалов БелАЗ-75131 и БелАЗ с КЭУ

Параметр	БелАЗ-75131	БелАЗ с КЭУ		
		Вариант 1 с супермаховиком	**Вариант 2** с электролитическими АКБ	**Вариант 3** с суперконденсатором
Масса автосамосвала, т:				
снаряженного	100	97	94	96
полная	236	236	236	236
Грузоподъемность, т	136	139	139	140
Мощность двигателя, кВт (л.с.)	1194 (1622)	ГТУ-1Т 1320 (1800)	ГТД-1250 920 (1250)	ВК-2500 1400 (1900)
Масса двигателя и его систем, кг	6900	4200	1200	1750
Тяговый аккумулятор энергии:				
тип	–	Супермаховик с противовращающимися маховиками	Электролитические АКБ типа НК	Суперконденсаторы асимметричные
мощность, кВт		225	450	450
энергоемкость, МДж		140	30	80
запас хода при движении от АЭ, км		До 3,5	До 1	До 2
масса, кг	–	1015	4200	2700
объем, м^3		1,6	3,2	1,75
срок службы, лет	–	До списания самосвала	1...2	Свыше 20
Масса энергосиловой установки (включая трансмиссию), кг	24 900	21 800	21 500	20 600
Удельный расход топлива двигателя в номинальном режиме, г/(кВт·ч)	210	230	360	315
Расход масла двигателем, л/ч	3	0,01	0,01	0,02
Жидкостная система охлаждения	Есть	Нет	Нет	Нет
Скорость на уклоне 12 %, км/ч	14...16	18...20	12...14	18...20
Время подготовки автосамосвала к движению при отрицательных температурах, мин	До 40	До 5	До 10	До 5
Содержание вредных веществ в отработавших газах, г/(кВт·ч):				
оксид углерода (CO)	9,5	0,101...0,826	0,101...0,826	0,101...0,826
углеводороды (C_xH_y)	3,4	0,124...1,02	0,124...1,02	0,124...1,02
оксиды азота (NO_x)	18,35	1,59...4,24	1,59...4,24	1,59...4,24

Таблица 3

Значения путевого расхода топлива в зависимости от горно-технических условий при $k_{гор}$ = 0,2, л/100км

		Плечо откатки *L*, м									
		500	**1000**	**1500**	**2000**	**2500**	**3000**	**3500**	**4000**	**4500**	**5000**
Высота подъема $H_п$, м	**10**	**895,8**	**662,8**	**585,2**	**546,4**	**523,1**	**507,5**	**496,5**	**488,1**	**481,7**	**476,5**
	20	*1054,0*	**778,7**	**662,4**	**604,3**	**569,4**	**546,2**	**529,5**	**517,1**	**507,4**	**499,7**
	50	1633,6	937,4	*925,5*	*812,4*	*708,4*	*662,0*	*628,8*	*604,0*	*584,6*	*569,1*
	100		1516,5	1091,4	878,8	*976,3*	*892,4*	*832,5*	*787,6*	*752,7*	*724,7*
	150		2095,7	1477,5	1168,4	982,9	859,3	*998,0*	*932,4*	*881,4*	*840,5*
	200			1863,6	1458,0	1214,6	1052,4	936,5	849,5	781,9	*989,6*
	250			2249,7	1747,5	1446,3	1245,4	1101,9	994,3	910,6	843,7
	300				2037,1	1677,9	1438,5	1267,4	1139,1	1039,3	959,5
	350					1909,6	1631,5	1432,9	1283,9	1168,0	1075,4
	400					2141,2	1824,5	1598,3	1428,7	1296,7	1191,2
	450						2017,6	1763,8	1573,5	1425,4	1307,0
	500							1929,3	1718,3	1554,1	1422,8
	550							2094,8	1863,1	1682,8	1538,7
	600								2007,8	1811,5	1654,5

Примечания к табл. 3 и 4: **662** – КЭУ работает в 3-м режиме согласно табл. 1.
662 – КЭУ работает во 2-м режиме согласно табл. 1.
662 – КЭУ работает в 1-м режиме согласно табл. 1.

Таблица 4

Значения удельного расхода топлива в зависимости от горно-технических условий при $k_{гор}$ = 0,2, г/т-км

		Плечо откатки *L*, м									
		500	**1000**	**1500**	**2000**	**2500**	**3000**	**3500**	**4000**	**4500**	**5000**
Высота подъема $H_п$, м	**10**	**59,5**	**44,0**	**38,9**	**36,3**	**34,7**	**33,7**	**33,0**	**32,4**	**32,0**	**31,6**
	20	*70,0*	**51,7**	**44,0**	**40,1**	**37,8**	**36,3**	**35,2**	**34,3**	**33,7**	**33,2**
	50	108,5	62,2	*56,1*	*48,6*	**47,0**	**44,0**	**41,8**	**40,1**	**38,8**	**37,8**
	100		100,7	72,5	58,4	*59,4*	*53,9*	*49,9*	*46,9*	*44,6*	*42,7*
	150		139,2	98,1	77,6	65,3	57,1	*60,9*	*56,5*	*53,1*	*50,4*
	200			123,7	96,8	80,6	69,9	62,2	56,4	*61,7*	*58,1*
	250			149,4	116,0	96,0	82,7	73,2	66,0	60,5	56,0
	300				135,3	111,4	95,5	84,2	75,6	69,0	63,7
	350					126,8	108,3	95,1	85,3	77,6	71,4
	400					142,2	121,2	106,1	94,9	86,1	79,1
	450						134,0	117,1	104,5	94,6	86,8
	500							128,1	114,1	103,2	94,5
	550							139,1	123,7	111,7	102,2
	600								133,3	120,3	109,9

Одной из основных проблем при использовании карьерных автосамосвалов является сверхнормативное загрязнение атмосферы карьеров. Как показывают исследования многих ученых, существующие методы вентиляции и проветривания карьеров либо недостаточно эффективны, либо экономически и энергетически нецелесообразны [5, 6]. Применение средств индивидуальной защиты для операторов

карьерной техники, в том числе герметизация кабин с оборудованием их фильтровентиляционными установками, также не решает полностью проблему охраны здоровья трудящихся и простоев горного оборудования по причине сверхнормативного загрязнения рабочей зоны карьера.

Благодаря применению в конструкции автосамосвала с КЭУ газотурбинного двигателя, обладающего на порядок меньшей по сравнению с дизельным двигателем токсичностью и дымностью, а также использованию его только на 40...50 % времени всего транспортного цикла, автосамосвалы с КЭУ обеспечивают существенно меньшие выбросы вредных веществ в атмосферу.

В целях определения сокращения выбросов вредных веществ в атмосферу автосамосвалом с КЭУ по сравнению с существующими автосамосвалами были проведены соответствующие исследования. Для сравнения приняты дизель-электрический автосамосвал с двигателем 8ДМ-21АМ производства ООО "УДМЗ" и автосамосвал с КЭУ, в составе ГТД ВК-2500 производства ФГУП "Завод им. В.Я. Климова" и суперконденсаторный накопитель энергии производства ЗАО "ЭЛТОН" (см. вариант 3 в табл. 1).

Методика расчета с учетом подхода, изложенного в [7], заключается в определении с использованием известных зависимостей работы, совершаемой автосамосвалом и его силовой установкой, и далее в определении (по данным завода-изготовителя ДВС) объема выбросов вредных веществ с отработавшими газами. Поскольку режимы работы силовой установки меняются в течение транспортного цикла, расчет проводится по отдельным элементам транспортного цикла и участкам пути и затем проводится суммирование. Интегральная оценка суммарного выброса от одного автосамосвала за транспортный цикл может быть сделана приведением выбросов по отдельным группам токсичных веществ к эквивалентному выбросу монооксида углерода CO. Приведение осуществляется с помощью коэффициентов вредности токсичных веществ [8]. Суммарные выбросы вредных веществ с отработавшими газами по карьеру в целом на расчетный год определяются суммированием с учетом парка горно-транспортного оборудования и режима работы карьера.

Показатели выбросов токсичных веществ отработавших газов приняты по экспериментальным данным испытаний двигателя 8ДМ-21АМ (предоставлены ООО "УДМЗ"). Показатели токсичности отработавших газов ГТД приняты по данным ОАО "Климов".

В результате моделирования, проведенного для условий карьера трубки "Комсомольская", установлено, что для автосамосвала с КЭУ по сравнению с дизель-электрическим автосамосвалом сокращение выбросов вредных веществ за транспортный цикл, приведенное к CO, составляет 82,3 %. При этом выброс вредных веществ автосамосвалом с КЭУ составляет 17,6 % от выбросов дизель-электрического автосамосвала.

Результаты расчетов технических и технологических параметров автосамосвалов с КЭУ были использованы институтом "Уралгипроруда" для подготовки технико-экономических предложений по применению карьерных автосамосвалов с КЭУ на карьерах Уральского региона в рамках работы, выполненной для Правительства Свердловской области. Расчеты показали сокращение годовых затрат на транспортирование горной массы по сравнению с дизельными автосамосвалами порядка 25 %.

Выводы

1. Карьерный автосамосвал с КЭУ наиболее эффективно может быть использован в определенных горно-технических условиях. Эффективность работы КЭУ возрастает при повышении средневзвешенного уклона карьерных автодорог, увеличении высоты подъема горной массы и уменьшении протяженности горизонтальных участков на пути транспортировки.

2. Расход топлива карьерным автосамосвалом с КЭУ при прочих равных условиях ниже, чем у автосамосвала, оснащенного только одиночным двигателем внутреннего сгорания. Удельный расход топлива карьерным автосамосвалом с КЭУ ниже, чем у существующих автосамосвалов. При этом автосамосвалы с КЭУ обеспечивают более высокую производительность. Данные результаты получены с учетом более высокого расхода топлива существующими серийно выпускаемыми ГТД.

3. Сегодня существуют разработки и опытные образцы газотурбинных двигателей с расходом топлива, близким к дизельным двигателям. При развитии этого направления предлагаемая в статье концепция комбинированной энергосиловой установки – наиболее перспективное направление совершенствования карьерных автосамосвалов.

4. За счет применения газотурбинного двигателя автосамосвал с КЭУ обеспечивает сокращение выбросов вредных веществ с отработавшими газами более чем в 5 раз.

5. Полученные результаты могут быть использованы при обосновании эффективности использования автосамосвалов с КЭУ на горно-добывающих предприятиях, оценке показателей эксплуатационных свойств.

Список литературы

1. **Яковлев В.Л., Тарасов П.И.** О возможности создания карьерных автосамосвалов с комбинированной энергосиловой установкой // Горный журнал. 2004. Специальный выпуск. С. 78–80.

2. **Тарасов П.И., Журавлев А.Г.** О создании комбинированных энергосиловых установок для карьерных самосвалов // Проблемы карьерного транспорта. Мат-лы VIII Международной научно-практической конференции, 20–23 сентября 2005 г. Екатеринбург: УрО РАН, 2005. С. 183–187.

3. **Тарасов П.И.** Исследование влияния горно-технических факторов на расход топлива карьерным автотранспортом: Автореф. дис. ... канд. техн. наук / ИГД МЧМ СССР. Свердловск, 1982. 238 с.

4. **Журавлев А.Г.** Обоснование параметров транспортирования горной массы карьерными автосамосвалами с комбинированной энергосиловой установкой: Автореф. дис. ... канд. техн. наук / ИГД УрО РАН. Екатеринбург, 2007. 179 с.

5. **Филатов С.С.** Вентиляция карьеров. М.: Недра, 1981. 206 с.

6. **Морин А.С.** Трубопроводная вентиляция на карьерах // Горная промышленность. 2002. № 3. С. 40–43.

7. **Мариев П.Л., Кулешов А.А., Егоров А.Н., Зырянов И.В.** Карьерный автотранспорт стран СНГ в XXI веке. СПб.: Наука, 2006. 387 с.

8. **Кулешов А.А.** Экологические проблемы эксплуатации дизельной техники на карьерах и пути их решения // Горный журнал. 1994. № 1. С. 35–40.

9. **Горшков Э.В.** Обоснование рациональных параметров технологического автотранспорта при повышенных уклонах карьерных автодорог. Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. Свердловск, 1984. С. 64.

УДК 625.23/24

Е.В. Сливинский, канд. техн. наук, проф., Елецкий государственный университет им. И.А. Бунина, г. Елец, **В.В. Теслин,** асп., Российский государственный открытый технический университет путей сообщения, г. Москва

Устройство для исключения самодвижения подвижного состава

Описано устройство для исключения самодвижения грузовых вагонов, эксплуатирующихся в карьерах. Приведен пример расчета такого устройства при его установке на четырехосном вагоне-самосвале 6ВС-60.

В карьерах и на предприятиях для вывоза продукции и производственных отходов в настоящее время широкое распространение получили различные по конструкции четырех-, шести- и восьмиосные вагоны-самосвалы. Известно, что пневмотормозная система таких вагонов обладает существенным недостатком, заключающимся в том, что в случае истощения пневматического тормоза при длительных стоянках на станционных или промышленных путях или же в пунктах отстоя и отсутствия тормозных башмаков под колесами колесных пар возможно самодвижение как одиночных вагонов, так и составов в целом. Известно также, что в случае возникновения самодвижения подвижного состава, да еще и с выходом его на главные пути, последствия настолько серьезные, что ликвидация их в итоге требует привлечения значительных трудовых и материальных затрат [1, 2].

Учитывая изложенное, на кафедре прикладной механики и инженерной графики ЕГУ им. И.А. Бунина в течение ряда лет проводится НИР совместно с Управлением Юго-Восточной железной дороги филиала ОАО "РЖД" на тему "Разработка практических рекомендаций по повышению надежности, технико-экономических, технологических и эксплуатационных показателей при эксплуатации и ремонте подвижного состава и другого оборудования, используемого на Ю-В железной дороге. По одному из ее разделов проводятся исследования, направленные на упрощение конструкции и повышение безопасности движения грузовых поездов, состоящих из вагонов-самосвалов. По результатам проведенного анализа библиографических и патентных источников разработано перспективное техническое решение, исключающее возможность их самодвижения в случае истощения тормоза, на конструкцию которого получен патент на изобретение RU2297351 C1.

На рис. 1 показана часть конструкции грузового вагона (вид сбоку), а на рис. 2 – сечение буксового его узла по А–А. Обозначения позиций на этих рисунках сквозные.

Вагон-самосвал состоит из кузова *1*, который с помощью подпятника *2* взаимосвязан с надрессорной балкой *3*. Надрессорная балка *3* с помощью рессорного комплекта *4* взаимосвязана с литыми боковыми рамами *5*, в концевых проемах которых установлены корпуса букс *6*. В корпусах букс *6* размещены под-

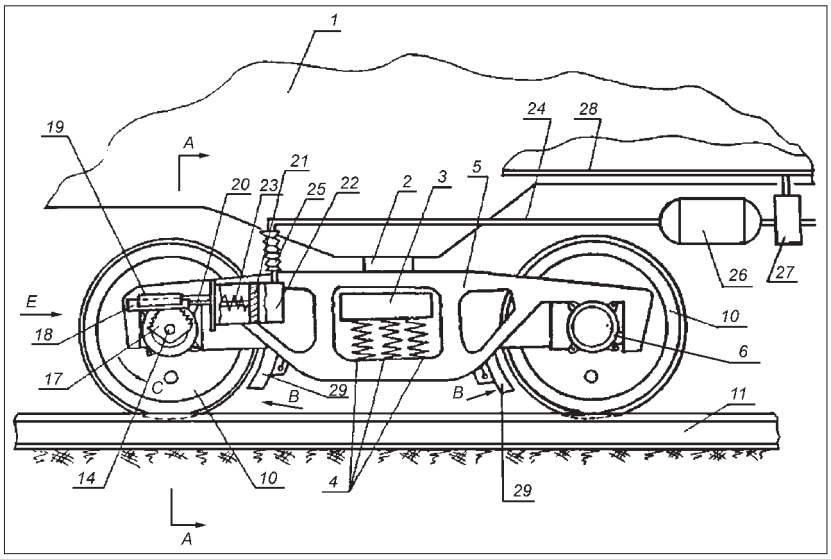


Рис. 1

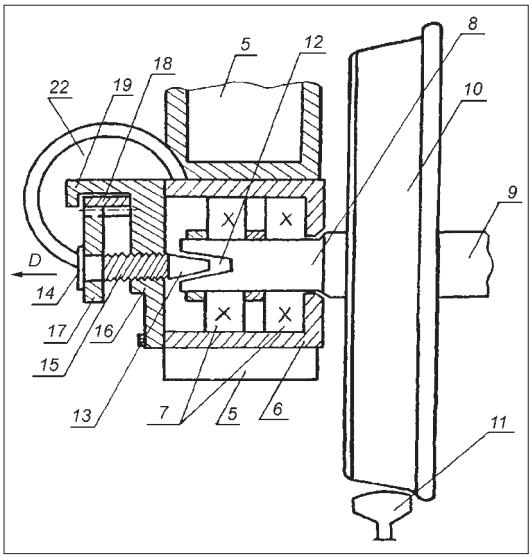


Рис. 2

шипники качения *7*, напрессованные на шейку *8* оси колесной пары *9*, несущей колеса *10*, взаимодействующие с рельсом *11*. В шейке *8* выполнено конусное углубление *12*, в котором с зазором размещена конусная часть *13* пальца *14*. Палец *14* снабжен длиноходовой резьбой *15*, контактирующей с ответной, выполненной в крышке *16* корпуса, буксы *6*. Палец *14* жестко закреплен на зубчатом секторе *17*, взаимосвязанным с зубчатой рейкой *18*, расположенной подвижно в направляющей *19* крышки *16* буксы *6*. Зубчатая рейка *18* закреплена на штоке *20* поршня *21*, расположенного в пневмоцилиндре *22*. На штоке *20* установлена пружина сжатия *23*. К пневмоцилиндру *22* подключен трубопровод *24*, снабженный гибким участком *25*, связанный с запасным резервуаром *26*, который через воздухораспределитель *27* соединен с тормозной магистралью *28*. На литых боковых рамах *5*, надрессорной балке *3* и кузове *1* установлено тормозное оборудование, приводящее в движение тормозные колодки *29*.

Работа устройства происходит следующим образом. При движении поезда, в котором расположен вагон, тормозная магистраль *28* постоянно находится под избыточным давлением сжатого воздуха, нагнетаемого компрессором, расположенным на локомотиве. Для выполнения режима торможения широко известным в данной области техники способом давление воздуха в тормозной магистрали *28* снижают, и тогда последний поступает из запасного резервуара *26* в тормозные цилиндры, которые поджимают тормозные колодки *29* по стрелкам *B* к колесам колесных пар, создавая тем самым тормозную силу. В случае отцепа локомотива тормозная магистраль *28* соединяется с атмосферой и тогда сжатый воздух из запасного резервуара *26* через воздухораспределитель *27* поступает в тормозной цилиндр и тормозные колодки *29* удерживают его, исключая самодвижение. Одновременно сжатый воздух из запасного резервуара *26* по трубопроводу *24* постоянно, не зависимо от того, движется ли рельсовое грузовое транспортное средство в составе поезда или находится на стоянке, поступает в надпоршневую полость пневмоцилиндра *22* и его поршень *21* располагается в крайнем левом положении, сжав полностью пружину *23*. Так как шток *20* поршня *21* жестко соединен с зубчатой рейкой *18*, то и она находится в таком же крайнем левом положении. При повороте по стрелке *C* зубчатого сектора *17* жестко с ним соединенный палец *14* за счет наличия резьбы *15* будет вывернут по стрелке *D*, обеспечивая тем самым круговой зазор между конусной частью *13* пальца *14* и конусным углублением *12*, выполненном в шейке *8* оси колесной пары *9*. При длительной стоянке или же в других случаях из-за наличия неплотностей в пневмотормозной системе вагона или по другим причинам происходит истощение тормоза и как только давление воздуха понизится до какой-то критической величины, и тормозные колодки *29* не могут уже обеспечить торможение колес *10*, поршень *21* начинает перемещаться под действием сжатой пружины *23* по стрелке *E*, увлекая за собой зубчатую рейку *18* и поворачивая тем самым зубчатый сектор *17* в направлении, противоположном стрелке *C*. Угловой поворот зубчатого сектора *18* обеспечит линейное перемещение пальца *14* в направлении, противоположном стрелке *D*, до тех пор, пока не произойдет полное соприкосновение поверхностей конусной части *13* пальца *14* и конусного углубления *12* шейки *8*. Такое соединение указанных поверхностей, создаваемое усилием сжатой пружины *23*, создаст тормозной момент, исключающий возможность вращения колес *10* колесной пары, а следовательно, самодвижение вагона исключено. Для транспортировки его широко известными способами вновь подают давление сжатого воздуха в тормозную магистраль *28* и тогда трубопровод *24* вновь оказывается под давлением. Воздух поступает в надпоршневую полость пневмоцилиндра *22* и перемещает поршень *21* в направлении, противоположном стрелке *E*. Такое его движение обеспечивает через зубчатую рейку *18* угловой поворот зубчатого сектора *17* по часовой стрелке противоположно стрелке *C* и выворачивает по резьбе *15* палец *14*, который поступательно движется по стрелке *D*. Вагон в данном случае будет расторможен и готов к движению. Далее описанные процессы могут повторяться неоднократно.

Для определения основных кинематических и геометрических параметров предложенного устройства, исключающего самодвижение подвижного состава, разработана расчетная схема, позволяющая изучать силовое нагружение структурных элементов предложенной конструкции, и использована следующая методика расчета.

Рассмотрим возможность установки указанного выше устройства на грузовой четырехосный вагон – самосвал типа 6ВС-60 грузоподъемностью 60 т, с нагрузкой на ось Q_1 = 15,2 тс и с диаметром ее шейки под роликовый подшипник 160 мм.

Предположим, что вагон-самосвал находится в отцепленном состоянии от локомотива на площадке с некоторым небольшим по величине уклоном, при этом давление сжатого воздуха в тормозном цилиндре составляет $p = 3{,}5\,\text{кгс}/\text{см}^2$ (0,35 МПа)*. Согласно рекомендаций работы [1] примем коэффициент нажатия тормозных колодок $\delta = 0{,}45$, тогда сила нажатия K на одну ось составит: $K = Q\delta = 15{,}2 \cdot 0{,}45 = 6{,}84$ тс, а на одно колесо – 3,42 тс. Следовательно, сила трения $F_{тр}$ между колесом и тормозными колодками будет равна

$$F_{тр} = \frac{K}{2} f_{ск} = 3{,}42 \cdot 0{,}18 = 0{,}67 \text{ тс},$$

где $f_{ск}$ – коэффициент трения скольжения чугуна по стали, $f_{ск}$ = 0,18 [2].

Считаем также, что при таком давлении сжатого воздуха в тормозном цилиндре диаметром 12″ (304,8 мм) с площадью поршня S = 730 см^2 [2] его

*В статье приняты единицы величин давления – кгс / см^2 ≈ ≈ 0,1 МПа, тс ≈ 10^4 Н (*прим. ред.*).

