

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

НАДЕЖНОСТЬ. РЕМОНТ. ДИАГНОСТИКА

- Островский М.С., Радкевич Я.М., Бойко П.Ф.** Технология вибро-мониторинга технического состояния горных машин на этапе эксплуатации 2
- Радкевич Я.М., Островский М.С., Бойко П.Ф.** Методология оценки качества и управление состоянием горных машин с использованием вибрационных характеристик 8
- Шадрин А.И.** Оценка остаточного ресурса узлов металлоконструкций карьерных экскаваторов в условиях холодного климата 12
- Павлов А.М., Воробьев Р.В., Махно Д.Е., Шадрин А.И., Авдеев А.Н.** Обоснование мощности ремонтной базы в условиях географической разобщенности горных предприятий (на примере ОАО "Бурятзолото"). 17

БУРОВЫЕ РАБОТЫ

- Гилёв А.В., Шейн Ф.Э., Гилёв Р.А., Збинец С.В.** Пневмоэжекционный способ шламаудаления из технологических скважин 20

ГОРНЫЙ ТРАНСПОРТ

- Фефелов Е.В.** Задача выбора параметров силовых установок карьерных самосвалов для конкретных горно-технических условий 25
- Волков Д.В., Сташинов Ю.П.** Реализация рациональной тяговой характеристики шахтного электровоза средствами асинхронного частотно-регулируемого электропривода 28

НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЕ РАЗРАБОТКИ

- Карташов Ю.М.** Новый планетарный исполнительный орган проходческого комбайна 33
- Шмакин И.Г., Струков В.Б., Кавыркин И.П., Бударин Д.Е.** Исследования физических явлений виброактивного резания горных пород 38
- Набатников Ю.Ф., Белянкина О.В.** Определение параметров контактного взаимодействия рабочих поверхностей гидростойки механизированной крепи 43
- Доронин С.В., Косолапов Д.В.** Оценка конструктивных решений и расчетное обоснование рациональных параметров деталей машин ударного действия для разрушения горных пород 47
- Чудновский В.Ю.** Исследование динамической устойчивости электромеханической системы поворота роторных экскаваторов 53

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.

УДК 622.022:62-752

М.С. Островский, д-р техн. наук, проф., Я.М. Радкевич, д-р техн. наук, проф., МГГУ,
П.Ф. Бойко, канд