шток создаст усилие $P_у = p\ S = 3{,}5 \cdot 730 \approx 2{,}5$ тс*. Тогда, зная силу нажатия ΣK на все четыре оси колесных пар вагона $\Sigma K = 6{,}84 \cdot 4 = 27{,}4$ тс, можно определить передаточное число рычажной передачи тормоза $U = \frac{\Sigma K}{P} \frac{27{,}4}{2{,}5} \approx 10{,}9$. Предположим, что во время стоянки давление сжатого воздуха за счет различных утечек упало до 1,5 кгс/см^2, тогда $P_у = p\ S = 1{,}5 \cdot 730 \approx 1{,}1$ тс и $\Sigma K = P_у \cdot U \approx 1{,}1 \cdot 10{,}9 \approx 12{,}0$ тс, следовательно, в этом случае сила нажатия на одно колесо K составит $12/8 = 1{,}5$ тс, а сила трения $F_{тр} = Kf_{ск} = 1{,}5 \cdot 0{,}18 = 0{,}27$ тс.

Если вагон расположен на уклоне, как это описано выше, то понятно, что самодвижение его так же, как и при давлении сжатого воздуха 3,5 кгс/см^2 исключено. Теперь предположим, что для первого случая, когда $p = 3{,}5$ кгс/см^2, уклон составил 10 ‰, т.е. угол наклона рельсового пути к горизонту $\gamma = 0°40'$, и тогда к колесу будет приложено окружное усилие P:

$$P = \frac{Q_1}{2} \cos 89°20' = 15{,}2 \cdot 0{,}035 = 0{,}532 \text{ тс.}$$

Определим теперь момент M_1 на колесе, создаваемый этой силой: $M_1 = T \frac{d_k}{2} = 0{,}532 \cdot 0{,}45 = 0{,}23$ тс·м, где d_k – диаметр колеса, равный 900 мм.

Момент сил трения $M_{тр}$, создаваемый силой трения $F_{тр}$, составит:

$$M_{тр} = F_{тр} \frac{d_k}{2} = 0{,}67 \cdot 0{,}45 = 0{,}30 \text{ тс} \cdot \text{м.}$$

Видно, что $M_{тр} > M_1$, следовательно, вагон-самосвал на этом уклоне при давлении сжатого воздуха в тормозном цилиндре 3,5 кгс/см^2 получить самодвижение не может. Проведем подобные вычисления теперь при давлении сжатого воздуха 1,5 кгс/см^2 и том же уклоне 10 ‰. Тогда $M_1 = 0{,}28$ тс·м, а $M_{тр} = 0{,}532 \cdot 0{,}53 = 0{,}28$ тс·м. Отсюда видно, что $M_1 = M_{тр}$ и последующее снижение давления может привести к самодвижению вагона. Чтобы этого не произошло, момент силы трения, создаваемый конусной частью *13* пальца *14* (см. рис. 2) контактирующей с конусным углублением *12*, выполненным в шейке оси колесной пары, по величине должен быть большим, чем $M_1 = 0{,}28$ тс·м. То есть, например, $M_1 = 0{,}30$ тс·м. В этом случае осевое усилие, создаваемое пальцем, можно определить по зависимости [3]:

$$Q = \frac{M_1 \sin\frac{\beta}{2}}{\mu R_{ср}} = \frac{0{,}30 \cdot \sin 15°}{0{,}15 \cdot 0{,}054} = 7{,}5 \text{ тс,}$$

где $\frac{\beta}{2}$ – угол конуса пальца, принят равным 15°; μ – коэффициент трения, $\mu = 0{,}15$; $R_{ср}$ – средний радиус конусного отверстия при наибольшем его диаметре 120 мм и наименьшем 95 мм.

Так как палец вращается в резьбе, выполненной в боковине рамы тележки, то момент в резьбе, который должен быть на нем, определим по зависимости [3]:

$$M_р = Q \frac{d_в}{2} \operatorname{tg}(\lambda + \rho') =$$
$$= 7{,}5 \frac{0{,}12}{2} \operatorname{tg}(1°47' + 8°50') = 0{,}9 \text{ тс} \cdot \text{м,}$$

где $d_в$ – диаметр винта, равный 120 мм; λ – угол подъема резьбы, принят 1°47′; ρ – приведенный угол трения равен 8°50′.

Примем конструктивно диаметр делительной окружности зубчатого сектора d_0 (позиция *17*, рис. 1) равным 400 мм и определим осевое усилие на штоке поршня, которое должна создать пружина сжатия, расположенная в пневмоцилиндре управления зубчатой рейки: $P_Ц \frac{M_р}{d_0} = \frac{0{,}9}{0{,}4} = 2{,}25$ тс. Такую пружину назначаем со следующими характеристиками: диаметр прутка $d = 24$ мм, $D_{нар} = 180$ мм; $D_{ср} = 138$ мм; шаг $t = 44$ мм, высота $H_{св} = 480$ мм, материал – сталь 60С2 по ГОСТ 2590–51. Рабочее усилие такой пружины составляет 2,5 тс [4] и в данном случае она исключит самодвижение вагона самосвала, создав тормозной момент на шейке колеса 0,30 тс·м.

Следует отметить, что различные типы грузовых вагонов при модернизации могут быть снабжены вышеуказанными устройствами. Их массовые и конструкционные характеристики можно рассчитать, как с использованием метода представленного выше, а также разработанной для этой цели для ЭВМ программы на языке Delphi.

Список литературы

1. **Вагоны.** Конструкция, теория и расчет / под. ред. Л.А. Шадура. М.: Транспорт, 1980. 439 с.

2. **Крылов В.И.** Тормоза локомотивов. М.: Трансжелдориздат, 1963. 461 с.

3. **Александров М.П.** Тормозные устройства в машиностроении. М.: Машиностроение, 1965. 673 с.

4. **Решетов Д.Н.** Детали машин: учеб. для машиностроительных вузов. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.

*В примерах расчета размерности ранее упомянутых параметров не повторяются.

УДК 622.271.4:621.316.34

А.Я. Микитченко, д-р техн. наук, проф., директор по научной работе, **А.Н. Шевченко,** м.н.с., **Ю.А. Бирюков,** гл. инженер, **П.Р. Шестаков,** асп., ОАО "Рудоавтоматика", г. Железногорск, Курская обл.

Энергетическая эффективность регулирования в тиристорных и транзисторных электроприводах экскаваторов

Проделан анализ энергетической эффективности преобразования электрической энергии в тиристорных и транзисторных электроприводах постоянного и переменного тока при глубоком регулировании частоты вращения. Показано, что в условиях экскаваторного привода, при значительных нагрузках и длительном времени работы в зоне низких частот вращения в цикле использование тиристорных преобразователей экономически более выгодно.

В 2007 г. произошло знаковое событие для электротехнической общественности, имеющей отношение к созданию электроприводов мощных электрических экскаваторов. Основной производитель экскаваторов ООО "ОМЗ – Горное оборудование и технологии" (г. Колпино) провело конференцию и несколько совещаний, в том числе в ОАО "Угольная компания "Кузбассразрезуголь" (г. Кемерово), посвященных переходу в экскаваторном электроприводе от системы генератор–двигатель (Г–Д) к более прогрессивным с полупроводниковыми преобразователями. В этом вопросе мы отстаем от передовых западных фирм на 40 лет. Реальные сведения из карьеров ОАО "УК "Кузбассразрезуголь", обнародованные на совещании, свидетельствуют о том, что удельное энергопотребление в системе тиристорный преобразователь–двигатель (ТП–Д) на импортных экскаваторах составляет (0,4...0,6) кВт·ч/м^3, что вдвое меньше энергопотребления в системе Г–Д – (0,9...1,1) кВт·ч/м^3. Как свидетельствуют источники [1], привод переменного тока позволяет увеличить производительность экскаватора на 4...5 % и снизить себестоимость вынутого грунта на 8...9 %. При таких показателях переход на более эффективные системы является вполне естественным, хотя и запоздалым.

Предложений со стороны основных разработчиков низковольтных комплектных устройств (НКУ) управления экскаваторами поступило достаточно много и все они разные. ОАО "Электросила" предложило транзисторный электропривод переменного тока по типу "Acutrol-3" разработки "Siemens" для фирмы "Bucyrus-Erie". Данная система обеспечивает наилучшую из известных электромагнитную совместимость с сетью. ЗАО "Энергоэлектрика" и "Сигнал-электро" из г. Обнинска предложили аналогичную транзисторную систему с сетевым "AFE"-преобразователем, но двигателями постоянного тока. ОАО "Рудоавтоматика" выступило сторонником тиристорных систем на постоянном (ТП–Д) и переменном (непосредственный преобразователь частоты–асинхронный двигатель (НПЧ–АД)) токе, как наиболее отработанных и энергоэффективных. Свои разработки на постоянном токе (ТП–Д) предложила также Компания "Объединенная Энергия". Эти системы аналогичны давно эксплуатируемым в России системам, установленным на экскаваторах фирмы "Harnischfeger".

В данной статье мы хотим показать – почему мы считаем тиристорные системы более предпочтительными для экскаваторного электропривода с точки зрения эффективности преобразования электрической энергии (в сравнении с транзисторными). Фактически все дело в способах управления полупроводниковыми приборами: фазовом – для тиристоров и импульсном – для транзисторов. В обоих способах присутствуют обычные тепловые потери и искажения токов и напряжений в тракте преобразования.

Структура преобразования энергии в электроприводе с регулируемым преобразователем в общем случае выглядит следующим образом (рис. 1).

Из сети переменного тока с напряжением U_1 преобразователь потребляет действующий ток I_1. Причем ток может иметь сдвиг относительно напряжения. Обычно сдвиг первой гармоники действующего тока $I_{1(1)}$ относительно первой гармоники действующего напряжения $U_{1(1)}$ регистрируется с помощью коэффициента сдвига на входе преобразователя $K_{сп}$, который в подавляющем большинстве случаев обозначают как $\cos\varphi_п$. В процессе потребления преобразователь искажает ток I_1, что учитывается коэффициентом искажения тока $K_{итп} = I_{1(1)}/I_1$ (это отношение первой гармоники $I_{1(1)}$ к действующему значению этого же тока I_1). Генерируемые при этом обратно в сеть высшие гармоники (ВГ) тока вызывают на полных сопротивлениях сети соответствующие падения напряжения, ко-

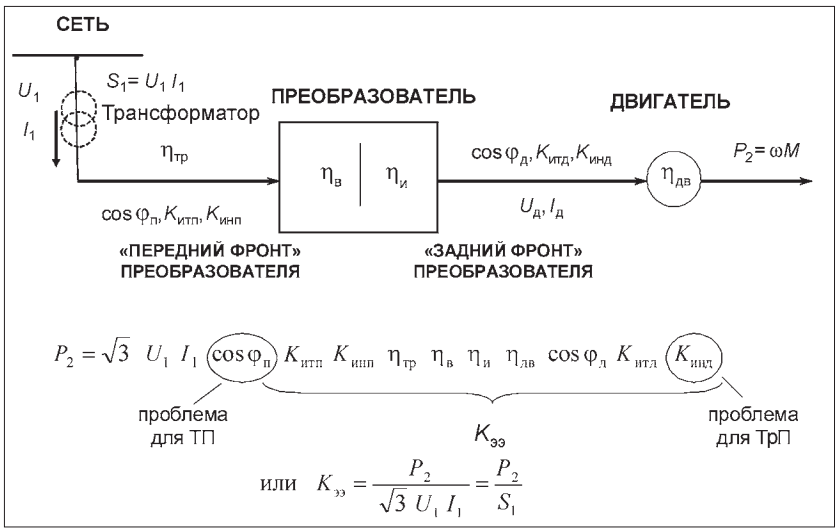


Рис. 1. Структура тракта преобразования энергии

торые, в свою очередь, искажают напряжение U_1. Это можно зарегистрировать с помощью коэффициента искажения напряжения $K_{инп} = U_{1(1)}/U_1$.

В преобразователях происходит потеря активной энергии, связанная с процессами коммутации и простым выделением тепла при протекании тока через ключи, защитные элементы, шины и подводящие провода. Поскольку функциональных модулей в преобразователе может быть несколько, то и потери необходимо учесть в каждом из них. Например, в структуре транзисторного преобразователя со звеном постоянного напряжения имеются выпрямитель и инвертор со своими значениями КПД ($\eta_в$, $\eta_и$). У ТП и НПЧ ступень преобразования одна, поэтому КПД будет равен $\eta_п$ (вместо произведения $\eta_в\eta_и$), и поэтому потери в каждом ключе будут значительно меньше, чем в ТрП. Часто на входе низковольтного преобразователя размещается согласующий трансформатор с КПД $\eta_{тр}$.

После преобразователя, если мы имеем двигатель переменного тока, он также потребляет сформированный преобразователем действующий ток $I_д$, первая гармоника которого $I_{(1)д}$ сдвинута относительно первой гармоники (гладкой составляющей) среднего напряжения $U_{(1)д}$ на угол $\varphi_д$. Это определяет коэффициент сдвига $K_{сд} = \cos\varphi_д$. Ток и напряжение преобразователя на выходе также, как и на входе, искажены, что можно учесть соответствующими коэффициентами $K_{итд} = I_{(1)д}/I_д$ и $K_{инд} = U_{(1)д}/U_д$. В случае использования двигателей постоянного тока $\cos\varphi_д$ отсутствует, а вот коэффициенты искажения тока и напряжения остаются, только их теперь нужно рассматривать не как отношение первой гармоники, а как отношение гладкой составляющей, т.е. среднего значения переменной на малом интервале i к действующему значению переменной на этом же интервале. А именно: $K_{итд} = I_{ср.iд}/I_{д.iд}$ и $K_{инд} = U_{ср.iд}/U_{д.iд}$. Коэффициент искажения соответствует обратной величине коэффициента формы: $K_и = 1/K_ф$.

В конце тракта преобразования присутствует собственно двигатель, преобразующий подводимую от преобразователя электрическую мощность в механическую с КПД $\eta_{дв}$. Механическая мощность P_2 представляет собой произведение частоты вращения ω и момента M на валу.

Как видно из аналитического выражения для активной мощности P_2, развиваемой двигателем, также показанного на рис. 1, произведение всех упомянутых коэффициентов

$$\cos\varphi_п K_{итп} K_{инп} \eta_{тр} \eta_в \eta_и \times \times \cos\varphi_д K_{итд} K_{инд} \eta_{дв} = K_{ээ} \quad (1)$$

учитывается неким интегральным коэффициентом энергетической эффективности $K_{ээ}$, который представляет собой отношение полезной активной мощности двигателя P_2 к полной мощности $S_1 = \sqrt{3}U_1 I_1$, потребляемой электроприводом из сети [2]. Очевидно, что чем меньше этот коэффициент, тем больший ток потребляет система из сети, тем она менее энергоэффективна и качество преобразования электроэнергии хуже. Коэффициент $K_{ээ}$ различен в разных системах и уменьшается в каждой из них при уменьшении напряжения преобразователя в процессе регулирования частоты вращения.

Теперь сравним в процессе регулирования четыре основных из предложенных для экскаваторов системы, выполненных на тиристорных (*Т*) и транзисторных (*Тр*) преобразователях с двигателями постоянного (*Д*) и переменного (*АД*) тока (рис. 2). На рис. 2 обозначены: AFE – преобразователь "с передним активным фронтом", его $K_{итп}$ и $K_{инп}$ на входе близки к единице; *АИН* – автономный инвертор напряжения, обеспечивающий на выходе $K_{итд}$, близкий к единице; ШИМ (широтно-импульсная модуляция) – способ регулирования. В системах с тиристорами коэффициент иска-

	На постоянном токе	На переменном токе
Тиристорные системы	ТП-Д	НПЧ-АД
Транзисторные системы	ТрП-Д(AFE-АИН-Д)	ТрПЧ-АД(AFE-АИН-АД)

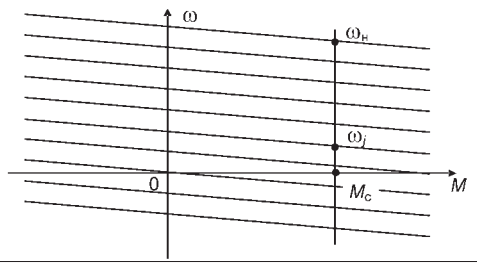


Рис. 2. Регулирование частоты вращения с постоянным моментом сопротивления на валу в четырех перспективных системах

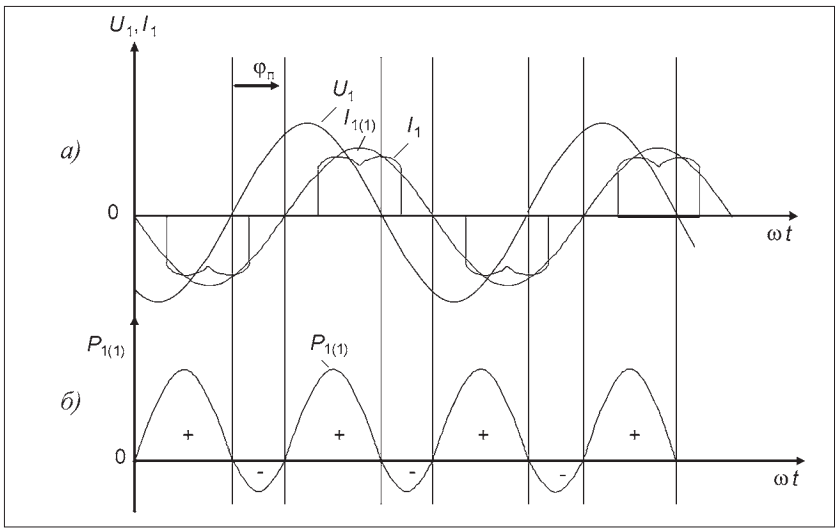


Рис. 3. Физический смысл коэффициента сдвига $K_{сп}$ = cos$\varphi_п$ на входе ТП

жения напряжения на входе преобразователя ($K_{инп}$) близок к единице. Естественно, все представленные преобразователи способны рекуперировать энергию.

Определим условия регулирования. При регулировании частоты вращения механические характеристики $M(\omega)$ (см. рис. 2) всех рассматриваемых систем будут смещаться параллельно самим себе на поле с координатами ω, M. Момент статической нагрузки M_c на валу будет оставаться неизменным. Частота вращения двигателя при этом будет изменяться от номинальной $\omega_н$ до любой желаемой ω_j. Поток, ток, cos$\varphi_д$ двигателя, а также жесткость механических характеристик будем считать неизменными. Однако наклон характеристики будет определяться в каждом электроприводе тем суммарным КПД, который соответствует конкретной системе и определен со всей скрупулезностью в точке номинального режима [3] (в данной статье эти значения КПД прописаны ниже в верхних строчках таблиц на рис. 9). Мощности всех приводов соответствуют приводу подъема экскаватора ЭКГ-10.

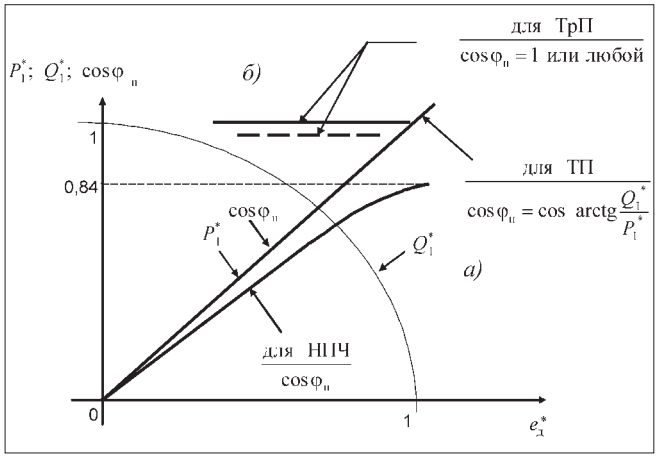


Рис. 4. Активная, реактивная мощности и cos$\varphi_п$ на входе ТП

Обратим внимание на то, что в выражении (1) или выражении для P_2 на рис. 1 наиболее проблемным при регулировании для тиристорных приводов является коэффициент сдвига cos$\varphi_п$ на входе преобразователя, а наиболее проблемным для транзисторных – коэффициент искажения напряжения $K_{инд}$ на выходе преобразователя. Рассмотрим это обстоятельство подробнее.

На рис. 3 иллюстрируется физический смысл проявления плохой энергетики ТП из-за низкого cos$\varphi_п$ на входе тиристорного преобразователя. Если в процессе регулирования напряжения потребляемый из фазы ток $I_1(\omega t)$ (здесь ω – циклическая частота сети) имеет фазовый сдвиг относительно фазного напряжения $U_1(\omega t)$ (см. рис. 3, *а*), то, выделив первую его гармонику и умножив ее в каждый момент времени на напряжение, получим график мгновенной мощности первой гармоники $P_{1(1)}(\omega t)$. Из графика видно, что мгновенная мощность первой гармоники колеблется с двойной частотой (см. рис. 3, *б*) и может принимать как положительные, так и отрицательные значения. Положительная мощность потребляется преобразователем из сети, отрицательная отдается обратно. Та ее доля, которая "качается" между преобразователем и сетью, является реактивной мощностью, бесполезно загружающей тракт преобразования.

На рис. 4, *а* представлены широко известные зависимости относительных величин активной P_1^* и реактивной Q_1^* мощностей для тиристорного преобразователя с симметричным управлением в функции от так называемой степени регулирования $e_д^*$ (или относительной величины напряжения преобразователя). Здесь $P_1^* = \frac{P_1}{E_{дм} I_{дм}}$; $Q_1^* = \frac{Q_1}{E_{дм} I_{дм}}$; $e_д^* = \frac{E_д}{E_{дм}}$, где P_1, Q_1, $E_д$ – текущие значения потребляемых активной и реактивной мощностей, напряжения на выходе преобразователя; $E_{дм}$, $I_{дм}$ – базовые максимальные значения напряжения и тока на выходе преобразователя. Обратим внимание на то, что зависимость коэффициента сдвига cos$\varphi_п$ от степени регулирования совпадает с зависимостью активной мощности и при этом линейна. Отметим сразу, что для тиристорного НПЧ эта зависимость также близка к линейной и располагается несколько ниже [4].

Если на этом же графике (см. рис. 4, *б*) изобразить зависимость cos$\varphi_п(e_д^*)$ и даже всего коэффициента мощности $K_{мп}(e_д^*)$ = cos$\varphi_п(e_д^*)K_{итп}(e_д^*)K_{инп}(e_д^*)$ для транзисторного преобразователя с AFE, то он либо равен единице (сплошная линия), либо может быть установлен на любом уровне (пунктир). Это свидетельствует о том, что у транзисторного преобразователя с AFE с "передним фронтом" все в порядке, а у тиристорного, конечно, нет. То есть эффективность преобразования электроэнергии на входе транзи-

сторного преобразователя AFE очень высока. Если необходимо, он может потреблять из сети чисто активную мощность, а может одновременно выполнять роль компенсатора реактивной мощности. У тиристорного преобразователя потребление полной мощности из сети при регулировании не меняется. С уменьшением потребления активной мощности растет потребление реактивной. Это плохо! Потому что реактивная мощность бесполезно загружает сеть (см. рис. 3) и ее нужно компенсировать. Очевидно, что тиристорный преобразователь должен использоваться только совместно с фильтрокомпенсирующим устройством (ФКУ), в принципе – любого типа [5].

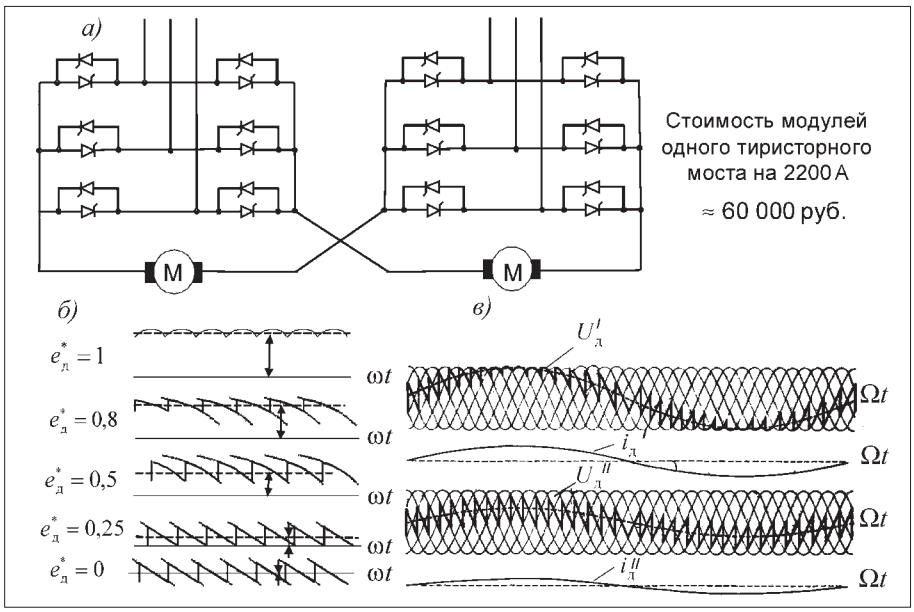


Рис. 5. Напряжение ТП:
а – восьмеричная силовая схема экскаваторного тиристорного электропривода; *б* – формы напряжений на постоянном токе; *в* – формы напряжений на переменном токе

Исторически сложилось так, что тиристорные преобразователи создавались и эксплуатировались в России без компенсации реактивной мощности. Такая задача даже не ставилась. Появившиеся проблемы с компенсацией реактивной мощности выделились в самостоятельное направление науки и техники. Транзисторные преобразователи возникли позднее и для них практически сразу же решались вопросы уменьшения потребления реактивной мощности. Конечно же, это делалось за счет специальных функциональных устройств. Так, в итоге появился преобразователь с "активным передним фронтом" AFE. Теперь можно слышать некорректные заявления: у транзисторного преобразователя коэффициент мощности равен единице, а для того, чтобы получить такой же для тиристорного, требуется устанавливать дополнительные мощности и удорожать установку. При этом не учитывается, что на самом деле AFE для ТрП – это то же самое, что и ФКУ для ТП и составляет примерно треть по габаритам, массе и стоимости транзисторного преобразовательного комплекса. В результате транзисторный преобразователь с AFE не превосходит по энергетике и массогабаритным показателям тиристорный преобразователь совместно с ФКУ.

Таким образом, тиристорный преобразователь, подобно транзисторному с AFE, не может рассматриваться без ФКУ. Хорошие, аналогичные AFE, результаты по "переднему фронту" $K_{мп}(e^*_д) \approx 1$ тиристорному преобразователю могут обеспечить многоступенчатые (например, 4-ступенчатые) ФКУ прямой компенсации реактивной мощности, ФКУ косвенной компенсации реактивной мощности и активные фильтры [6]. Например, при регулировании частоты вращения с постоянным моментом достаточно иметь ФКУ с двумя ступенями динамической компенсации, которое обеспечивает $K_{мп}(e^*_д)$ во всем диапазоне на входе преобразователя не ниже 0,98.

Теперь обратим внимание на процессы преобразования энергии на "заднем фронте" преобразователя. Проблемы здесь есть и у тиристорного, но больше они у транзисторного преобразователя, и связаны они с коэффициентом искажения напряжения $K_{инд}$.

Рассмотрим сначала, как формируются напряжения тиристорным преобразователем. Обычно на экскаваторах распространены так называемые восьмеричные схемы (рис. 5, *а*). Подобные многопульсные схемы предлагает использовать ОАО "Рудоавтоматика".

При регулировании постоянного напряжения (см. рис. 5, *б*) мы можем видеть гладкую составляющую (пунктир), равную среднему значению задаваемого напряжения, вокруг которого располагается "пила" мгновенных значений напряжения (сплошная линия). На этом рисунке ω – циклическая частота сети. Поскольку в многопульсных схемах размах этой "пилы" небольшой, то при значительных уровнях заданий средние значения напряжений не сильно отличаются от действующих и коэффициент искажения напряжения близок к единице. Но когда среднее значение напряжения гладкой составляющей приближается к нулю, отношение среднего к действующему значений напряжений также быстро стремится к нулю, при этом быстро убывает и коэффициент искажения.

Рядом (см. рис. 5, *в*) иллюстрируется процесс формирования напряжения $U_д(\Omega t)$ многопульсной схемой на переменном токе. Здесь Ω – частота модулируемого системой управления сигнала. При больших значениях $U'_д$ первая гармоника и действующее значение близки, а $K_{инд}$ – высок, при заданиях малых значений $U''_д K_{инд}$ падает. Причем очевидно, что если рассматривать среднецикловое значение коэффициента

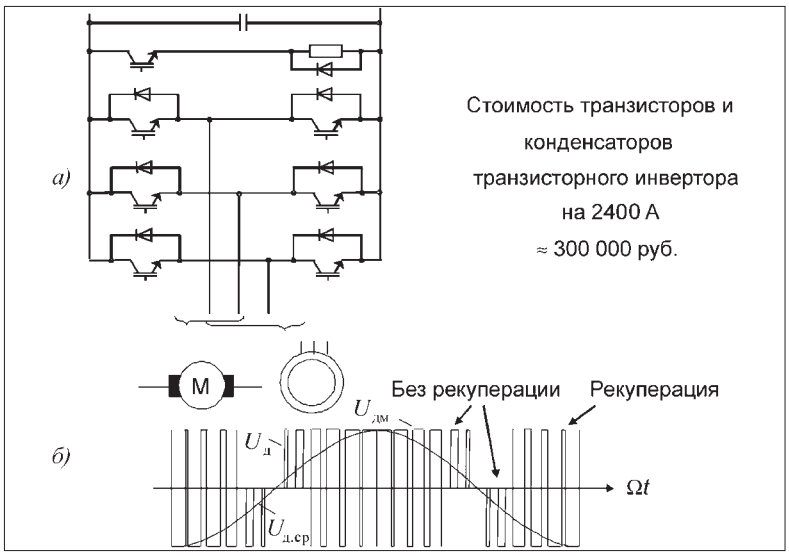


Рис. 6. Напряжение ТрП:
а – схема двухуровневого транзисторного инвертора; *б* – способы формирования напряжения

искажения, то он во всем диапазоне меньше, чем на постоянном токе.

Прежде, чем оценивать это явление количественно, рассмотрим, что же происходит в транзисторном преобразователе на примере схемы двухуровневневого инвертора. Именно такие схемы предложены "Электросилой" и фирмами из г. Обнинска (рис. 6, *а*). В таком инверторе воображаемая гладкая составляющая среднего напряжения $U_{д.ср}(\Omega t)$ формируется за счет разной длительности импульсов напряжения одной максимальной амплитуды $U_{дм}$ с противоположным чередованием знака (см. рис. 6, *б*). Действующее значение напряжения $U_{дд}$ оказывается всегда одним и тем же – максимальным $U_{дд} = U_{ддм} = U_{дм}$, поэтому отношение первой гармоники к действующему значению заведомо ниже, чем в тиристорной схеме.

В принципе, этим инвертором можно управлять и так, что образуется как бы третий уровень, смягчающий картину, но это происходит при одном открытом ключе одной группы. При этом энергия нагрузки рассеивается на элементах преобразователя, двигатель находится в режиме динамического торможения, т.е. рекуперации не происходит, и для наших целей не годится (там же на рис. 6, *б*).

Очень интересно исследовать физику процессов преобразования энергии на выходе ТрП, связав ее с понятием коэффициента искажения напряжения (рис. 7).

На рис. 7, *а* представлены кривые напряжения $U_д$ и тока $I_д$ транзисторного преобразователя с нагрузкой постоянного тока (либо это можно считать фрагментом на малом интервале синусоиды переменного тока). Умножив мгновенные значения тока на мгновенные значения напряжения, мы получим график мгновенной мощности $P_{д.мгн}$ (пунктир на рис. 7, *б*). Выделим (разложением в ряд Фурье) первую гармонику $P_{д(1)}$ и получим точно такой же характер мгновенной мощности, как в ТП (см. рис. 3, *б*), известная доля которой постоянно "качается", в данном случае между преобразователем и двигателем.

Впрочем, об этой мощности мы хорошо знаем. Первая ее гармоника проявляется в виде подшипниковых токов. Максимальный уровень импульсов напряжения обеспечивает максимальные потери в стали двигателя. Крутые фронты импульсов напряжения "съедают" изоляцию.

Коэффициент искажения напряжения для постоянного тока легко подсчитать, потому что среднее значение обратно пропорционально скважности, а действующее значение постоянно. Расчетная зависимость $K_{инд}(e_д^*)$ представлена на рис. 7, *в*. Как видим, этот график идентичен аналогичной зависимости коэффициента сдвига $\cos\varphi_п(e_д^*)$ от степени регулирования тиристорного преобразователя $K_{инд}(e_д^*)_{ТрП} = \cos\varphi_п(e_д^*)_{ТП}$. Таким образом, можно сказать, что проблемы "переднего фронта" тиристорного преобразователя (низкий $\cos\varphi_п$) в полном объеме перешли на "задний фронт" транзисторного преобразователя (низкий $K_{инд}$). Активная мощность на выходе ТрП при снижении частоты вращения

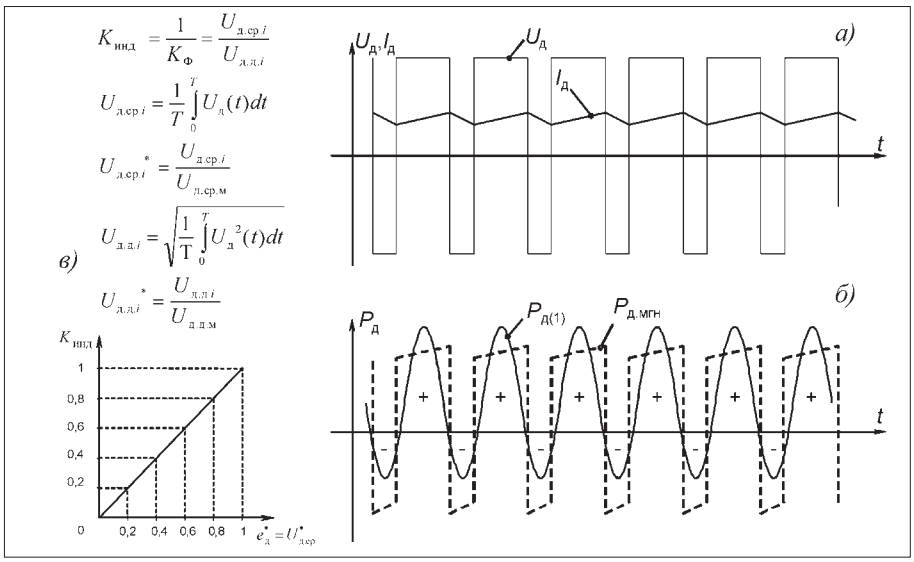


Рис. 7. Коэффициент искажения напряжения и мгновенная мощность на выходе АИН при регулировании в системе ТрП–Д:
а – напряжение и ток на выходе транзисторного преобразователя; *б* – мгновенная мощность и мощность первой гармоники на выходе; *в* – зависимость коэффициента искажения на выходе от степени регулирования

пропорционально уменьшается, а "качающаяся" между преобразователем и двигателем реактивная мощность растет аналогично реактивной мощности на входе ТП при той же степени регулирования.

На рис. 8, *а* представлены расчетные зависимости коэффициента искажения напряжения $K_{инд}$ тиристорного и транзисторного преобразователей постоянного тока. Видно, что в большей части диапазона изменения напряжения коэффициент искажения в тиристорном преобразователе многократно выше.

Аналогичная картина наблюдается и на переменном токе (см. рис. 8, *б*). Здесь Ω – частота модулируемых системой управления синусоидальных функций. Значения коэффициентов вычислялись как среднецикловые при формировании различных по амплитуде синусоидальных средних напряжений в соответствующих преобразователях постоянного тока.

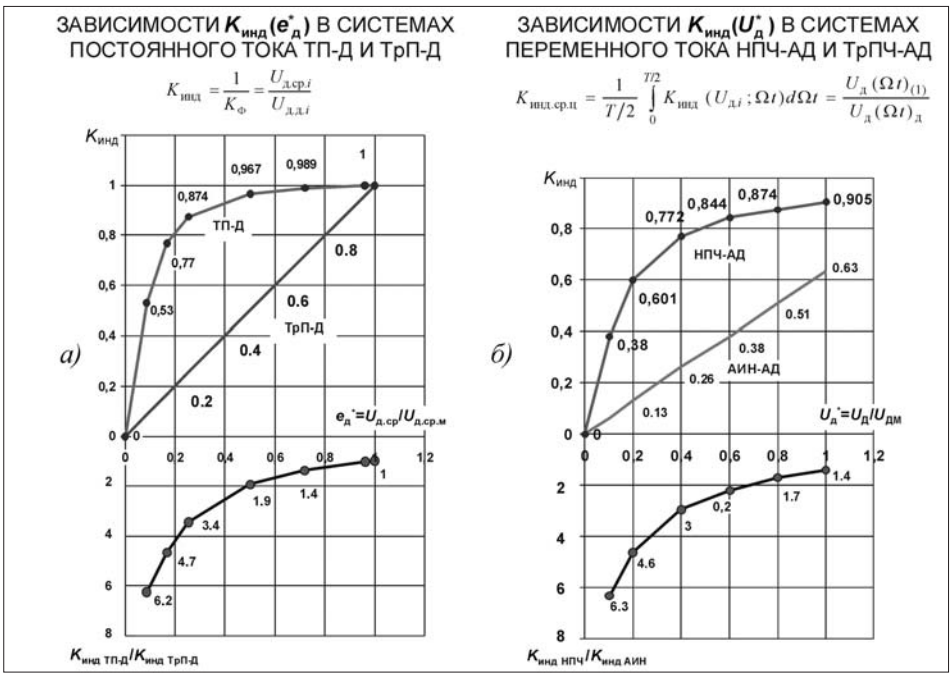


Рис. 8. Зависимости коэффициента искажения напряжения $K_{инд}$ на выходе тиристорных и транзисторных преобразователей постоянного (*а*) и переменного (*б*) токов

Основываясь на условиях регулирования частоты вращения с постоянным моментом сопротивления на валу, представленных на рис. 2, мы задались значениями частоты вращения ω_j и просчитали все упомянутые коэффициенты для всех перечисленных выше систем электроприводов ТП–Д с ФКУ, НПЧ–АД с ФКУ, ТрП–Д (AFE–АИН (ШИМ)–Д), ТрПЧ–АД (AFE–АИН (ШИМ)–АД), значения которых представлены в табл. 1–4 (рис. 9). Перемножив коэффициенты при каждой определенной частоте вращения, получили значения коэффициентов энергетической эффективности $K_{ээ}$.

Графики зависимостей коэффициента энергетической эффективности $K_{ээ}$ от диапазона регулирования $D = \omega_н/\omega_j$ представлены на рис. 10. Из графиков видно, что при диапазоне регулирования больше двух транзисторные электроприводы в разы менее энергоэффективны, чем тиристорные. С этим, вероятно,

Таблица 1

ТП–Д с ФКУ

D	ω_j^*	$\cos\varphi_п$	$K_{инп}$	$K_{итп}$	КПД	$K_{итд}$	$K_{инд}$	$K_{ээ}$
1	1	0,98	1	0,98	0,879	1	1	0,844
2	0,5	0,98	1	0,98	0,84	1	0,967	0,78
3	0,33	0,98	1	0,98	0,8	1	0,92	0,707
4	0,25	0,98	1	0,98	0,76	1	0,874	0,638
5	0,2	0,98	1	0,98	0,72	1	0,82	0,567
6	0,167	0,98	1	0,98	0,68	1	0,77	0,503
7	0,143	0,98	1	0,98	0,66	1	0,72	0,456
8	0,125	0,98	1	0,98	0,63	1	0,68	0,411
9	0,111	0,98	1	0,98	0,61	1	0,62	0,363
10	0,1	0,98	1	0,98	0,58	1	0,56	0,312

Таблица 2

НПЧ–АД с ФКУ

D	ω_j^*	$\cos\varphi_п$	$K_{инп}$	$K_{итп}$	КПД	$\cos\varphi_д$	$K_{итд}$	$K_{инд}$	$K_{ээ}$
1	1	0,98	1	0,98	0,9	0,87	0,94	0,905	0,64
2	0,5	0,98	1	0,98	0,86	0,87	0,955	0,8	0,549
3	0,33	0,98	1	0,98	0,819	0,87	0,96	0,72	0,473
4	0,25	0,98	1	0,98	0,778	0,87	0,963	0,65	0,407
5	0,2	0,98	1	0,98	0,737	0,87	0,964	0,601	0,357
6	0,167	0,98	1	0,98	0,696	0,87	0,965	0,54	0,303
7	0,143	0,98	1	0,98	0,676	0,87	0,966	0,5	0,273
8	0,125	0,98	1	0,98	0,645	0,87	0,966	0,45	0,234
9	0,111	0,98	1	0,98	0,625	0,87	0,967	0,4	0,202
10	0,1	0,98	1	0,98	0,594	0,87	0,967	0,38	0,182

Таблица 3

ТрП–Д (AFE–АИН(ШИМ)–Д)

D	ω_j^*	$\cos\varphi_п$	$K_{инп}$	$K_{итп}$	КПД	$K_{итд}$	$K_{инд}$	$K_{ээ}$
1	1	1	1	0,99	0,86	1	1	0,832
2	0,5	1	1	0,99	0,822	1	0,5	0,397
3	0,33	1	1	0,99	0,783	1	0,333	0,252
4	0,25	1	1	0,99	0,744	1	0,25	0,180
5	0,2	1	1	0,99	0,704	1	0,2	0,136
6	0,167	1	1	0,99	0,665	1	0,167	0,107
7	0,143	1	1	0,99	0,646	1	0,143	0,089
8	0,125	1	1	0,99	0,616	1	0,125	0,075
9	0,111	1	1	0,99	0,597	1	0,111	0,064
10	0,1	1	1	0,99	0,567	1	0,1	0,055

Таблица 4

ТрПЧ–АД (AFE–АИН(ШИМ)–АД

D	ω_j^*	$\cos\varphi_п$	$K_{инп}$	$K_{итп}$	КПД	$\cos\varphi_д$	$K_{итд}$	$K_{инд}$	$K_{ээ}$
1	1	1	1	0,99	0,86	0,87	0,99	0,634	0,454
2	0,5	1	1	0,99	0,822	0,87	0,99	0,302	0,207
3	0,33	1	1	0,99	0,783	0,87	0,99	0,2	0,13
4	0,25	1	1	0,99	0,744	0,87	0,99	0,156	0,097
5	0,2	1	1	0,99	0,704	0,87	0,99	0,123	0,072
6	0,167	1	1	0,99	0,665	0,87	0,99	0,1	0,055
7	0,143	1	1	0,99	0,646	0,87	0,99	0,09	0,048
8	0,125	1	1	0,99	0,616	0,87	0,99	0,075	0,039
9	0,111	1	1	0,99	0,597	0,87	0,99	0,065	0,032
10	0,1	1	1	0,99	0,567	0,87	0,99	0,06	0,028

Рис. 9. Расчетные данные коэффициента энергетической эффективности $K_{ээ}$ в процессе регулирования в тиристорных и транзисторных электроприводах постоянного и переменного тока. Здесь $\omega_j^* = \omega_j/\omega_н$ – относительная частота вращения

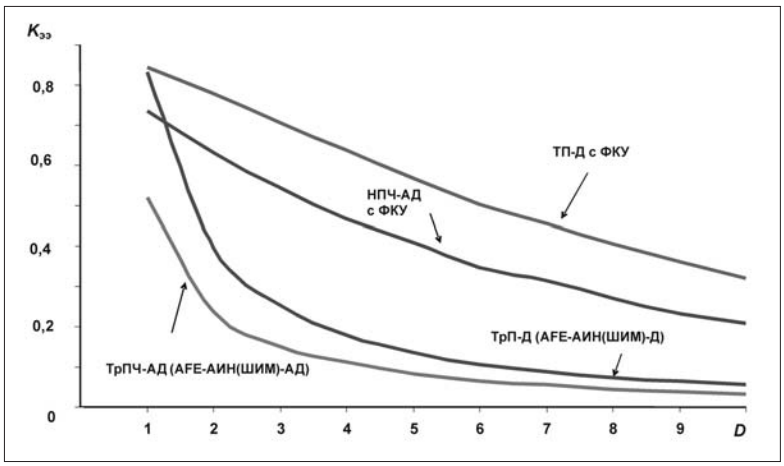


Рис. 10. Зависимости коэффициента энергетической эффективности от диапазона регулирования

можно было бы мириться, если бы транзисторные преобразователи обладали низкой стоимостью. Однако мы знаем, что это не так.

Для получения объективных сравнительных показателей по стоимости мы сопоставим названные четыре системы по этому показателю. При этом будем ориентироваться на продукцию и методики нашего предприятия. Мощность всех систем принята равной 50 кВт. Сравнительная стоимость в относительных единицах $K_{ст} = C/C_б$ представлена на рис. 11. Здесь C – стоимость электропривода, за базовую величину $C_б$ принята стоимость электропривода переменного тока с неуправляемым выпрямителем на входе (НУВ–АИН (ШИМ)–АД) без свойств рекуперации энергии, как наиболее дешевая. На рисунке темным отдельно выделена доля стоимости, определяемая необходимостью обеспечения электромагнитной совместимости с сетью. Как видим, стоимости транзисторных и тиристорных электроприводов как на постоянном, так и на переменном токе примерно одинаковы. Однако попробуем прикинуть, как дорого нам приходится платить за процесс преобразования электрической энергии.

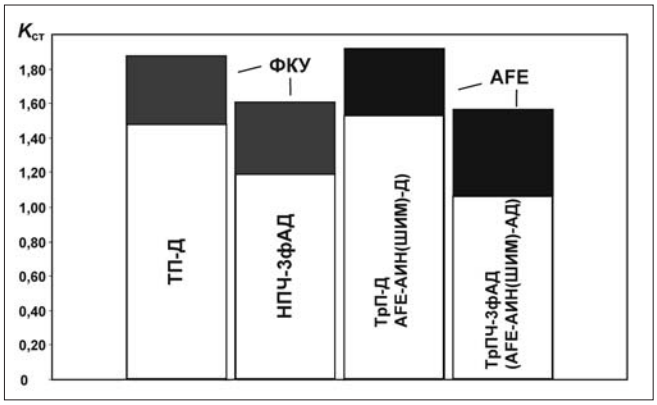


Рис. 11. Сравнительная стоимость различных систем электропривода мощностью 50 кВт

Для того чтобы приблизить соотношения $K_{ээ}(D)$ и $K_{ст}(D)$ к экскаваторным, условимся, что среднецикловой диапазон регулирования составляет $D = 2{,}5$. А теперь возьмем отношение коэффициента сравнительной стоимости $K_{ст}$ из рис. 11 к коэффициенту энергоэффективности $K_{ээ}$ (см. рис. 10) при условном цикле со средневзвешенным диапазоном $D = 2{,}5$. Получаем "модный" сегодня слоган – соотношение "цена–качество". Под "качеством" здесь будем понимать долю активной мощности P_2, передаваемой механизму, в полной мощности S_1, потребляемой из сети, т.е. P_2/S_1 или $K_{ээ} = P_2/S_1$. На рис. 12 показано отношение цены за энергоэффективность в транзисторных и тиристорных электроприводах. Очевидно, что стоимость преобразования энергии в транзисторных электроприводах в несколько раз выше, чем в тиристорных.

Конечно, соотношения эти не жесткие, они сильно зависят от циклов механизмов и диапазона изменения не только частоты вращения, но и нагрузок. Но может быть все-таки поэтому пока частотный транзисторный электропривод широко распространяется лишь на вентиляторных механизмах, где диапазон невелик, и в механизмах, где на низких частотах вращения привод работает ничтожное время, например при пусках и остановках. В экскаваторном приводе, где значительная часть цикла может протекать с номинальными (и даже стопорными) нагрузками при околонулевых частотах вращения (D = 2...3), тиристорный привод энергоэффективнее транзисторного.

Единственным радикальным средством изменения соотношения на рис. 12 является применение многоуровневых инверторов (рис. 13, *а*). Представленная на рис. 13, *а* картина напряжения трехуровневого инвертора имеет высокий коэффициент искажения – около 0,8, а сам характер $K_{инд}$ в зависимости от степени регулирования приближается к тому, что мы имеем в тиристорном НПЧ. Однако проведем простое сравнение. Симметричный тиристорный мост (см. рис. 5), выполненный на тиристорных модулях МТ3-800 и обеспечи-

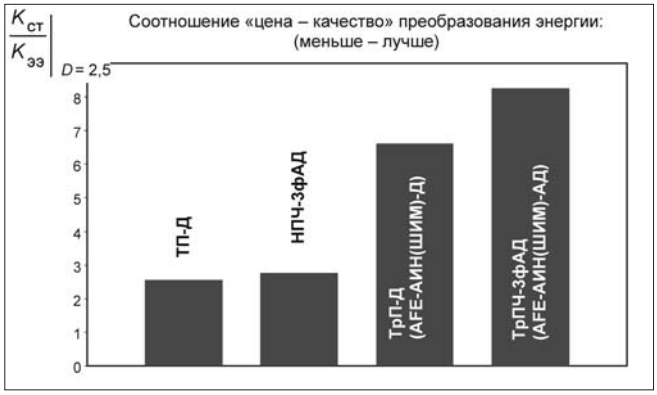


Рис. 12. Отношение коэффициента сравнительной стоимости к коэффициенту энергоэффективности при условном цикле с D = 2,5

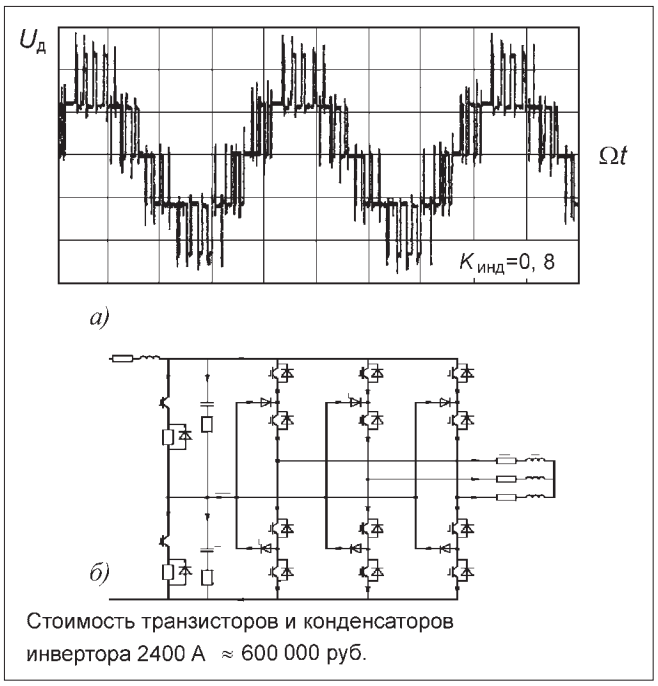


Рис. 13. Преодоление низкого $K_{инд}$:
а – осциллограмма напряжения трехуровневого инвертора; *б* – силовая схема трехуровневого инвертора

вающий в режиме 10-секундного стопорения ток 2200 А, имеет стоимость силовых ключей около 60 000 руб. Мост транзисторного двухуровневого инвертора (см. рис. 6, *а*) на такие же условия с транзисторами CM2400HC-34H имеет стоимость силовых элементов примерно 300 000 руб. трехуровневый инвертор (см. рис. 13, *б*) на таких же ключах вдвое дороже – 600 000 руб. Таким образом, коэффициенты искажения напряжения и энергоэффективности можно приблизить к тиристорным, но цена при этом здорово "кусается".

Еще одним (см. рис. 13, *в*), правда менее эффективным, способом повышения коэффициента искажения напряжения на "заднем фронте" преобразователя, универсальным, как для транзисторных, так и для тиристорных приводов, является установка силовых "моторных" дросселей перед двигателем. Дроссели должны быть выполнены на полное напряжение и ток двигателя, т.е. их типовая мощность должна быть равна типовой мощности двигателя, а индуктивное сопротивление должно быть как можно больше. Это тоже дорогое решение.

Предлагаемые сегодня меры по усилению электрической прочности двигателя (изоляция, подшипники, специальное исполнение), бесспорно, увеличивают надежность электропривода, но вместе с этим увеличивают и стоимость электрических машин. А вот к улучшению энергоэффективности преобразования электроэнергии, к сожалению, эти меры не приводят.

Таким образом, проведенный в данной работе анализ позволяет нам утверждать, что в электроприводах с глубоким регулированием частоты вращения, со значительным временем работы в зоне низких частот вращения с большими нагрузками в цикле (экскаваторных электроприводах) тиристорные системы постоянного и переменного токов оказываются значительно более энергоэффективными или значительно более дешевыми, чем соответствующие транзисторные.

Список литературы

1. **Портной Т.З., Парфенов Б.М., Коган А.И.** Современное состояние и направления развития электротехнических комплексов одноковшовых экскаваторов. ОАО "Электропривод". М.: Изд-во "ЗНАК", 2002.

2. **Шевченко А.Н.** Совершенствование регулировочных и энергетических показателей крановых электроприводов на основе транзисторных преобразователей переменного тока: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Самара, 2007.

3. **Могучев М.В.** Улучшение динамических и энергетических показателей электроприводов экскаваторов, выполненных на базе моноблочного транзисторного преобразователя с прямым обменом энергией с сетью: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Самара, 2006.

4. **Pelly B.R.** Thyristor Phase-Controlled Converters and Cyclocoverters. Willy Interscience. New York–London–Sidney–Toronto. 1971.

5. **Супронович Г.А.** Улучшение коэффициента мощности преобразовательных установок. М.: Энергоатомиздат, 1985.

6. **Медведев К.М.** Электромагнитная совместимость преобразователей регулируемого электропривода промышленных предприятий с системой электроснабжения. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Минск, 2007.

УДК 622.232.72

Н.И. Стадник, д-р техн. наук, **А.В. Сергеев,** инж., Донгипроуглемаш, **В.П. Кондрахин,** д-р техн. наук, ДонНТУ, г. Донецк, Украина

Особенности и функциональная модель мехатронного очистного комплекса

Рассмотрены особенности горных машин как мехатронных объектов в составе мехатронной системы очистного комплекса. Предложена функциональная модель мехатронного очистного комплекса, даны ее описание и анализ.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами

За последние 10–15 лет в мировом и отечественном угольном машиностроении произошли коренные изменения, результатом которых стало существенное повышение технико-экономических показателей добычи угля. Так, среднесуточная добыча из очистного забоя достигает 15...20 тыс. т угля. Важно отметить, что существенное повышение эффективности достигнуто без принципиальных изменений технологии подземной добычи. Как и 40 лет назад, добыча угля осуществляется очистными механизированными комплексами из длинных очистных забоев. Практически не изменились и компоновочные решения отдельных машин. В то же время рабочие скорости возросли в 2 раза, маневровые – в 2,5–3 раза, установленная мощность – в 1,5–4 раза, регламентируемый ресурс – в 3–10 раз. При этом габариты и масса машин увеличились незначительно.

Выполнение все возрастающих требований к горным машинам невозможно обеспечить без их значительного усложнения, в первую очередь в части оснащения их различными системами многодвигательного электропривода, автоматического управления и технической диагностики.

В связи с этим возникает настоятельная необходимость теоретического осмысления и анализа изменений, происходящих в конструкциях и принципах проектирования и эксплуатации горных машин как мехатронных объектов.

Анализ публикаций

Основной отличительной особенностью машин современных очистных механизированных комплексов является наличие синергетически интегрированных механических, силовых (электротехнических, гидравлических и др.), электронных (микропроцессоры, преобразователи частоты) и информационных (датчики, программное обеспечение) компонент. Таким образом, современный очистной комплекс представляет собой сложную мехатронную систему, составные части которой связаны не только механически, но и объединены в общую информационную сеть. В то же время нет четкого подхода в качественном и количественном определении признаков и степени "мехатронности" объектов, соответственно нет и объективных критериев, определяющих задачи и проблемы мехатроники ни в научно-технических областях, где мехатронные подходы находят применение относительно давно (робототехника, станкостроение), ни применительно к горным машинам [1, 2].

В статье [3] выполнен анализ горных машин на основе структурных формул, предложены формулировки достаточного и необходимого условий мехатронности объектов, синергетической интеграции, показано, что очистной комплекс является мехатронной системой, состоящей из мехатронных агрегатов. В этой же работе частично отмечены некоторые специфические особенности угольного машиностроения. В [4] предложены функциональные модели очистного мехатронного комплекса и агрегатов, входящих в его состав.

В то же время практические задачи конструирования, исследования мехатронных систем, оптимизации их состава в тесной связи с производством и эксплуатацией рассмотрены недостаточно. Особенно это ощущается в такой специфической области машиностроения, как угольное.

Постановка задачи

Целью работы является анализ особенностей очистного механизированного комплекса как мехатронной системы и функциональных требований к нему.

Изложение материала и результаты

При создании современных мехатронных горных машин с высокими функционально-параметрическими характеристиками необходимо учитывать ряд специфических особенностей и требований, которые, как правило, не характерны для тех отраслей машиностроения, где мехатронный подход к проектированию является уже традиционным (например, робототехника, станкостроение, авиакосмическая отрасль, точная компьютерная механика, приборостроение и т.д.). Возникает необходимость обобщения этих осо-

Параметры энерговооруженности очистных комбайнов

Тип комбайна	Мощность пласта, м	Суммарная мощность, кВт	Масса комбайна, т	Удельная энерговооруженность, кВт/т	Мощность одного привода, кВт		Относительная мощность подачи
					резания	подачи	
Комбайны предыдущего поколения							
РКУ10	1,0...1,82	170	17	10	170	–	–
РКУ13	1,25...2,2	170	20	8,5	170	–	–
		370	21	16,1	170	–	–
Комбайны нового поколения							
УКД300	0,85...1,5	420	17	24,7	180	30	0,17
			20	21			
КДК400	1,1...2,1	468	20	23,4	200	30	0,15
			22	21,3			
КДК500	1,35...3,8	598	21	28,5	250	45	0,18
			25	23,9			
КДК500-09	1,4...3,0	698	30	23,3	300	45	0,15
КДК700	2,0...4,3	860	45	19,1	355	60	0,17
Комбайны фирмы "Eickhoff"							
SL300	1,5...3,5	628	35	17,9	275	35	0,13
		688	40	17,2	300		0,12
	1,5...3,5	678	35	19,4	300	35	0,12
		862	42	20,5	360		0,1
	1,4...3,8	1018	45	22,6	420	62	0,15
SL500	2,0...5,0	848	55	15,4	350	54	0,15
	2,0...6,0	1130	55	20,6	500	60	0,12
		1540	75	20,5	620	80	0,13
	2,0...5,5	1240	75	16,5	480	60	0,13

бенностей и требований в целях их комплексного учета при проектировании. Основные особенности горных машин приведены ниже.

1. *Высокая удельная энерговооруженность.* Потребность в увеличении производительности неизбежно приводит к постоянному росту энерговооруженности при практически неизменных габаритах, что определяется горно-геологическими условиями отрабатываемых угольных пластов. Так, вертикальный габарит по корпусу комбайнов для разработки пластов мощностью до 1,5 м (характерной для Украинского Донбасса) типа УКД300 и УКД200-250 составляет 400 мм, а для комбайнов типа КДК500, работающих на пластах, начиная с мощности 1,35 м, – 500 мм. Это ограничивает вертикальный габарит двигателей и электроблоков, а, учитывая толщины стенок корпусов, необходимые зазоры и конструктивные особенности, диаметры зубчатых колес, планетарных передач в этих условиях не превышают соответственно 310 и 410 мм. Ограничен и габарит по глубине, который определяется длиной консоли крепи, ограниченной ее несущей способностью, и регламентируемым отставанием консоли от груди забоя. Сложная гипсометрия залегания пластов приводит и к ограничению длины для обеспечения геометрической проходимости.

Например, до настоящего времени в угольной промышленности Украины наиболее распространенными являются разработанные 25 лет назад очистные комбайны РКУ10, РКУ13, оснащенные одним или двумя электродвигателями номинальной мощностью 200 кВт (в режиме S4 с ПВ = 60 %, в режиме S1 эта мощность составит не более 170 кВт). Данные об удельной (по отношению к единице массы машины) энерговооруженности очистных комбайнов с бесцепной системой подачи приведены в таблице.

Как видно из таблицы, удельная энерговооруженность комбайнов нового поколения для выемки пластов средней мощности по отношению к комбайнам типа РКУ возросла в 1,48–3,35 раза, причем по этому показателю украинские комбайны превосходят луч-

шие зарубежные аналоги в среднем в 1,22 раза. Соответствующий рост удельной энерговооруженности применительно к комбайнам для выемки тонких пластов составляет 2,1–2,47 раза.

Достигнутое на сегодняшний день отношение мощности к высоте оси вращения для электродвигателей очистных комбайнов превышает аналогичный показатель для общепромышленных двигателей (серии 4А) в 4 раза (1,1 кВт/мм против 0,275 кВт/мм при высоте 200 мм) и в 2,72 раза (1,2 против 0,44) для высоты 250 мм. Опыт разработки двигателей украинскими разработчиками, а также ведущими зарубежными фирмами, показывает, что возможности дальнейшего повышения мощности электродвигателей с высотой оси вращения 200 и 250 мм практически исчерпаны.

Следует отметить, что привод современных горных машин является многодвигательным (до пяти и более электродвигателей, в том числе многоскоростных и регулируемых), что определяется описанными выше ограничениями габаритных размеров по высоте.

Требование высокой удельной энерговооруженности также приводит к необходимости применения частотно-регулируемого привода подачи с асинхронными короткозамкнутыми двигателями, так как габариты двигателя постоянного тока при той же мощности больше в 1,7–2,4 раза по сравнению с асинхронным. Это позволяет обеспечить высокую относительную мощность подачи (отношение мощности двигателя подачи к суммарной мощности), которая для украинских комбайнов в среднем выше, чем у зарубежных в 1,28 раза. Другие типы приводов с электромагнитной муфтой скольжения и тормозной муфтой при одинаковой мощности двигателей развивают усилие в 1,64 и 1,3 раза меньше, чем частотный привод, при этом диапазон возможных скоростей меньше в 4,8 и 2,1 раза соответственно [5].

Аналогичная картина характерна и для привода забойных скребковых конвейеров. До недавнего времени забойные скребковые конвейеры оснащались, как правило, двумя приводными блоками общей мощностью до 330 кВт при максимальной единичной мощности 160 кВт. За последние несколько лет освоены в производстве энерговооруженные (400...700 кВт) скребковые конвейеры типажного ряда КСД, имеющие от 2 до 4 двухскоростных электродвигателей с единичной мощностью до 115/350 кВт. Применение двухскоростных двигателей требует разработки специальных алгоритмов управления для обеспечения их согласованной работы, включая последовательности их запуска, контроля скорости вращения и режимов работы. При этом дальнейший рост энерговооруженности скребковых конвейеров будет сопровождаться переходом на частотно-регулируемый привод, что подтверждается опытом работы зарубежных и российских шахт.

Тенденция роста энерговооруженности характерна и для механизированных крепей. Так, рабочее давление гидросистемы крепи за последние годы выросло от 20 до 40 МПа, а величина подачи насосной станции – от 100 до 200 л/мин на один насосный агрегат с возможностью включения нескольких агрегатов на параллельную работу. Можно прогнозировать появление насосных станций с частотно-регулируемым приводом.

Следует отметить, что вызванное ростом энерговооруженности широкое использование регулируемого многодвигательного привода является, на наш взгляд, качественным шагом на пути от немехатронных к мехатронным горным машинам.

2. *Случайный характер изменяющихся в широком диапазоне и определяемых физико-механическими свойствами разрушаемых пород нагрузок в основных подсистемах машин* требует больших перегрузочных способностей приводов и значительных запасов прочности, что весьма проблематично в стесненных условиях пластов малой и средней мощности. Проблема усугубляется формированием значительных динамических нагрузок на машины (в том числе высокие экстренные нагрузки в переходных режимах), которые наряду со специфическими условиями работы определяются невозможностью применять общепринятые методы при проектировании ряда узлов. Например, при проектировании зубчатых передач из-за ограничений по габаритам применяются зубчатые колеса с большими модулями и, как следствие, низкими коэффициентами перекрытия (около единицы), провоцирующими динамические нагрузки. Отмеченные противоречия могут быть решены за счет применения быстродействующего регулируемого привода и электронных компонент, совместно снижающих динамические нагрузки и осуществляющих защитное отключение в аварийных ситуациях.

3. *Значительная роль износа* режущего инструмента, исполнительных органов, звездочек, тяговых органов и других элементов в формировании нагрузок и ресурса горных машин. Например, для редукторов очистных комбайнов именно износ является основной причиной отбраковки подшипников, а также значительной части (22...45 %) зубчатых колес [6]. Абразивный износ в основном определяет ресурс рештачного става и цепей забойных скребковых конвейеров.

Износ резцов выемочных машин, периодичность их замены носят случайный характер, что обуславливает случайные изменения такого важного показателя исполнительного органа, как его силовой неуравновешенности, которая в значительной степени определяет нагруженность и ресурс силовых подсистем машины.

Неравномерный износ тяговых цепей конвейеров, очистных комбайнов и стругов обусловливает неравномерное распределение нагрузок между приводами этих многоприводных машин. Аналогичные явления происходят при износе зубьев звезд (достигает 14 мм) и цевочных реек механизмов перемещения очистных комбайнов [7].

Эффективным средством снижения негативного влияния износа основных элементов горных машин на неравномерность нагрузок их подсистем является использование регулируемого привода. С другой стороны, как показано ниже, использование регулируемого привода, например, в забойных конвейерах позволяет регулировать скорость цепи в целях минимизации износа.

4. *Подвижность, нестационарность положения всех машин очистного механизированного комплекса, пространственная неоднозначность взаимного расположения комбайна, забойного конвейера и секций механизированной крепи, имеющая в значительной степени случайный характер*, вызывающие большие трудности в создании комплексов, работающих в автоматическом режиме, т.е. реализующих идею малолюдных технологий добычи угля. Решение проблемы лежит в плоскости оснащения забойных машин интеллектуальными сенсорами, идентифицирующими их взаимное положение и положение относительно вмещающих пород, специальными компьютерными системами и программным обеспечением. *В этом смысле очистной механизированный комплекс принципиально отличается от робототехнических комплексов, используемых в машиностроительных технологиях.*

5. *Тяжелый режим работы машин, характеризующийся высокой относительной продолжительностью включения (ПВ) при большом числе пусков и реверсов и при стохастическом характере нагружения*. Так, ПВ электродвигателей очистных комбайнов в современных высоконагруженных лавах приближается к 70 %, в то время как 10–15 лет назад не превышал 30 %. Наряду с высокой концентрацией тепловыделения, обусловленной высокой удельной энерговооруженностью, это приводит к необходимости отвода значительного количества тепла от элементов привода (не только электродвигателей, но и редукторов). Вследствие этого возникает проблема подвода большого количества воды к подвижной машине и существенно усложняется конструкция узлов из-за необходимости устройства специальных охладителей с большим расходом охлаждающей жидкости. Например, для комбайна КДК500 общий расход воды с учетом его производительности составляет 350...700 л/мин, в том числе для охлаждения 60...80 л/мин. Кроме того, усложняется система управления, которая должна выполнять функции контроля чистоты, температуры, давления и расхода охлаждающей жидкости. Помимо очевидных трудностей – необходимость прокладки подвижных рукавов большого диаметра, наличие насосной установки и усложнение системы управления – такой большой расход воды приводит к переувлажнению добываемой горной массы. Это негативно сказывается на других машинах, в первую очередь, на забойном конвейере, так как имеет место эффект слипания мокрой горной массы, цементирования находящейся в ней породы, что затрудняет пуск конвейера и требует особых алгоритмов его включения [8].

Создание систем регулирования расхода охлаждающей воды на основе электромагнитных клапанов с дистанционным управлением и других устройств может решить эту проблему, однако не менее актуальна проблема снижения тепловыделения, которая должна решаться за счет новых конструктивных разработок, применения новых материалов, существенного повышения технологического уровня производства. Например, широко используемые в настоящее время электродвигатели имеют КПД менее 0,9, в то же время электрические машины импортного производства имеют КПД более 0,95. Как показал опыт внедрения импортного двигателя на украинских комбайнах для тонких пластов, увеличение КПД на 5 % позволило снизить необходимый для охлаждения расход воды вдвое при сохранении требуемой мощности.

Снижение расхода воды, необходимого для эффективного искрогашения, охлаждения резцов и пылеподавления может быть достигнуто при переходе на комбинированные системы орошения, обеспечивающие секторное орошение "под зубок" и наружное орошение водяным туманом. Это потребует как изменения конструкции машин, в первую очередь исполнительных органов, так и усложнения системы управления, введения в нее дополнительных гидравлических и информационных компонент.

6. *Ограниченная мощность шахтных сетей электроснабжения, подвижность и удаленность токоприемников*, приводящая к существенным трудностям при запуске машин и значительным потерям крутящих моментов привода при работе в установившихся режимах, что напрямую связано с производительностью [9]. Достаточно сказать, что мощность трансформаторных подстанций за последние 30 лет увеличилась с 400...630 до 1200...2000 кВА. Дальнейший рост единичной мощности подстанций ограничен их вписываемостью в горные выработки.

Отметим также, что за это же время сечение силовых жил питающих кабелей возросло с 35 до 95 мм^2 на одну фазу, и дальнейший рост затруднен вследствие невозможности обеспечить необходимые радиусы изгибов при работе в кабелеукладчиках на пластах малой мощности. В работе [10] показано, что решение этой проблемы возможно при переходе на более высокое питающее напряжение 3000 В. При этом основная область применения комбайнов с уровнем напряжения 3000 В – пласты средней мощности и мощные. Переход на напряжение 3000 В для комбайнов, эксплуатируемых в условиях тонких пластов, нецелесообразен в связи с невозможностью увеличения мощности резания (из-за ограничений по габаритам двигателя, о чем говорилось выше). Дальнейшее возрастание энерговооруженности добычных машин, предназначенных для тонких пластов, связано со струговой выемкой. Для пластов мощностью 1,4...2,4 м перевод сети на напряжение 3000 В обеспечивает возрастание производительности очистных комбайнов в 1,1–1,7 раза для лав длиной 200...350 м. Наибольший эффект от повышения напряжения сети до 3000 В обеспечивается для пластов мощностью 2,5...3,5 м, производительность для лав длиной 200...350 м может быть увеличена в 1,25–1,9 раза. При этом требуемая скорость подачи очистного комбайна превышает скорость "ручного" крепления, т.е. для реализации возможностей мехатронного комбайна необходимо использование мехатронной крепи.

7. *Распределенный характер системы управления горными машинами*, приводящий к тому, что в условиях растущих объемов информации, циркулирующей между пунктами управления, возникают существенные трудности в обеспечении требуемой скорости

передачи информации из-за отсутствия надежного физического канала связи (проводного, оптического и т.п.), работающего в условиях больших механических нагрузок и значительных электрических и электромагнитных помех. Проблема усугубляется необходимостью искробезопасного исполнения систем при относительно большой мощности, потребляемой информационной компонентой.

Система управления комбайна нового поколения приведена на рис. 1 (см. 3-ю стр. обложки). Доля электронно-информационной компоненты в структуре управления движением такого комбайна составляет 41 %, силовой и механической – по 29,5 %, в то время как на машинах предыдущего поколения доля электронно-информационной компоненты составляла 11 %, доля силовых и механических компонент – по 44,5 % [4].

Система управления очистного комбайна (на базе разрабатываемого модульного комплекса средств управления типа КМ-ПЧ) состоит из следующих основных компонентов:

1. *Модуль управления комбайновый МКУ* – центральный компонент системы, формирующий общую информационную сеть, осуществляющий сбор и хранение данных, формирование управляющих команд. К модулю МКУ непосредственно подключен ряд датчиков и исполнительных устройств.

2. *Модуль силовой преобразовательный МСД-100,* осуществляющий регулирование скорости и усилия привода подачи (мощностью до 150 кВт) и являющийся преобразователем частоты с автономным инвертором напряжения. Формирует алгоритм работы IGBT-ключей инвертора, необходимый для обеспечения скорости, задаваемой модулем МКУ, контролирует все связанные с работой привода подачи датчики.

3. *Пульты управления комбайновые* левый ПКЛ, правый ПКП и центральный ПКЦ. Пульты собирают информацию об органах управления и подключенных к пультам датчикам и передают ее модулю МКУ. Пульты также имеют индикаторы (пульты левый и правый символьно-цифровые, пульт центральный – графический), получающие и отображающие информацию от модуля МКУ о текущем режиме работы комбайна, причинах отключения, использованном и оставшемся ресурсе и др.

4. *Пульт радиоуправления* ПРУ, осуществляющий беспроводное управление комбайном.

5. *Модуль гидроуправления* МГУ, осуществляющий сбор информации от датчиков гидросистемы и передающий сигналы электрогидрораспределителям.

6. *Пульт индикационно-наладочный,* ПИН, являющийся фактически носимым терминалом с клавиатурой и графическим индикатором, что облегчает настройку системы, расширяет возможности диагностики при наладочных и ремонтных работах.

Топологическая структура системы является древовидной пространственно распределенной: в местах сосредоточения датчиков, исполнительных устройств, органов управления и индикации установлены концентраторы (модуль МГУ, пульты ПКЛ, ПКП, ПКЦ и ПРУ, передающие и принимающие информацию центральному узлу системы (модулю МКУ). Модуль МСД-100 является особым узлом, работающим по собственной программе, согласовано с модулем МКУ. При этом все линии связи центрального узла с концентраторами и модулем МСД-100 гальванически развязаны между собой, что позволяет существенно снизить уровень возможных помех, повысить надежность, делает возможным отключение отдельных устройств.

С точки зрения организации информационных потоков система является централизованной, реального времени, где модуль МКУ организует обмен данными по сети при помощи четырех последовательных шин данных с электрической спецификацией RS485, работающих асинхронно и параллельно. Устройства, подключенные к одной из шин данных, работают последовательно и асинхронно, адресация устройств общая для всей системы, что позволяет однозначно определять их, а при необходимости и подключать к другой шине, не переконфигурируя систему в целом. Все вычислительные задачи, задачи обработки, хранения и отображения информации выполняются модулем МКУ. Локализованы только задачи, требующие синхронизации работы датчиков и исполнительных устройств и имеющие сложный вычислительный алгоритм, что делает невозможным осуществлять модулем МКУ управление в реальном времени. В данной системе – это задачи управления ключами инвертора, и регулирования скорости движения, осуществляемые модулем МСД-100 самостоятельно, а также задача определения скорости и положения комбайна по сигналам магнитоиндукционных датчиков скорости, контролирующих скорость вращения цевочных колес и инфракрасных датчиков конца лавы, осуществляемая пультами ПКЛ и ПКП.

Следует отметить и то, что для обеспечения требуемого времени выполнения оперативного отключения (по нормативам безопасности – не более 0,2 с), все стоповые команды, а также сигналы от датчиков аварийного отключения (метан-реле и др.) работают по прерыванию, т.е. вне зависимости от опрашиваемого в настоящее время устройства, такой сигнал имеет приоритет, и при его поступлении остальные задачи прерываются.

Последовательные шины данных объединяют следующие устройства:

- модуль МКУ–модуль МСД-100;
- модуль МКУ–пульт ПКЛ–пульт ПКП–пульт ПКЦ–модуль МГУ;
- модуль МКУ–пульт ПРУ;
- модуль МКУ–система управления высшего уровня.

Для каждой из шин данных возможно задание своей скорости передачи данных, ожидания ответа, структуры посылки, других параметров обмена информацией. Это необходимо в связи с тем, что по шинам идут потоки информации различной интенсивности, а на физическом уровне шины выполнены в виде линий связи различной природы. Например, связь между пультами и модулем МКУ выполнена в виде проводного канала связи небольшой

длины (в пределах размера комбайна), при этом может быть задана достаточно высокая скорость обмена, а все связанные устройства обладают одинаковым приоритетом.

Шина МКУ–МСД-100 также является проводной и имеет очень малую физическую длину – модули находятся в одной оболочке, и в то же время информация модуля МСД-100 имеет высокий приоритет, что делает необходимым устанавливать относительно высокую скорость обмена для этой шины. При этом в связи с высоким уровнем электромагнитных помех все линии передачи информации внутри модуля МСД-100 выполнены по оптическим линиям связи.

Связь модуля МКУ с пультом ПРУ осуществляется по радиоканалу, при этом имеются специфические требования как к скорости передачи, так и к формированию посылок, связанных с частыми помехами и сбоями радиоканала.

Связь системы управления комбайна с системой высшего уровня – системой управления очистным комплексом (модуль управления штрековый МШУ), представленной на рис. 2 (см. 4-ю стр. обложки), осуществляется по длинному кабелю при помощи специальных устройств, передающих информацию по силовым жилам кабеля, питающего комбайн. Понятно, что такой канал имеет высокий уровень помех, не может обеспечить больших скоростей передачи данных (сравнимых со скоростями по комбайну).

Именно такое достаточно сложное построение системы позволяет обеспечить требуемое по безопасности время реакции на опасные ситуации и необходимый трафик обмена информацией, существенно повышает надежность, делает возможным отключение отдельных устройств, работа которых нарушена (решение об отключении тех или иных устройств принимается оператором).

Система управления очистным комплексом имеет иерархическую структуру, объединяя системы отдельных машин. Задачи управления решаются на локальном уровне, в качестве центрального узла выступает модуль МШУ (фактически – подземный диспетчерский пункт), осуществляющий координацию обмена данными, формирующий управляющие воздействия и имеющий интерфейс для взаимодействия с человеком-оператором и системой управления следующего уровня – АСУТП шахты в целом.

Как видно из описанного примера, системы управления горных машин имеют достаточно сложную как топологическую, так и информационную (сетевую) структуру, что определяется особенностями горных машин как объектов управления в реальном времени с повышенными требованиями безопасности, осуществляющих обмен информацией по линиям связи различной физической природы и пропускной способности.

8. *Повышенная загрязненность окружающей среды и рабочих жидкостей*. Широкое применение в машинах очистного механизированного комплекса гидравлических систем, работающих в чрезвычайно загрязненных условиях, требует особого внимания к процессам фильтрации рабочей жидкости, чистота которой напрямую определяет надежность функционирования систем управления. При этом необходимо иметь в виду, что наиболее гидрофицированный механизм очистного комплекса – механизированная крепь, потребляющая наибольшее количество рабочей жидкости, – предъявляет весьма жесткие требования к процентному содержанию присадок. Увеличение ресурса крепи на 30...40 % может быть достигнуто за счет поддержания точного состава эмульсии, что обеспечивается мехатронным регулируемым смесителем. Таким образом, возникает проблема непрерывного мониторинга качества рабочей жидкости в гидросистеме, постоянного поддержания ее уровня и чистоты.

9. *Высокий требуемый ресурс*. Для современных горных машин, работающих в высоконагруженных очистных и проходческих забоях, особенно актуальна разработка методов и технических средств для оценки индивидуального остаточного ресурса. Наиболее перспективным методом оценки индивидуального остаточного ресурса многоприводной горной машины по факторам усталости и износа можно считать метод, основанный на непрерывной регистрации и обработке в режиме реального времени активной мощности (и частоты питающей сети при использовании частотно-регулируемого привода) приводных электродвигателей.

В связи с этим на стадии выполнения проекта необходимо на моделях определять ресурс отдельных компонент и модуля в целом с учетом их взаимодействия и прогнозных циклов нагружения в конкретных горно-геологических условиях. В процессе эксплуатации требуется постоянный мониторинг израсходованного и остаточного ресурсов. Большие потери времени при проведении ремонтных работ и, следовательно, потери в выполнении установленных заданий требуют повышения уровня диагностики машин. Мониторинг технического состояния машин необходимо осуществлять за счет установки в характерных точках (узлах), которые определяются при виртуальных, а затем подтверждаются при экспериментальных испытаниях, специальных интеллектуальных сенсоров, объединенных в локальные информационные сети.

10. *Высокая степень опасности окружающей среды*. Работа горных машин сопровождается повышенной опасностью, что обусловлено значительным выделением метана, взрывоопасной мелкодисперсной пыли и с вероятностью внезапных выбросов угля и газа. Машины должны быть оснащены сенсорами контроля газа в зоне разрушения угля. Кроме того, контроль метана необходим не только в зоне разрушения угля, но и в зоне возможного выдергивания силового кабеля, а также контроля допустимого натяжения кабелеукладчика. Для ряда условий требуется секционное орошение, что потребует доработки конструкции крепи. Все это потребует использования дополнительных сенсоров и исполнительных устройств, их интеграции в конструкцию узлов, что приведет к еще большему увеличению доли электронно-информационных компонент.

Комплексно проблема должна решаться за счет применения специальных прогностических систем контроля окружающей среды.

Работа горных машин с высокими нагрузками в сложных горно-геологических условиях существенно осложняет и решение вопросов обеспечения приемлемых санитарно-гигиенических условий труда горнорабочих. В этом смысле одной из основных является проблема пылеподавления, о которой говорилось выше.

11. *Ограниченные возможности человека-оператора.* В современных условиях возросла важность и актуальность эргономических проблем, связанных с ограниченными психофизиологическими возможностями человека-оператора при работе, особенно в тонких пластах. Эти проблемы касаются как скорости формирования управляющих воздействий, так и возможности физического перемещения за быстродвижущимся очистным комбайном. Для их решения требуется максимальное удаление обслуживающего персонала из рабочей зоны, т.е. применения так называемых малолюдных технологий, что формирует специфические требования в части интеллектуализации систем управления.

12. *Высокая стоимость полномасштабных экспериментальных исследований.* Из процесса создания новых горных машин в настоящее время фактически выпала стадия шахтных испытаний. В связи с этим первые образцы созданной машины должны иметь высокую надежность и производительность, т.е. конструкторские и заводские ошибки и погрешности должны быть сведены к минимуму еще на стадии проектирования. Поэтому многократно возрастает важность создания и использования математических моделей, которые должны обеспечить проведение виртуальных испытаний создаваемых машин на ранних стадиях их проектирования.

Указанные особенности существенно ограничивают область допустимых решений при проектировании горных машин. Рассмотрим некоторые общие подходы к синтезу современных горных машин как мехатронных агрегатов, а именно начальный этап – формирование функциональной модели. Данный этап является ключевым, так как фактически формирует условия решения конкретной технической задачи системой. Однако формирование функциональных требований как к горным машинам, так и к мехатронным объектам, в целом либо не рассматривается вообще, либо носит эмпирический характер.

Проектирование сложной мехатронной системы, состоящей из большого числа мехатронных агрегатов, имеющих в свою очередь также сложную структуру узлов, модулей, сложным образом взаимодействующих, неизбежно сопровождается возникновением противоречий между ними. Их разрешение достигается при параллельном проектировании, что подразумевает не столько своевременное выделение необходимых объемов в общей компоновке узла, сколько формирование функционально-параметрических характеристик отдельных компонент с помощью различных видов моделирования на основе анализа функциональной (F)-модели и структурной (S)-модели (пример описания которой для привода подачи очистного комбайна приведен в [3]), выявление "конфликтующих" параметров в местах объединения (стыка) компонент и выработке способов их разрешения.

Поэтому при разработке мехатронных объектов возможно только параллельное проектирование компонент. Данный термин закреплен в [1], но здесь представляется интересным рассмотреть первоначальный английский термин – "concurrent engineering methods". По [11]: "concurrent – конкурент; *неотъемлемая часть;* фактор; *совпадающий; действующий совместно или одновременно*" (курсив наш). Как видно, английский термин более глубоко отражает сущность такого метода проектирования.

Каждая из машин очистного комплекса обеспечивает ряд функций, взаимодействует с окружающей средой, но ни одна из них самостоятельно не обеспечивает цели – обеспечение добычи угля с заданной производительностью в заданных горно-геологических условиях в течение заданного времени (с требуемым ресурсом). Для этого машины (мехатронные агрегаты) должны быть объединены в мехатронную систему – очистной комплекс, представленный на рис. 2 (см. 4-ю стр. обложки).

Основные функции очистного комплекса (F-модель) можно сформулировать так:

1) отбойка горной массы;
2) погрузка горной массы;
3) доставка горной массы;
4) крепление выработанного пространства;
5) передвижение на новую выемочную полосу.

F-модель очистного комбайна, обеспечивающего отбойку и погрузку горной массы, формулируется как:

1) перемещение всего комбайна вдоль очистного забоя по координате X (основной количественный параметр – скорость подачи, зависимый параметр – мощность привода подачи);

2) вращение исполнительных органов (основной количественный параметр – частота вращения, зависимый параметр – мощность привода резания);

3) перемещение исполнительных органов по координате Y (основной количественный параметр – скорость перемещения, зависимые параметры – расход и давление в гидросистеме, мощность привода гидросистемы);

4) диагностика собственного состояния (количественный параметр – время обнаружения отказа);

F-модель скребкового конвейера, обеспечивающего доставку горной массы, предусматривает:

1) перемещение отбитой горной массы вдоль очистного забоя по координате X (основной количественный параметр – скорость цепи, зависимый параметр – мощность привода);

2) авторегулирование процесса пуска (обратная связь – нагрузка приводов);

3) диагностика собственного состояния;

F-модель механизированной крепи, обеспечивающей крепление выработанного пространства и перемеще-

ние всех машин на новую выемочную полосу, предусматривает:

1) перемещение скребкового конвейера по оси Z;

2) перемещение ограждения (слив, распор) по координате Y;

3) перемещение (задвижка) по оси Z;

4) перемещение боковых щитков по координате X (для выравнивания секции и увеличения коэффициента затяжки кровли);

5) диагностика собственного состояния.

Основной количественный критерий выполнения цели очистного комплекса – соответствия теоретически и связанной с ней технической эксплуатационной производительности:

$$Q_т = hb_з\gamma v, \text{ т/мин}; \quad (1)$$

$$Q_э = 60k_т Q_т, \text{ т/ч}, \quad (2)$$

где $k_т$ – коэффициент технического использования; h – мощность пласта, м; $b_з$ – ширина захвата исполнительного органа выемочной машины, м; v – скорость перемещения выемочной машины, м/мин; γ – плотность угля в массиве, т/м^3.

Объединение трех машин в систему, управляемую человеком-оператором и взаимодействующую с окружающей средой, накладывает функциональные ограничения на скорость перемещения комбайна, а именно:

$$v \le \begin{cases} v_{тр} \\ v_{кр} \\ v_{ок} \\ v_{мв} \end{cases}, \quad (3)$$

где $v_{тр}$ – предельная скорость комбайна по фактору транспортирования, т.е. наибольшая скорость перемещения комбайна, при которой еще возможно транспортирование конвейером всего добытого угля; $v_{кр}$ – предельная скорость комбайна по фактору крепления, т.е. наибольшая скорость перемещения комбайна, при которой секции крепи еще успевают передвигаться к забою непосредственно за комбайном; $v_{ок}$ – предельная скорость комбайна по фактору перемещения оператора комбайна, т.е. наибольшая скорость перемещения комбайна, при которой оператор успевает перемещаться за комбайном и управлять им; $v_{мв}$ – предельная скорость комбайна по фактору метановыделения, т.е. наибольшая скорость перемещения комбайна, при которой обеспечивается безопасное содержание метана в зоне разрушения и других точках.

Описанные выше ограничения не являются новыми, однако их анализ совместно с представленными выше F-моделями позволяет сделать ряд новых выводов.

Скорость комбайна по фактору транспортирования при условии оптимального использования возможности конвейера (т.е. когда теоретическая производительность очистного комбайна равна производительности забойного конвейера) определяется по формуле

$$v_{тр} = \frac{v_ц}{\frac{hb\gamma}{s_{max}\gamma_р} \pm 1}, \text{ м/мин}, \quad (4)$$

где $v_ц$ – скорость цепи конвейера, м/мин; s_{max} – максимальная площадь поперечного сечения загрузочной части конвейера; $\gamma_р$ – плотность разрушенного угля, т/м^3.

В выражении (4) знак "+" соответствует попутному движению конвейерной цепи и комбайна.

Скорость крепления

$$v_{кр} = \frac{B_{кр}}{t_{кр}}, \text{ м/мин}, \quad (5)$$

где $B_{кр}$ – шаг установки секций крепи по длине лавы, м; $t_{кр}$ – время передвижки одной секции, мин.

Из (4) видно, что для повышения $v_{тр}$ необходимо увеличивать скорость тягового органа $v_ц$. Кроме того, $v_{тр}$ зависит от направления движения комбайна. Так как износ става и тягового органа конвейера пропорционален $v_ц$, то для обеспечения заданного ресурса необходимо дополнить F-модель конвейера следующими функциями:

4) авторегулирования скорости перемещения горной массы по координате X с обратной связью по скорости комбайна;

5) информационного взаимодействия с комбайном.

Из (5) следует, что для повышения $v_{кр}$ необходимо сокращать время $t_{кр}$, чего можно добиться за счет применения автоматической (без участия оператора) передвижки секции крепи по мере передвижения очистного комбайна. Для этого необходимо дополнить F-модель секции крепи следующими функциями:

6) автоматического перемещения скребкового конвейера по оси Z (обратная связь – положение комбайна);

7) автоматического перемещения по оси Z (задвижка), (обратные связи – положение комбайна и распор соседней секции);

8) авторегулирования положения по координате Y (обратная связь – давление распора);

9) авторегулирования положения по оси Z (обратная связь – положение конвейера);

10) информационного взаимодействия с другими секциями крепи.

Снять ограничение по скорости передвижения оператора возможно, только обеспечив автоматическое управление комбайном.

Для этого F-модель комбайна необходимо дополнить следующими функциями:

5) авторегулирования скорости подачи (обратная связь – нагрузка привода резания);

6) авторегулирования положения исполнительных органов по координате Y (обратная связь – крепость разрушаемой горной массы для работы без присечек и положение крепи по координате Y для обеспечения геометрической проходимости комбайна);

7) информационное взаимодействие с крепью.

При указанном расширении F-модели становится возможным управление всеми машинами очистного комплекса одним оператором посредством подземного (или наземного) диспетчерского пункта. Для обеспечения возможности дистанционного контроля и управления с такого пункта необходимо дополнить F-модели всех машин еще одной функцией: информационное взаимодействие с МШУ.

Выводы и направления дальнейших исследований

Очистные механизированные комплексы по сравнению с традиционными мехатронными системами (робототехническими комплексами, приборами, объектами компьютерной механики и др.) обладают рядом существенных особенностей, оказывающих значительное влияние на пути и способы их трансформации в мехатронные системы.

Сложная структура мехатронного очистного комплекса, определяемая большим числом функциональных связей между объектами различной физической природы, делает принципиально невозможным получение приемлемого результата при проектировании компонент системы по отдельности. В этом случае проектирование невозможно без использования мехатронных подходов, параллельного проектирования с применением различных видов моделирования, в первую очередь математического, как отдельных компонент, так и системы в целом для выявления конфликтующих параметров и их устранения, т.е. синергетического объединения компонент.

Особенности мехатронных систем неизбежно приводят к изменению принципов не только их проектирования, но и эксплуатации и подготовки специалистов в этой области.

В дальнейшем при разработке методов проектирования очистных механизированных комплексов как мехатронных систем необходимо уделить серьезное внимание комплексной проблеме передачи больших мощностей в условиях ограниченных габаритов, обеспечению ресурсных показателей, самодиагностики, прогнозу возникновения и развития аварийных ситуаций.

Список литературы

1. **Егоров О.Д., Подураев Ю.В.** Конструирование мехатронных модулей: Учеб. 2-е изд., исправ. и доп. М.: Изд. "СТАНКИН", 2005. 368 с.

2. **Горбатов П.А., Косарев В.В., Стадник Н.И.** Концептуальная характеристика сложных горных машин как мехатронных систем // Научн. тр. ДонНТУ. Вып. 104. Донецк: ДонНТУ, 2005. С. 53–61.

3. **Стадник Н.И., Сергеев А.В., Кондрахин В.П.** Мехатроника в угольном машиностроении // Горное оборудование и электротехника. Вып. 4. М.: 2007. С. 20–29.

4. **Стадник Н.И., Мезников А.В., Кондрахин В.П., Сергеев А.В.** Принципы мехатроники при проектировании горных машин // Матеріали Міжнародної конференції "Форум гірників–2007". Днепропетровск: НГУ, 2007. С. 7–17.

5. **Стадник Н.И., Сергеев А.В.** Электрический привод подачи очистного комбайна для тонких пластов // Мат. Международной конференции "Форум горняков – 2005". Т. 4. Днепропетровск: НГУ, 2005. С. 84–93.

6. **Вэнь Чже Ян.** Оценка ресурса деталей очистных комбайнов // Уголь. 2002. № 7. С. 14–18.

7. **Исследование** кинематических и силовых параметров цевочно-реечных движителей очистных комбайнов методом трехмерного моделирования // В.П. Кондрахин, А.В. Косарев, В.В. Косарев, Н.И. Стадник. Наукові праці Донецького національного технічного університету, вип. 13 (123), Серія: гірничо-електромеханічна, Донецьк, 2007, С. 74–83.

8. **Стадник Н.И., Сергеев А.В., Мезников А.В.** Системы электропривода современных забойных скребковых конвейеров // Горные машины и автоматика. 2002. № 12. С. 34–37.

9. **Косарев В.В., Сергеев А.В., Стадник Н.И., Рабинович З.М.** Влияние параметров системы электропривода и условий эксплуатации на нагрузку очистных комплексов // Уголь Украины. 1998. № 6. С. 24–27.

10. **Стадник Н.И., Мезников А.В., Сергеев А.В., Руденко И.Ю.** Увеличение производительности очистных комбайнов за счет повышения уровня питающего напряжения // Матеріали Міжнародної конференції "Форум гірників–2007". Днепропетровск: НГУ, 2007. С. 17–25.

11. **Англо-русский словарь** /Составил проф. В.К. Мюллер, издание 7. М.: Государственное издательство иностранных и национальных словарей, 1960.

Поздравляем юбиляра!

От издательства "Новые технологии", редколлегии и редакции журнала "Горное оборудование и электромеханика".

Николай Иванович СТАДНИК – член редколлегии журнала и один из наиболее активных его авторов. Достаточно сказать, что статья, публикуемая в настоящем номере, уже третья в этом году.

Конечно, дело не только в количестве статей, но прежде всего в их актуальности. В качестве примера отметим, что Николай Иванович, другие сотрудники Донгипроуглемаша практически первыми на пространстве бывшего СССР обратились к проблеме мехатронизации горных машин, прежде всего добычных. А это – единственный путь перехода к малолюдным, а может быть и к безлюдным технологиям.

Надеемся, что Николаю Ивановичу Стаднику удастся реализовать этот проект, как и многие другие.

Желаем юбиляру здоровья, творческих и производственных успехов, семейного счастья.

УДК 622.002.05

Л.И. Андреева, д-р техн. наук, ОАО "НТЦ-НИИОГР", г. Челябинск

Комплексная оценка деятельности ремонтного производства горно-добывающего предприятия

Рассмотрены методические подходы к оценке деятельности ремонтного производства, позволяющие принимать управленческие решения по совершенствованию ремонтной службы горно-добывающего предприятия (ГДП).

Перед ГДП независимо от их форм собственности стоит задача эффективного управления непрофильными активами, среди которых главная роль отводится системе технического обслуживания и ремонта (ТОиР) оборудования. При этом действуют разные и достаточно сильные побудительные мотивы – повышение акционерной стоимости компании, сокращение численности персонала ее технических служб, снижение издержек на ТОиР.

Актуальность проблемы обслуживания и ремонта горной техники объясняется значительными и непрерывно растущими абсолютными и относительными затратами трудовых, материальных и финансовых ресурсов, что отрицательно влияет на себестоимость продукции, ее конкурентоспособность. Величина финансовых издержек за весь срок эксплуатации технических объектов, как правило, многократно превышает их начальную стоимость. Это вызвано рядом причин:

- несовершенством организационной структуры системы ТОиР, связанным с выполнением собственными силами практически всех бизнес-процессов (функций);
- несовершенным технологическим уровнем ремонтной базы;
- отставанием в области методического обеспечения бизнес-процессов;
- низкой квалификацией и недостаточным или избыточным количеством ремонтного персонала;
- слабым уровнем информационного обеспечения.

Руководители ГДП в большинстве своем понимают необходимость совершенствования системы ТОиР, но не имеют методического инструментария для каких-либо изменений. В связи с этим вопросы совершенствования экспертных методов в управлении ГДП приобретают большое значение, поскольку именно в этой сфере имеются еще большие резервы роста повышения эффективности принимаемых управленческих решений.

Факторами, определяющими возникновение потребности в аудите, являются:

- субъективное мнение менеджмента относительно уровня организации производства в компании;
- потребность объективно оценить текущий уровень организации производства для выявления направлений совершенствования;
- потребность в экономическом обосновании инвестиций;
- потребность в разработке поэтапного плана перехода на другой уровень эффективности.

Рост интереса к экспертным методам вызван нестабильностью современной социально-экономической среды, недостаточной информативностью статистической и бухгалтерской отчетности.

Экспертное исследование (аудит) имеет целью повышение обоснованности таких технико-экономических и хозяйственных задач, которые не могут быть в полной мере описаны математически, поскольку являются "слабоструктурированными", т.е. содержат неопределенности, связанные не только с измерением, но и с самим характером исследуемых объектов.

Важнейшей составляющей эффективного управления компанией является определение проблемной ситуации, отражающей возникшее или назревающее неудовлетворительное состояние различных систем ГДП.

В сложившихся условиях наиболее действенным решением данной проблемы является проведение производственного аудита деятельности, в частности, ремонтного производства, для определения "узких мест", выявления резервов в организационной, технической, технологической и экономической системах ремонтного производства горно-добывающего предприятия (рис. 1).

Задачи анализа эффективности ремонтного производства имеют высокую степень неопределенности, которая обусловлена особенностями горных работ, субъективностью информации из-за сложности ее получения и, как правило, отсутствием базы данных для анализа за длительный период времени.

Это определило необходимость проведения на ряде ГДП производственного (технического) аудита ремонтного производства, позволяющего оценить эффективность и безопасность его организации, уровень соответствия технологических процессов и орга-

Рис. 1. Блок-схема проведения производственного (технического) аудита ремонтного производства горно-добывающего предприятия

низации производства определенным критериям и стандартам.

При проведении аудита ремонтного производства одного из горно-добывающих предприятий Казахстана был использован следующий подход – ремонтное производство предприятия рассматривалось как большая техническая и социально-экономическая система, имеющая определенную структуру, целевую функцию, элементы и связи (рис. 2).

Производственный (технический) аудит ремонтного производства проводился специалистами ОАО "НТЦ-НИИОГР" при участии руководителей и специалистов предприятия, его подразделений по следующим направлениям:

- организационно-техническая система ремонтного производства;
- состояние и использование парка основного горно-транспортного оборудования;
- технология ремонтного производства;
- структура и эффективность использования ремонтного персонала;
- оценка взаимодействия структурных подразделений;
- влияние режимов и условий эксплуатации, технологии и организации ремонта на эффективность использования горной техники;
- информационное обеспечение.

При выполнении работы были использованы следующие методы:

- анкетирование руководителей, специалистов и операционного персонала предприятия;
- моделирующие (проблемно-деловые) 2-дневные семинары;
- анализ статистических и отчетных данных подразделений;
- анализ документации, регламентирующей деятельность ремонтного производства;
- экспертная оценка, аналитические расчеты, системный анализ.

Исходными данными для проведения работы были:

- показатели работы ремонтных подразделений за несколько отчетных периодов;
- нормативная технологическая и отчетная документация, ремонтные регламенты, "Положение о ППР";
- результаты экспертной оценки технического состояния экскаваторов;
- характеристика мощностей ремонтного производства (подразделений).

Основные принципы выполнения работы:

- актуальность результатов работы для Заказчика, которая проявляется в готовности персонала пройти все этапы работы: от постановки задачи до ее решения;
- целенаправленность работы;
- наличие и достаточность знаний, позволяющих достигать поставленные цели;
- эффективность коммуникаций при выполнении работы.

В ходе проведения аудита установлено, что на эффективность ремонтного производства влияют факторы, связанные как с эксплуатацией, так и с ремонтом горной техники (рис. 3).

По данным предприятия, наблюдается тенденция к увеличению времени нахождения техники в ремонте при сохранении качества ремонтов, не обеспечи-

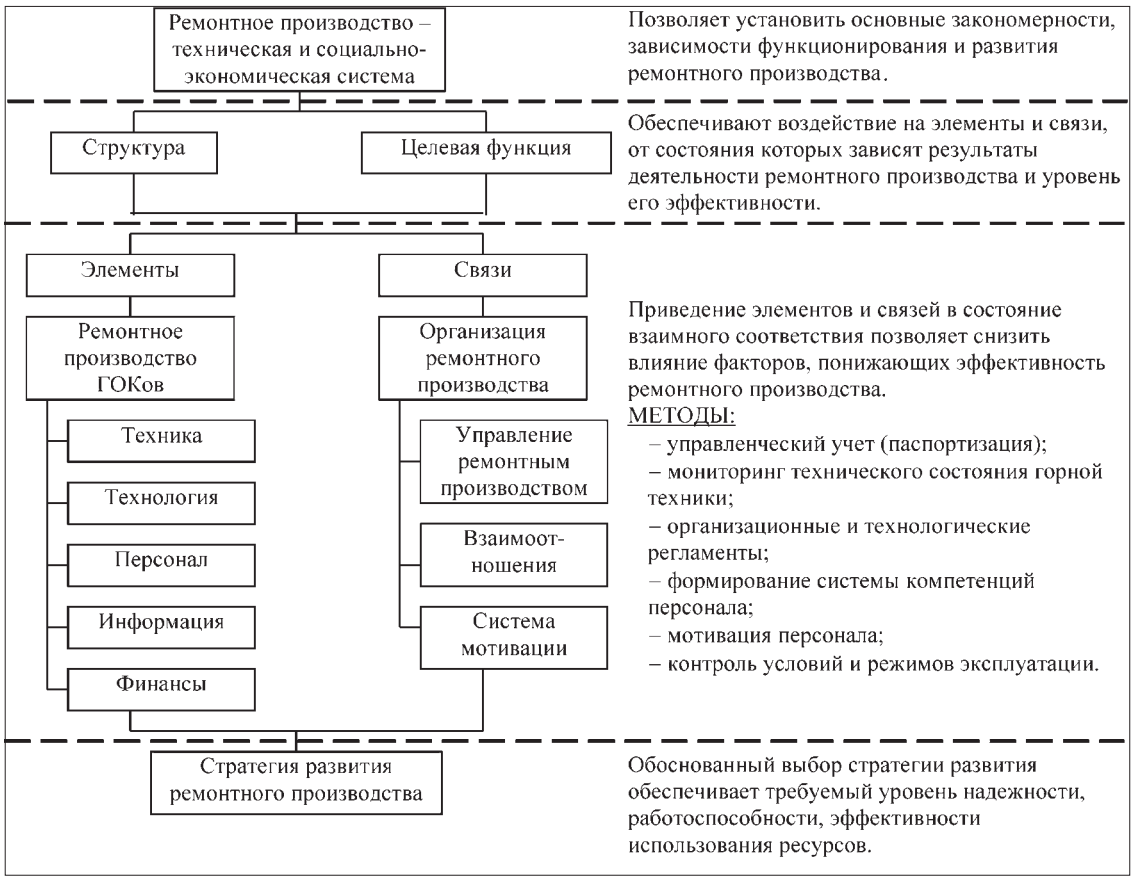


Рис. 2. Декомпозиция структуры ремонтного производства компании

вающего необходимый уровень работоспособности горных машин и оборудования.

Анализ распределения времени на планирование, подготовку и проведение ремонтных работ в подразделениях показал, что на планирование ремонта расходуется в 1,3–3,8 раза времени больше, на его подготовку – в 1,5–2,0 раза меньше, на проведение ремонта отклонения составляют 1,5–3,0 раза по сравнению со значениями, рекомендуемыми системой ППР, действующей на предприятии.

Тем не менее, специалисты ремонтного производства считают необходимым увеличить количество времени на проведение ремонта за счет перераспределения времени, отведенного на его подготовку. Практика показывает, что такое перераспределение времени приведет к сокращению межремонтного периода и, соответственно, к уменьшению объемов добычи полезного ископаемого.

Оценка простоев горного оборудования за 2006 г. показала, что из 8760 ч календарного фонда времени (КФВ) плановые и неплановые простои составили соответственно 37 и 24 %.

По расчетам на 1 ч планового простоя приходятся 0,2...3,0 ч неплановых простоев (в том числе и аварийных) (рис. 4).

Анализ технического состояния основного ГТО показывает, что оно в значительной степени зависит от режимов эксплуатации машин (квалификация машиниста, соблюдение графика ТОиР) и условий, в которых эксплуатируется оборудование.

Предварительные расчеты по службе ремонта экскаваторов показали, что около 55 % погрузочной

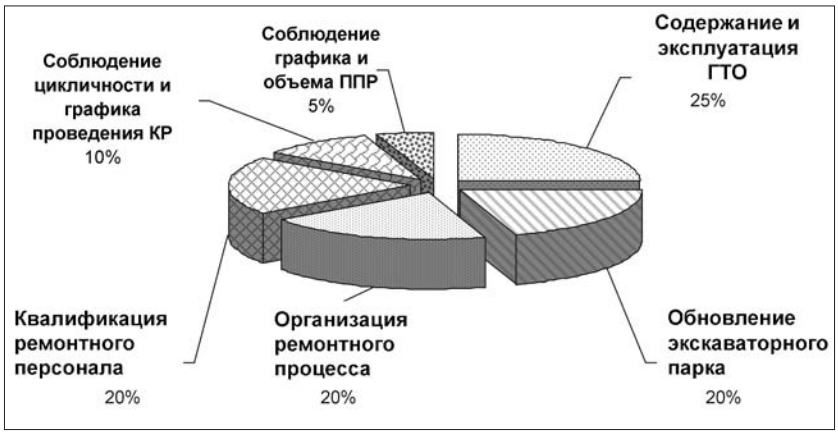


Рис. 3. Факторы, влияющие на эффективность ремонтного производства

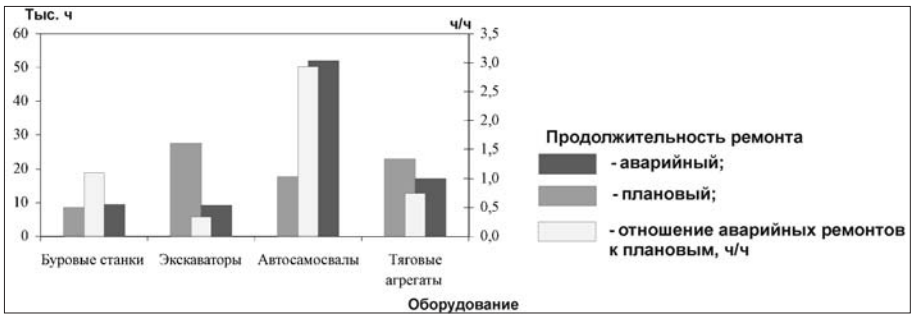


Рис. 4. Простои оборудования в аварийных и плановых ремонтах

		Режимы эксплуатации		
		хороший	удовлетворительный	неудовлетворительный
Условия эксплуатации	хорошие	Склады: № 200 16,0 тыс.руб./маш.-ч		
	удовлетворительные		Вскрыша, отвал: № 131 21,0 тыс.руб./маш.-ч	
	неудовлетворительные			Добыча: № 133 32,0 тыс.руб./маш.-ч

Рис. 5. Влияние режимов и условий эксплуатации экскаваторов на расход запасных частей:
режимы эксплуатации: квалификация машиниста экскаватора; соблюдение графика плановых ремонтов;
условие эксплуатации: наличие негабаритов; ширина рабочей площадки; угол наклона рабочей площадки

мощности (суммарной емкости ковшей экскаваторов) эксплуатируются с неудовлетворительными режимами либо в неудовлетворительных условиях. Расход запасных частей на обеспечение 1 маш.- работы экскаватора в таких условиях возрастает в 2,0–2,5 раза (рис. 5).

Действующая система учета годового КФВ сформирована таким образом, что существует возможность "размывания" потерь времени и ресурсов по процессам и операциям – как при эксплуатации, так и при ремонтном обслуживании горной техники (рис. 6, столбец *а*).

Оценка уровня эффективности использования горного оборудования проводилась на основе расчета доли времени его продуктивной работы в КФВ представлено в виде столбца *б* на рис. 6. В столбце *в* представлены резервы времени на повышение уровня использования технологических возможностей экскаваторов.

Согласно разработанной в НТЦ-НИИОГР методике при анализе эффективности использования ГТО оценивались показатели, определяющие:

- интенсивность использования оборудования (объемы производства, производительность);
- надежность оборудования (простои оборудования, срок службы);
- экономичность (затраты на эксплуатацию и ремонт).

В результате чего было установлено, что из 112 экскаваторов 67 работают в низкоэффективной и высокозатратной зоне.

При выборочном обследовании 25 экскаваторов, эксплуатируемых на отвале, складе на добычных участках карьеров, установлено, что 50 % техники находится в аварийном или предаварийном состоянии (см. таблицу).

По результатам обследования экскаваторов было рекомендовано:

1) в рамках проведения профилактического обслуживания экскаваторов составить график контроля технического состояния узлов и агрегатов, персонифицировать ответственность за его выполнение;

2) определить техническое состояние каждого экскаватора (экспертно, инструментально, с помощью приборов);

3) составить графики периодичности и продолжительности, определить содержание ежесменного, еженедельного и ежемесячного технического обслуживания экскаваторов. Ответственность за их выполнение закрепить за экипажем;

4) разработать инструкцию по контролю за качеством ремонтных работ, проводимых силами ремонтных бригад;

5) проверить укомплектованность ремонтных бригад инструментом, оснасткой и комплектующими;

6) провести ревизию (наличие и качество) требуемой технической документации (регламентов ТО,

Количество дефектов, выявленных на обследованных экскаваторах

Подразделение	Количество обследованных экскаваторов, ед.	Количество дефектов, ед.			Суммарное количество дефектов, ед.	Количество дефектов на машину в среднем, ед.
		Рабочее оборудование	Механизмы поворотной платформы	Ходовая тележка		
Карьер 1	5	11	5	11	27	5,4
Карьер 2	11	15	15	12	42	3,8
Карьер 3	9	17	27	19	63	7,9
Всего	25	43	47	42	132	5,5

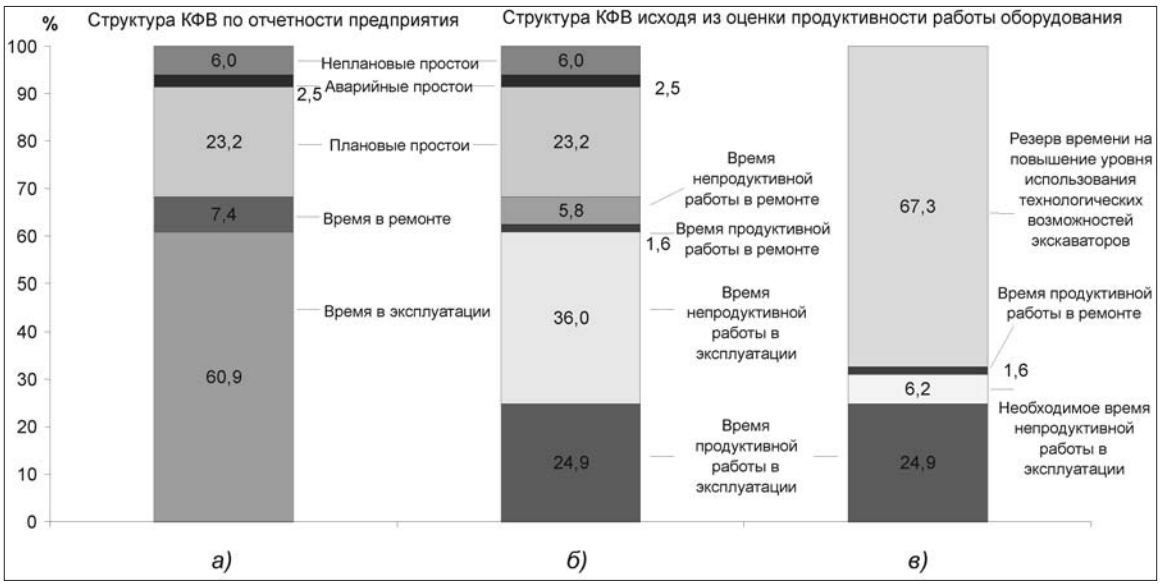


Рис. 6. Структура календарного фонда времени и эффективность использования экскаваторов

Т1) на каждом экскаваторе, при необходимости укомплектовать;

7) организовать контроль за состоянием забоя, режимом и условиями эксплуатации (экипаж).

Анализ результатов анкетирования с учетом мнений персонала всех подразделений выявил три основных фактора, влияющих на структуру затрат: плохое снабжение материалами и оборудованием; низкий профессиональный уровень исполнителей работ и высокая степень износа оборудования (рис. 7).

Выявленные факторы являются типичными для предприятий горно-добывающей промышленности, но доля их может изменяться в зависимости от уровня организации ремонтного производства.

Факторы, характеризующие организацию ремонтных работ (низкая ответственность ИТР и рабочих, низкая дисциплина выполнения приказов), оказывают, по мнению опрашиваемых, незначительное влияние на структуру затрат ремонтного производства.

При планировании работ в ремонтном производстве компании преимущественно используется информация, в достоверности которой в силу различных причин есть основания сомневаться. В качестве такой информации принимаются либо обобщенные долгосрочные нормативные данные безотносительно к конкретным техническим объектам, либо субъективные решения персонала, зависящие от его опыта, нравственных качеств. Это относится к определению текущего технического состояния оборудования, периодичности технического обслуживания и ремонтов, видов и продолжительности ремонтных работ, расходованию трудовых, материальных (запасные части) и, как результат, финансовых ресурсов. Недостаточная точность такой информации приводит к перерасходу всех видов ресурсов. При этом допущенные просчеты и неточности многократно повторялись вследствие отсутствия действенной системы учета выполненных работ, их анализа и корректировки на этой основе планируемых работ.

Разобщенность и нечеткость учета затрат по разным статьям дали возможность предприятию включать в эти статьи другие расходы, не имеющие отношения к ремонту и содержанию оборудования.

Такая система учета затрат затрудняет их реальную оценку, искажает их величину, что вынуждает руководителей подразделений и цехов принимать необос-

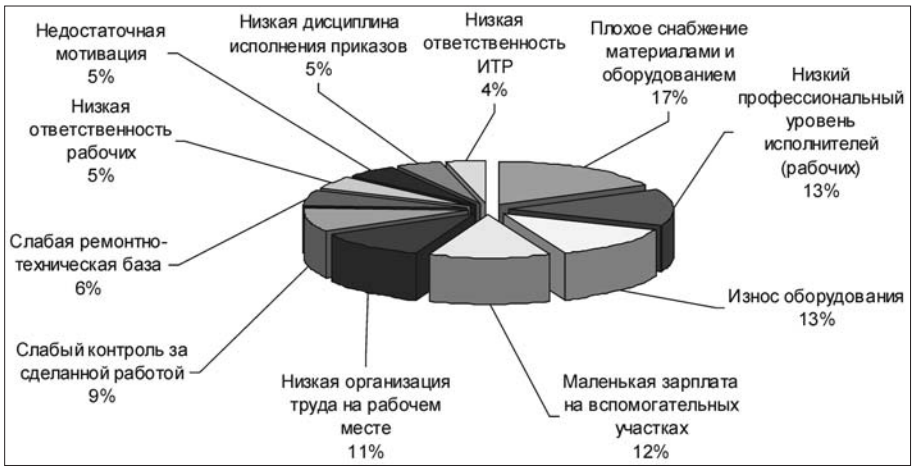


Рис. 7. Результаты анкетирования руководителей и специалистов по определению факторов, влияющих на структуру затрат ремонтного производства

нованные решения с последующими негативными последствиями.

Формирование системы учета в ремонтном производстве должно быть основано на использовании методик планирования всех видов деятельности в системе ремонта, учете затрат по месту их возникновения, что позволит контролировать факт выполнения работ (дата начала и окончания, трудовые, материальные, финансовые затраты), их стоимость и сравнивать их с плановыми значениями.

По результатам опроса руководителей, специалистов и анализа отчетных данных были выявлены факторы, определяющие существующее неудовлетворительное состояние горного оборудования:

- существенные отклонения (15...35 %) от графиков ремонта при проведении капитальных и средних ремонтов, профилактических работ;
- низкое качество выполняемых ремонтов (по оценкам службы, эксплуатирующей горную технику);
- отсутствие контроля за соблюдением режимов эксплуатации горной техники в соответствии с паспортом (оборудования, забоя и пр.).

Установленные факторы относятся к организационным. Совокупность этих факторов свидетельствует о недостаточно эффективной реализации функции управления ремонтным производством (планирование, организация, мотивация, корректировка и контроль).

Оценка стоимости в 1 маш.-ч ремонта и эксплуатации горной техники и оборудования в подразделениях предприятия показала значительный разброс значений:

на ремонт – 1,5...420 у.е.;

на эксплуатацию – 0,5...110 у.е.

Такой разброс значений стоимости ремонта и эксплуатации обусловлен реализуемой стратегией ремонтного производства: необоснованной минимизацией затрат, сложившимся приоритетом распределения ресурсов между основным и ремонтным производствами, отсутствием мотивации труда ремонтного персонала.

Для повышения уровня эффективности ремонтного производства и использования имеющихся ресурсов приоритетной задачей должна стать стандартизация производственных операций и процессов, которая регламентирует время производительной работы техники и стоимость обеспечения работоспособности оборудования.

Необходимым условием решения этой задачи является паспортизация оборудования, позволяющая вести учет данных по каждой единице техники (технические характеристики, состояние, расход материалов и запчастей, статистика отказов, плановость ТО и ремонта, стоимость обслуживания и т.д.).

Анализ структуры затрат на ремонт горных машин и оборудования показал, что значительную часть составляют затраты на запасные части и материалы (32,6...84,5 %), оплата труда ремонтного персонала в структуре себестоимости ремонтного производства составляет 3...21 %. Это объясняется тем, что сформированные в настоящее время приоритеты и критерии, реализуемые руководством предприятия в системе организации и оплаты труда ремонтного персонала, в значительной мере исчерпали свои мотивирующие возможности.

Механизм формирования потребности в ресурсах, действующий в ремонтном производстве компании, аналогичен большинству горно-добывающих предприятий. Его основным недостатком является то, что определяющим фактором выступает отношение планируемых затрат к фактическим за предшествующий период.

Потребность в ресурсах ремонтного производства должна быть основана на оценке экономической целесообразности проведения ремонтов каждой единицы техники, персонифицированной ответственности за использование ресурсов на рабочем месте, участке, цехе, на формировании системы экономических отношений между службами технической и производственной эксплуатации горной техники и оборудования.

По мнению руководителей и специалистов подразделения предприятия, низкий уровень использования производственных ресурсов в значительной степени является следствием того, что их нормирование проводится с учетом уже достигнутого уровня эффективности. Оценка состояния нормативной базы ремонтного производства показала, что 30 % норм и нормативов на ресурсы соответствуют существующему уровню организации и технологии ремонта, 70 % нормативов либо завышены, либо занижены. Сохранение такого соотношения не позволяет ремонтному производству выйти на другой уровень эффективности.

Таким образом, при проведении производственного аудита компании было отмечено, что в ремонтном производстве по существу сохраняется система управления, соответствующая прежним нерыночным экономическим отношениям. Характерным для этой системы является то, что возникающие в процессе производства проблемы решаются не в месте их появления, а в основном на уровне высшего руководства. Высшее руководство перегружено текущими задачами, а средние и низшие уровни управления вместо организации взаимодействия со смежниками по поиску и реализации решений обычно находятся в режиме ожидания этих решений. Сильные вертикальные или слабые горизонтальные связи в организационной структуре не позволяют отладить эффективное сотрудничество руководителей и специалистов подразделений. Отсюда вместо эффективного партнерства преобладает жесткое администрирование.

Эффективное управление ресурсами в ремонтном производстве может быть обеспечено при условии понимания руководителями и специалистами ремонтных служб всех структурных подразделений предприятия их целей, предназначения, функций, при условии определения полномочий и ответственности всего персонала.

УДК 622.62.004.67

Н.В. Рябков, директор шахты, ООО "Чертинская-Коксовая", **А.С. Довженок,** д-р техн. наук,
В.А. Хажиев, инж., ОАО "НТЦ-НИИОГР", г. Челябинск

Влияние регламентации ремонтных процессов на аварийность подземного рельсового транспорта на угольной шахте

На практическом примере рассмотрены основные этапы и результаты процесса организационно-технологической регламентации системы обеспечения работоспособности рельсового транспорта на угольной шахте.

На шахте "Чертинская-Коксовая" в результате целенаправленных преобразований в системе эксплуатации рельсового транспорта в течение года был обеспечен рост среднемесячного объема перевозок угля в 1,5 раза. При таком увеличении объемов перевозок соответственно возросла нагрузка на агрегаты, узлы, детали рельсового транспорта и увеличилась интенсивность их износа. Однако в системе предупреждения поломок рельсовых дизелевозов, которое на шахте осуществляется посредством проведения ТО, изменения были проведены с некоторым опозданием по отношению к системе эксплуатации. Это опоздание привело к возрастанию аварийных поломок (рис. 1, *б*) и трудозатрат на их устранение (см. рис. 1, *а*, *в*).

Анализ работы рельсового транспорта на шахте показал, что частота аварийных поломок в среднем в 12 раз меньше, чем частота проведения ТО. Вместе с тем продолжительность устранения одной аварийной поломки в 20 раз больше, чем время проведения одного ТО. В результате при относительно низкой частоте аварийных поломок доля затрат времени на их устранение в общей структуре времени при ремонте рельсовых дизелевозов составляла около 2/3, а при увеличении нагрузки на дизелевозы эта доля увеличилась до 3/4. Такая тенденция опасна, поскольку возрастает вероятность снижения достигнутого уровня объема перевозок.

Для изменения опасной тенденции на более благоприятную было принято решение разработать и реализовать мероприятия по существенному снижению аварийности. Разработка и реализация мероприятий по решению этой задачи были возложены на группу, сформированную из штатных работников шахты по принципам достаточной квалификации персонала и личного интереса в получении положительного результата. Научно-методическое сопровождение работы группы обеспечивалось специалистами ОАО "НТЦ-НИИОГР". Сами преобразования осуществлялись в V этапов, представленных на рис. 2.

Первым результатом работы группы стало выявление основных причин низкой эффективности системы ремонта рельсовых дизелевозов:

- нарушается последовательность постановки рельсовых дизелевозов на ТО;
- нарушается последовательность проведения операций ТО;
- не согласовано взаимодействие ремонтного персонала при непосредственном выполнении операций ТО;
- не определен объем расхода материально-технических ресурсов на операции ТО;
- не учитывается и не контролируется качество проведения ТО.

Анализ причин низкой эффективности показал, что в их основе лежит неудовлетворительные технологический и организационный регламенты процессов ремонта.

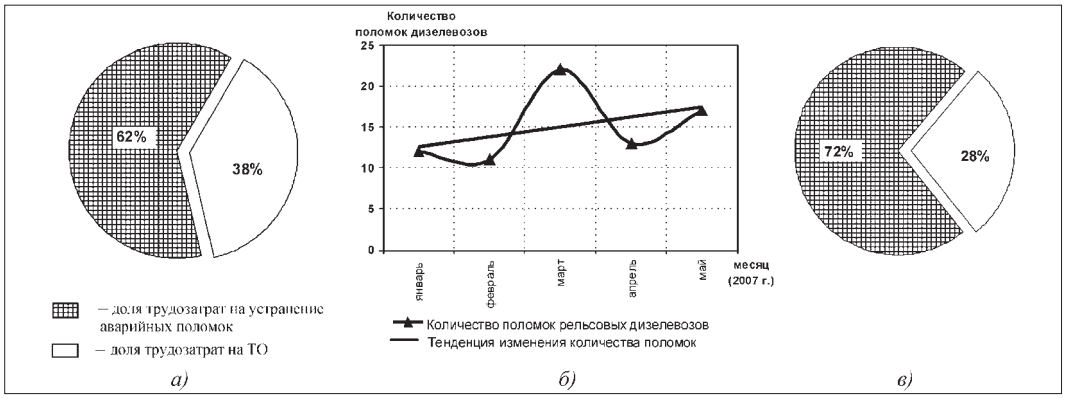


Рис. 1:
а – структура трудозатрат при ремонте рельсовых дизелевозов до возрастания объемов перевозок угля;
б – количество аварийных поломок рельсовых дизелевозов после возрастания объемов перевозок угля;
в – структура трудозатрат при ремонте рельсовых дизелевозов после возрастания объемов перевозок угля

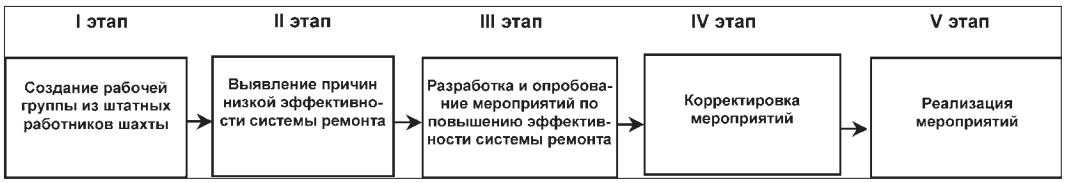


Рис. 2. Основные этапы реализации мероприятий по повышению эффективности системы ремонта

Под технологическим регламентом процессов ремонта нами понимается свод правил, устанавливающий последовательность действий персонала ремонтной службы по выполнению технологических операций с применением требуемой оснастки и инструментов в заданных параметрах продолжительности, трудоемкости и качества ремонтных процессов. Под организационным регламентом нами понимается свод правил, устанавливающий последовательность действий руководителей и операционного персонала ремонтной службы по планированию, подготовке производства, контролю результатов ремонтных работ, контролю режимов и условий эксплуатации, обеспечивающих исполнение технологического регламента в заданных параметрах, достижение эффективности использования оборудования, труда ремонтного персонала и денежных средств.

Для формирования технологического регламента ремонта были разработаны технологические карты на проведение ТО, которые содержат описание последовательности операций, технических требований, критериев предельного состояния узлов, агрегатов, деталей, необходимых материально-технических ресурсов, необходимой оснастки, трудозатрат.

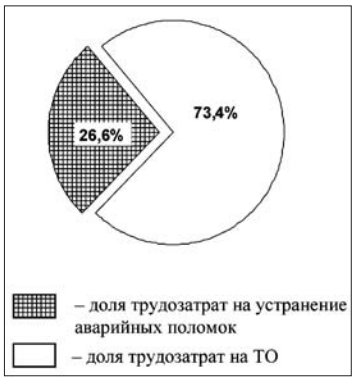


Рис. 3. Структура трудозатрат при ремонте рельсовых дизелевозов после внедрения регламентов

Для формирования организационного регламента были разработаны:

- график постановки на ТО и ремонт рельсового транспорта;

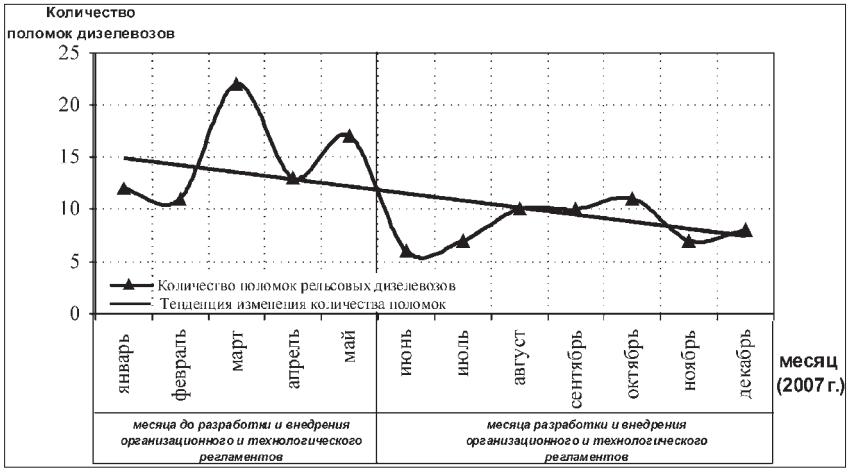


Рис. 4. Количество аварийных поломок рельсовых дизелевозов за 2007 г.

- сетевой график проведения технологических операций ТО;
- журнал ежесуточного учета проведения ТО, позволяющего контролировать время выполнения ТО, виды выполненных ТО и ответственных за их качество.

Внедрение разработанных регламентов позволило улучшить показатели работы системы ремонта в части предупреждения поломок рельсовых дизелевозов (см. таблицу и рис. 3).

Целенаправленно было проведено перераспределение трудозатрат в ремонте. В 2,6 раза больше стало уделяться времени на ТО, при этом снизились затраты времени на устранение аварийных поломок в 2,7 раза и снизилось количество аварийных поломок в 1,9 раза (рис. 4).

Таким образом, изменение отношения к проведению технического обслуживания позволило разработать и внедрить технологический и организационный регламенты процессов ремонта, которые начали осваиваться персоналом ремонтной службы. В результате уменьшилось количество среднемесячных аварийных поломок в 1,9 раза без увеличения общего времени ремонтных процессов.

Показатели работы системы ремонта

Регламенты	Показатели	До регламентации	После регламентации	Снижение значений показателей, раз
Организационный	Продолжительность сменных простоев рельсовых дизелевозов в ожидании проведения ТО, ч	8	2	4
	Количество отклонений от "Графика постановки на ТО и ремонт" по виду проведения ТО, шт.	6	2	3
Технологический	Среднее отклонение продолжительности проведения ТО от запланированного, мин	(+40)...(–30)	(+15)...(–20)	2,7 1,5

УДК 622.684:629.114.42

А.В. Глебов, канд. техн. наук, заместитель директора по научным вопросам, Институт горного дела УрО РАН, г. Екатеринбург

Методика оценки уровня потребительских качеств и конкурентоспособности геотехники *(на примере карьерных автосамосвалов)*

На примере карьерных автосамосвалов приведена методика определения уровня потребительских качеств и конкурентоспособности геотехники в конкретных условиях эксплуатации. Уровень потребительских качеств оценивается на основе комплексного учета частных уровней качества: технического, сервисного обслуживания, пригодности к конкретным условиям эксплуатации и производственной эффективности с учетом изменения во времени. Конкурентоспособность определяется по трем критериям: "цена автосамосвала – технический уровень"; "стоимость сервисного обслуживания – его уровень"; "затраты на приобретение и сервисное обслуживание – уровень потребительских качеств".

Создание высококачественных изделий, соответствующих или превосходящих мировой уровень и обеспечивающих наибольшую эффективность в производстве и эксплуатации, а также конкурентоспособность на внешнем рынке, вызывает необходимость широкого использования комплексных прогнозных оценок в управлении техническим уровнем и качеством продукции, в том числе автосамосвалов.

Выбор лучшей модели автосамосвала для конкретного карьера при наличии большого многообразия модификаций и фирм-производителей представляет определенную сложность для предприятия и проектного института, так как нет научно обоснованной методики оценки уровня качества (потребительских свойств) автосамосвала и его конкурентоспособности.

Новизна предлагаемой методики заключается в том, что:

- обобщенный показатель уровня потребительских качеств автосамосвала (УПК) в системе "автосамосвал–карьер" оценивается на основе частных уровней качества: технического (ТУ), сервисного обслуживания (УСО), пригодности горно-транспортным условиям карьера (УП), производственной эффективности работы (УПЭ);
- выбор параметров и показателей (индикаторов) для оценки УПК автосамосвала производится исходя из характера влияния их на себестоимость транспортирования горной массы, объемы дополнительной вскрыши, уровень травматизма на предприятии, величину затрат от простоя карьера, а также на другие показатели работы транспорта и карьера в целом;
- значимость единичных и групповых индикаторов определяется двумя методами: безэкспертной оценки при определении отдельных качественных уровней (ТУ, УСО, УП и УПЭ) и методом экспертного ранжирования при определении УПК;
- коэффициенты значимости определяются на текущий период, прогнозируемый год и расчетный период времени;
- конкурентоспособность моделей автосамосвалов одного класса грузоподъемности определяется по нескольким критериям: "цена автосамосвала – ТУ"; "стоимость сервисного обслуживания – УСО"; "затраты на приобретение и сервисное обслуживание – УПК".
- выбор лучшей модели автосамосвала из числа нескольких одного класса грузоподъемности производится по показателю УПК и коэффициентам конкурентоспособности.

Общие положения

Для оценки ТУ, УСО, УП, УПЭ автосамосвалов необходимо выбрать сравниваемые модели среди одного класса по грузоподъемности. Автосамосвалами одного класса считаются те, которые имеют отклонение по грузоподъемности, равное ±10 % от грузоподъемности оцениваемой модели.

Выбираются индикаторы (x_i) (параметры и показатели), по которым будет проводиться оценка сравниваемых машин, и заполняется матрица данных. По каждому отобранному для оценки индикатору определяются единичные уровни (q_i), по формулам $q_i = x_i/x_{max}$ или $q_i = x_{min}/x_i$ в зависимости от того, улучшается (+) оцениваемый уровень при увеличении отдельного индикатора или ухудшается (–).

Для каждой сравниваемой модели по всем группам индикаторов определяется сумма единичных уровней, т.е. групповой уровень (α_i)

$$\alpha_i = \sum_{i=1}^{n} q_i, \qquad (1)$$

где n – количество индикаторов в группе.

Таблица 1

Коэффициенты значимости оцениваемых индикаторов

Ранг индикатора	Коэффициент значимости по З.Т. Акашеву	Откорректированные значения коэффициентов значимости в зависимости от количества индикаторов			
		5	4	3	2
1	0,620	0,6269	0,637	0,664	0,743
2	0,235	0,2363	0,238	0,2436	0,257
3	0,890	0,0895	0,090	0,0924	–
4	0,034	0,0342	0,035	–	–
5	0,013	0,0131	–	–	–
6	0,009	–	–	–	–

Для каждой анализируемой модели автосамосвала по каждой группе определяется относительное значение группового уровня (b_i)

$$b_i = \alpha_i / \alpha_{i\,\max}, \qquad (2)$$

где $\alpha_{i\,\max}$ – максимальное значение среди всех значений α_i.

Групповой уровень сравниваемых автосамосвалов на текущий момент времени ($У_{i\text{т}}$) определяется по формуле

$$У_{i\,\text{т}} = b_i \times K_{i\,\text{т}}, \qquad (3)$$

где $K_{i\,\text{т}}$ – коэффициент значимости i-й группы на текущий момент времени, определяемый методом безэкспертной оценки (табл. 1). Коэффициенты значимости имеют фиксированные значения.

Расчет УПК предусматривает определение коэффициентов значимости групповых индикаторов внутри каждого уровня и коэффициентов значимости частных уровней внутри обобщенного показателя УПК. В связи с тем, что количество оцениваемых индикаторов, групповых показателей и уровней может меняться в зависимости от наличия информации и требований потребителя, нами были откорректированы коэффициенты значимости, определенные З.Т. Акашевым [1, 2].

Групповой уровень сравниваемых автосамосвалов на прогнозируемый год ($У_{i\,\text{п}}$) определяется по формуле

$$У_{i\,\text{п}} = b_i \times K_{i\,\text{п}}, \qquad (4)$$

где $K_{i\,\text{п}}$ – коэффициент значимости i-й группы на прогнозируемый год, определяемый методом безэкспертной оценки (см. табл. 1).

Групповые индикаторы ранжируются методом экспертного опроса компетентных специалистов.

Обобщенные показатели оцениваемых уровней на текущий момент и прогнозируемый год по каждой сравниваемой модели автосамосвалов определяются по формуле

$$Z_i = \sum_{i=1}^{n} У_i. \qquad (5)$$

Относительные значения показателей оцениваемых уровней сравниваемых моделей на текущий момент и на прогнозируемый год определяются по формулам

$$\lambda_{\text{т}} = Z_{i\,\text{т}} / Z_{\text{т}\,\max}, \qquad (6)$$

$$\lambda_{\text{п}} = Z_{i\,\text{п}} / Z_{\text{п}\,\max}. \qquad (7)$$

Показатели оцениваемых уровней на расчетный период времени рассчитываются путем совместного учета показателей на текущий момент и прогнозируемый год по формуле

$$\lambda_{\text{т-п}} = (\lambda_{\text{т}} + \lambda_{\text{п}})/2. \qquad (8)$$

Оценка ТУ автосамосвала

Для оценки ТУ отобраны индикаторы, оказывающие влияние на себестоимость транспортирования горной массы, объемы дополнительной вскрыши, уровень травматизма на предприятии и на величину затрат от простоя карьера, а также другие показатели работы автотранспорта и карьера в целом (табл. 2).

Далее в соответствии с общими положениями (изложенными выше) оцениваем ТУ сравниваемых моделей автосамосвалов на текущий момент и прогнозируемый год, а также находим относительные показатели ТУ по каждой из сравниваемых моделей.

Выбор модели автосамосвала из относящихся к одному классу по грузоподъемности на данном этапе осуществляется по критерию "цена – ТУ". Так как ТУ автосамосвала изменяется во времени, а цены на отдельные модели непрерывно увеличиваются в разной степени, то конкурентоспособность модели является величиной переменной и должна определяться с учетом динамики цен.

Конкурентоспособность по техническому уровню ($K_{\text{ту}}$) сравниваемых моделей автосамосвалов оценивается на текущий момент, прогнозируемый год и расчетный период времени (табл. 3) по формуле

$$K_{\text{ту}} = \lambda_{i\,\text{ту}} / Э_{i\,\text{ту}}, \qquad (9)$$

где $\lambda_{i\,\text{ту}}$ – относительный показатель ТУ i-й модели автосамосвала; $Э_{i\,\text{ту}}$ – показатель конкурентоспособности по цене

Таблица 2

Структура групповых индикаторов

№	Состав групповых индикаторов	Единица измерения
1	*Технические*	
1.1	Грузоподъемность	т
1.2	Удельный расход топлива при номинальной мощности двигателя	г/(кВт·ч)
1.3	Удельная мощность двигателя	кВт/т
1.4	Коэффициент тары	
1.5	Удельная нагрузка на дорожное полотно от груженого автосамосвала	кгс/см^2
2	*Технологические*	
2.1	Скорость движения на уклоне 8 %	км/ч
2.2	Пробег шин для стандартных дорожных условий	км
2.3	Наработка двигателя до капитального ремонта	ч
2.4	*Коэффициент, учитывающий параметры разгрузки	
3	*Безопасности*	
3.1	Максимальная скорость движения автосамосвала, при которой эффективно работает тормоз-замедлитель на уклоне 8 %	км/ч
3.2	Тормозной путь самосвала полной массой на сухой трассе при скорости 40 км/ч до полной остановки при торможении рабочей тормозной системой	м
3.3	Уклон, на котором стояночные тормозная система обеспечивает неподвижность автосамосвала полной массой	%
4	*Экологические*	
4.1	Максимальное содержание вредных веществ в выхлопных газах: CO, CH, NO_X	мг/м^3
4.2	Дымность отработавших газов	%
4.3	Количество выхлопных газов на 1 кВт·ч работы двигателя	м^3
5	*Эргономические*	
5.1	Уровень шума в кабине	дБА
5.2	Максимальный уровень вибрации в кабине	м/с^2·10^{-2}
5.3	Максимальное усилие на рулевом колесе	МПа

*l – расстояние от оси задних колес до, м; $h_р$ – расстояние от нижнего среза кузова до поверхности отвала, м; λ – угол подъема кузова при разгрузке, °.

$$Э_{i\,ту} = Ц_i / Ц_{\min}, \qquad (10)$$

где $Ц_i$ – цена 1 т грузоподъемности сравниваемой модели автосамосвала; $Ц_{\min}$ – минимальная цена 1 т грузоподъемности автосамосвала среди сравниваемых моделей.

Цена на прогнозируемый год определяется для каждой оцениваемой модели умножением текущей цены автосамосвала на коэффициент удорожания ($K_у$), определяемого путем изучения темпов роста его цены за предшествующий период времени методом экстраполяции

$$Ц_п = Ц_т \times (1 + K_у / 100). \qquad (11)$$

Относительное значение коэффициента конкурентоспособности (ξ) определяется по формуле

$$\xi_i = K_{i\,ту} / K_{i\,\max}, \qquad (12)$$

где $K_{i\,\max}$ – максимальное значение среди всех значений $K_{i\,ту}$.

Лучшей моделью автосамосвала по ТУ считается та, которая имеет меньшее относительное значение показателя конкурентоспособности, т.е. ξ = 1,0, при остальных значениях ξ > 1,0.

Оценка УСО автосамосвалов

Для оценки УСО автосамосвала выбраны наиболее значимые виды услуг (индикаторы), т.е. услуги, оказание которых сопряжено со значительными затратами для горного предприятия, а неоказание – с существенными потерями на рынке или в процессе эксплуатации (табл. 4).

Аналогично ТУ по общим положениям оценивается показатель УСО на текущий момент и прогнозируемый год по каждой сравниваемой модели автосамосвалов.

Таблица 3

Оценка конкурентоспособности сравниваемых автосамосвалов

Показатель	Обозначение	Текущий момент				Прогнозируемый год				Расчетный период времени			
		А	Б	...	N	А	Б	...	N	А	Б	...	N
Относительный показатель ТУ	$\lambda_{ту}$	$\lambda_{ТА}$	$\lambda_{ТБ}$	...	$\lambda_{Тn}$	$\lambda_{ПА}$	$\lambda_{ПБ}$	...	$\lambda_{Пn}$	$\lambda_{А}$	$\lambda_{Б}$	...	λ_{n}
Цена за 1 т грузоподъемности	$Ц_i$	$Ц_{ТА}$	$Ц_{ТБ}$	...	$Ц_{Тn}$	$Ц_{ПА}$	$Ц_{ПБ}$	...	$Ц_{Пn}$	$Ц_{А}$	$Ц_{Б}$	...	$Ц_{n}$
Показатель конкурентоспособности по цене	$Э_{ту}$	$Э_{ТА}$	$Э_{ТБ}$	...	$Э_{Тn}$	$Э_{ПА}$	$Э_{ПБ}$	...	$Э_{Пn}$	$Э_{А}$	$Э_{Б}$	...	$Э_{n}$
Показатель конкурентоспособности по ТУ	$K_{ту}$	$K_{ТА}$	$K_{ТБ}$	...	$K_{Тn}$	$K_{ПА}$	$K_{ПБ}$	...	$K_{Пn}$	$K_{А}$	$K_{Б}$	...	K_{n}
Относительное значение показателя $K_{ту}$	$\xi_{ту}$	$\xi_{ТА}$	$\xi_{ТБ}$	...	$\xi_{Тn}$	$\xi_{ПА}$	$\xi_{ПБ}$	...	$\xi_{Пn}$	$\xi_{А}$	$\xi_{Б}$	...	ξ_{n}

Коэффициент конкурентоспособности по УСО ($K_{i\,усо}$) определяется по критерию "стоимость сервисного обслуживания – УСО". Затраты на сервисное обслуживание включают в себя: $З_{з.ч}$ – стоимость запасных частей в стоимости машины, гарантированных при покупке; $З_{со}$ – стоимость услуг по СО фирмой за год на один автосамосвал; $З_{ТОиР}$ – стоимость ТОиР одного автосамосвала в год; $З_{о.в}$ и $З_{о.р}$ – стоимость обучения водителей и ремонтников.

Коэффициент конкурентоспособности по УСО определяется по формуле (табл. 5)

$$K_{i\,усо} = \lambda_{i\,усо} / Э_{i\,усо}, \qquad (13)$$

Таблица 4

Индикаторы для оценки УСО автосамосвала на предприятии заводом (фирмой)-изготовителем

№	Индикатор	Единица измерения
1	*Продолжительности*	
1.1	Время доставки, монтажа и наладки автосамосвала	Сутки
1.2	Время доставки узлов и запчастей для ТОиР	Сутки
1.3	Продолжительность ремонтов (ТР, ПР-1, ПР-2)	Сутки
1.4	Срок бесплатного гарантийного обслуживания	Год
2	*Периодичности*	
2.1	Периодичность ТОиР	Час
2.2	Периодичность плановой диагностики автосамосвала	Сутки
2.3	Периодичность осмотров электрических и механических систем автосамосвала	Сутки
2.4	Периодичность контроля за эксплуатацией автосамосвала	Сутки

где $\lambda_{i\,усо}$ – относительный показатель УСО i-й модели автосамосвала; $Э_{i\,усо}$ – показатель конкурентоспособности по затратам на СО

$$Э_{i\,усо} = З_i / З_{min}, \qquad (14)$$

где $З_i = З_{зч} + З_{со} + З_{ТОиР} + З_{ов} + З_{ор}$ – затраты по СО i-й модели автосамосвала; $З_{min}$ – минимальное значение $З_i$ среди сравниваемых моделей.

Продолжение табл. 4

№	Индикатор	Единица измерения
2.5	Периодичность предоставления информации о результатах планового обслуживания автосамосвала	Сутки
3	*Квалификации и профессионализма*	
3.1	Квалификация ремонтников фирмы	Разряд
3.2	Квалификация водителей фирмы	Класс
3.3	Квалификация ремонтников предприятия после обучения сотрудниками фирмы	Разряд
3.4	Квалификация водителей предприятия после обучения сотрудниками фирмы	Класс
3.5	Время обучения водителей	Сутки
3.6	Время обучения ремонтников	Сутки
4	*Оперативности*	
4.1	Готовность фирмы предоставить предприятию любую информацию по приобретаемому автосамосвалу	%
4.2	Оперативность информации о сроках поставки недостающих запасных частей и узлов	Час
4.3	Оперативность обработки заказа	Сутки

Таблица 5

Оценка конкурентоспособности сравниваемых автосамосвалов

Показатель	Обозначение	Текущий момент				Прогнозируемый год				Расчетный период времени			
		А	Б	...	N	А	Б	...	N	А	Б	...	N
Относительный показатель УСО	$\lambda_{усо}$	$\lambda_{ТА}$	$\lambda_{ТБ}$	...	$\lambda_{Тn}$	$\lambda_{ПА}$	$\lambda_{ПБ}$	...	$\lambda_{Пn}$	$\lambda_{А}$	$\lambda_{Б}$	...	λ_{n}
Затраты на СО	$З_i$	$З_{ТА}$	$З_{ТБ}$	...	$З_{Тn}$	$З_{ПА}$	$З_{ПБ}$	...	$З_{Пn}$	$З_{А}$	$З_{Б}$	...	$З_{n}$
Показатель конкурентоспособности по затратам на СО	$Э_{усо}$	$Э_{ТА}$	$Э_{ТБ}$	...	$Э_{Тn}$	$Э_{ПА}$	$Э_{ПБ}$	...	$Э_{Пn}$	$Э_{А}$	$Э_{Б}$	...	$Э_{n}$
Показатель конкурентоспособности по УСО	$K_{усо}$	$K_{ТА}$	$K_{ТБ}$	...	$K_{Тn}$	$K_{ПА}$	$K_{ПБ}$	...	$K_{Пn}$	$K_{А}$	$K_{Б}$	...	K_{n}
Относительное значение показателя $K_{усо}$	$\xi_{усо}$	$\xi_{ТА}$	$\xi_{ТБ}$	...	$\xi_{Тn}$	$\xi_{ПА}$	$\xi_{ПБ}$	...	$\xi_{Пn}$	$\xi_{А}$	$\xi_{Б}$	...	ξ_{n}

Затраты на прогнозируемый год определяются аналогично прогнозируемой цене автосамосвала.

Относительное значение коэффициента конкурентоспособности по УСО ($\xi_{усо}$) определяется по формуле

$$\xi_{усо} = K_{i\ усо} / K_{i\ max}, \qquad (15)$$

где $K_{i\ max}$ – максимальное значение среди всех значений $K_{i\ усо}$.

Лучшей моделью автосамосвала по УСО считается та, которая имеет большее значение коэффициента конкурентоспособности.

Оценка УП автосамосвалов

Выбрав машину с самыми высокими показателями ТУ и УСО, нельзя утверждать, что она будет одинаково эффективно работать в различных горно-технических условиях эксплуатации в карьере, которые изменяются по мере увеличения его глубины. Сравниваемые модели автосамосвалов оцениваются на соответствие существующим в карьере: транспортным коммуникациям (ширина проезжей части, толщина дорожного покрытия, уклон трассы и т.д.); выемочно-погрузочному оборудованию (емкость ковша экскаватора, высота погрузки и т.д.); оснащенности ремонтной базы и способности выполнять необходимые ТОиР (периодичность и трудоемкость ТОиР, расположение ремонтной базы); штату водительского и ремонтного персонала (квалификация, численность); горно-геологическим условиям (крепость и объемная масса руд и пород).

Степень пригодности автосамосвала определяется путем проведения качественной оценки соответствия фактических и необходимых условий для нормальной работы автосамосвала в карьере по 13 индикаторам, сведенным в 3 группы (табл. 6). Индикаторы для оценки УП отобраны на основе изучения характера их влияния на технико-экономические показатели работы карьера.

В связи с некоторым отличием от методики оценки ТУ и УСО для оценки УП необходимо определить нормальные (соответствующие ГОСТ, СНиП и т.д.) значения параметров карьера $x_н$ (табл. 6, столбцы 6 и 7) и их фактические значения для каждой оцениваемой модели автосамосвалов $x_{фi}$ (см. табл. 6, столбцы 8–10).

В этом случае уровни единичных индикаторов определяются по формулам $q_i = x_{фi}/x_н$ или $q_i = x_н/x_{фi}$ в зависимости от того увеличивается или уменьшается УП при увеличении i-го индикатора.

Показатель УП и его относительные значения на текущий момент и прогнозируемый год по каждой сравниваемой модели автосамосвалов определяется по формулам общих положений аналогично ТУ и УСО.

Оценка УПЭ автосамосвалов

Для оценки УПЭ отобрано пять единичных индикаторов, характеризующих экономическую эффективность работы автосамосвалов одного класса грузоподъемности в одинаковых горно-технических условиях эксплуатации (табл. 7).

Выбор лучшей модели карьерного автосамосвала по УПЭ осуществляется по вышеизложенным положениям аналогично УП.

Оценка УПК автосамосвалов

УПК сравниваемых моделей автосамосвалов определяется по формуле

$$УПК = (\lambda_{ту} \times k_{ту}) + (\lambda_{усо} \times k_{усо}) + (\lambda_{уп} \times k_{уп}) + (\lambda_{упэ} \times k_{упэ}), \qquad (16)$$

где $k_{ту}$, $k_{усо}$, $k_{уп}$, $k_{упэ}$ – коэффициенты значимости показателей ТУ, УСО, УП и УПЭ соответственно, определяемые потребителем автосамосвала методом экспертного ранжирования.

Таблица 6

Исходная таблица для расчета УП сравниваемых моделей автосамосвалов

№ группы	Индикаторы автосамосвалов				Изменяющийся параметр карьера				
	Название	Значение			Название	Нормальное значение	Фактическое значение для моделей, $X_ф$		
		А	Б	N		$X_н$	А	Б	N
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Транспортные коммуникации									
I	Минимальный радиус поворота, м	$x_{1А}$	$x_{1Б}$	x_{1n}	Ширина рабочей площадки на горизонте, м	$X_{н1}$	$X_{ф1А}$	$X_{ф1Б}$	$X_{ф1n}$
	Ширина автосамосвала, м	$x_{2А}$	$x_{2Б}$	x_{2n}	Минимальная ширина проезжей части автодороги, м	$X_{н2}$	$X_{ф2А}$	$X_{ф2Б}$	$X_{ф2n}$
	Максимальный преодолеваемый уклон при неограниченной высоте подъема, %	$x_{3А}$	$x_{3Б}$	x_{3n}	Результирующий уклон капитального съезда в карьер, %	$X_{н3}$	$X_{ф3А}$	$X_{ф3Б}$	$X_{ф3n}$
	Диаметр колеса, м	$x_{4А}$	$x_{4Б}$	x_{4n}	Высота предохранительного породного вала на транспортной берме, м	$X_{н4}$	$X_{ф4А}$	$X_{ф4Б}$	$X_{ф4n}$
	Максимальная высота подъема с грузом при уклоне 8 %, м	$x_{5А}$	$x_{5Б}$	x_{5n}	Максимальная высота участка капитального съезда в карьер, м	$X_{н5}$	$X_{ф5А}$	$X_{ф5Б}$	$X_{ф5n}$
Погрузочно-транспортные									
II	Высота борта кузова, м	$x_{6А}$	$x_{6Б}$	x_{6n}	Максимальная высота разгрузки ковша экскаватора, м	$X_{н6}$	$X_{ф6А}$	$X_{ф6Б}$	$X_{ф6n}$
	Емкость кузова, м^3	$x_{7А}$	$x_{7Б}$	x_{7n}	Объемная масса пород в кузове, т/м^3	$X_{н7}$	$X_{ф7А}$	$X_{ф7Б}$	$X_{ф7n}$
III	Глубина кузова, м	$x_{8А}$	$x_{8Б}$	x_{8n}	Высота падения породы, м	$X_{н8}$	$X_{ф8А}$	$X_{ф8Б}$	$X_{ф8n}$
	Запас хода по контрольному расходу топлива, км	$x_{9А}$	$x_{9Б}$	x_{9n}	Расположение заправочной станции в карьере, м	$X_{н9}$	$X_{ф9А}$	$X_{ф9Б}$	$X_{ф9n}$
	Количество выхлопных газов на 1 кВт·ч работы двигателя, м^3	$x_{10А}$	$x_{10Б}$	x_{10n}	Производительность системы проветривания карьера, м^3/ч	$X_{н10}$	$X_{ф10А}$	$X_{ф10Б}$	$X_{ф10n}$
Обслуживание автосамосвалов									
IV	Требуемая квалификация водителей, класс	$x_{11А}$	$x_{11Б}$	x_{11n}	Уровень квалификации водителей, класс	$X_{н11}$	$X_{ф11А}$	$X_{ф11Б}$	$X_{ф11n}$
	Требуемая квалификация ремонтников, разряд	$x_{12А}$	$x_{12Б}$	x_{12n}	Уровень квалификации ремонтников, разряд	$X_{н12}$	$X_{ф12А}$	$X_{ф12Б}$	$X_{ф12n}$
	Требуемая оснащенность ремонтной базы, %	$x_{13А}$	$x_{13Б}$	x_{13n}	Степень оснащенности ремонтной базы необходимым оборудованием, %	$X_{н13}$	$X_{ф13А}$	$X_{ф13Б}$	$X_{ф13n}$

Оценка конкурентоспособности и выбор лучшей модели

Выше уже изложены методики оценки конкурентоспособности автосамосвалов по ТУ и УСО.

Предварительно на стадии продажи конкурентоспособность модели автосамосвала можно оценить исходя из показателей ТУ и УСО. В этом случае

$$K_{i\ упк} = ((\lambda_{ту} \times k_{ту}) + (\lambda_{усо} \times k_{усо})) / (Э_{i\ ту} + Э_{i\ усо}). \quad (17)$$

Окончательно конкурентоспособность автосамосвала определяется по формуле

$$K_{i\ упк} = УПК_i / (Э_{i\ ту} + Э_{i\ усо}). \quad (18)$$

Выбор лучшей модели автосамосвала из числа одного класса грузоподъемности для конкретных условий карьера проводится по минимальному относительному значению коэффициента конкурентоспособности

$$\xi_{i\ упк} = K_{i\ упк} / K_{min\ упк}, \quad (19)$$

Таблица 7

Индикаторы для оценки уровня производственной эффективности автосамосвала

№	Индикатор	Единица измерения
1	Себестоимость транспортирования	руб./(т·км)
		руб./т
2	Годовая производительность на одну среднесписочную автотонну	т
		т·км
3	Пробег автосамосвала на момент списания	км
4	Среднегодовые эксплуатационные затраты на ТО и Р на один среднесписочный автосамосвал	руб.
5	Удельный расход топлива	г/(т·км)
		г/т

где $K_{\min\ упк}$ – минимальное значение показателя УПК среди сравниваемых моделей.

Итак, разработанная методика позволяет:

• определять как отдельные уровни (ТУ, УСО, УП и УПЭ), так и обобщающие, включающие в себя несколько отдельных уровней (2–4) в различном их сочетании;

• оценить степень повышения УПК автосамосвала, который может быть выпущен заводом с учетом пожеланий потребителя по сравнению с серийно выпускаемыми образцами машин и определить конкурентоспособность "заказанной" модели при изменении ее цены;

• осуществлять ежегодный мониторинг за изменением УПК и конкурентоспособности применяемых моделей автосамосвалов одного класса грузоподъемности и использовать данные его при обосновании целесообразности замены их на новые модели и зон рационального их применения в карьере (в случае применения 2–3 моделей);

• проводить анализ состояния, обосновывать направления и формировать требования по совершенствованию конструктивных параметров и показателей автосамосвалов, структуры и условий выполнения сервисных услуг, создания нормальных горно-транспортных условий для повышения эффективности применения той или иной модели автосамосвала на карьере на текущий момент и прогнозируемый период времени;

• вести при заключении контракта более аргументированные переговоры о допустимой цене на покупаемую модель автосамосвала и стоимости ее сервисного обслуживания;

• оценить обоснованность принятых проектным институтом решений по выбору наиболее конкурентоспособной модели автосамосвала из большого их разнообразия на разные периоды работы карьера;

• проектным институтам при проектировании новых, реконструкции и техническом перевооружении действующих карьеров проводить предварительный отбор 2–3 конкурентоспособных моделей автосамосвалов из числа нескольких одного класса грузоподъемности для выполнения последующих технико-экономических расчетов в целях выбора рациональной модели автосамосвала в проекте;

• определять темп совершенствования конструкции автосамосвала (технического уровня) за несколько лет, численные значения которого используются при формировании прогнозных индикаторов технической характеристики в моделях автосамосвалов нового поколения.

Основные методические положения могут быть использованы при разработке подобных методик оценки УПК и конкурентоспособности других горных машин и оборудования.

Список литературы

1. **Акашев З.Т., Данияров Н.А., Малыбаев Н.С.** Безэкспертный метод оценки карьерных транспортных систем по техническому уровню / Проблемы карьерного транспорта. Мат. Международной научно-технической конференции, 3–4 декабря, 2002 г. Екатеринбург: ИГД УрО РАН. С. 131–135.

2. **Глебов А.В.** Значимость показателей при оценке уровня потребительских качеств геотехники // Современное состояние и перспективы развития горно-добывающих отраслей промышленности. Мат. Второй международной научно-практической конференции. 18–20 мая 2004 г., г. Рудный / под общей ред. С.Ж. Галиева. Рудный, 2004. С. 81–83.

Поздравляем юбиляра!

Николаю Ивановичу СТАДНИКУ

60 ЛЕТ

3 февраля 2008 г. исполнилось 60 лет первому заместителю директора по научной работе ГП "Донгипроуглемаш", доктору технических наук Николаю Ивановичу Стаднику.

Николай Иванович работает в институте "Донгипроуглемаш" с 1974 г., первым заместителем директора по научной работе – с 2003 г. Он является известным специалистом в области создания новой техники для угольной промышленности Украины, автором многих оригинальных решений, используемых в проходческих и угольных комбайнах, ленточных и скребковых конвейерах, насосных станциях и механизированных комплексах. Созданные под его руководством и при его личном участии системы управления ленточными и скребковыми конвейерами АУК, УСТ, УКИ являются базовыми средствами автоматизации конвейерного транспорта угольных шахт Украины. Эти системы позволили целиком избежать закупок аналогичного зарубежного оборудования.

При его непосредственном участии создана аппаратура управления насосными станциями СНТ32, СНД, вентиляторами главного проветривания УКАВ. Он принимал активное участие в создании серии взрывобезопасных электродвигателей, применяемых в очистных и проходческих комбайнах, скребковых и ленточных конвейерах, насосных станциях и другом оборудовании, обеспечивающих его продуктивную и надежную работу.

Под его руководством и при его личном участии проведена большая работа по исследованию и созданию современных частотно-регулируемых приводов подачи, систем управления и энергоснабжения очистных комбайнов нового поколения УКД300, КДК500, КДК700, которые позволяют обеспечить значительное повышение нагрузок на очистные забои и улучшение условий труда шахтеров. Николай Иванович Стадник разработал системы энергоснабжения и управления горными машинами нового поколения, среди которых проходческие комбайны КПД, поддирочные машины МПР, двухскоростные скребковые конвейеры КСД26, КСД27 и другое горно-шахтное оборудование.

Больших успехов добился юбиляр в научной деятельности. Н.И. Стадник – доктор технических наук. Ему принадлежит целый ряд научных работ, в которых обоснованы новые направления в области синтеза систем управления горными машинами. Изобретательская деятельность юбиляра подтверждается 91 патентом Украины и Российской Федерации на изобретения и полезные модели. Он является автором более 100 научных трудов, 2 из которых – монографии. Николай Иванович – член-корреспондент Академии инженерных наук, член специализированного ученого Совета Криворожского технического университета, член редакционной коллегии журнала "Горное оборудование и электромеханика", рецензирует научные труды, готовящиеся к публикации в различных изданиях.

Николай Иванович – полный кавалер Знака "Шахтерская слава", награжден знаком "Шахтерская доблесть" III степени, Почетной грамотой Кабинета Министров Украины.

Н.И. Стадник уделяет большое внимание активизации научно-исследовательской деятельности института. Много сил и энергии отдает воспитанию молодых специалистов, способствует их профессиональному росту. Он пользуется большим авторитетом и уважением среди сотрудников института, партнеров по работе, с его мнением считаются специалисты отрасли.

Николай Иванович не останавливается на достигнутом, постоянно осваивает новые области инженерных знаний. Сейчас он является одним из энтузиастов обоснования научного подхода к созданию и исследованию горных машин как мехатронных систем с высоким уровнем интеллектуализации процессов управления.

Коллектив ГП "Донгипроуглемаш"

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

Художник *В.Н. Погорелов*. Дизайнер *Т.Н. Погорелова*. Технический редактор *Т.И. Андреева*. Корректоры *Л.И. Сажина, Л.Е. Сонюшкина*.

Сдано в набор 20.03.08 г. Подписано в печать 15.04.08 г. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 6,86. Уч.-изд. л. 8,40. Заказ 357. 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.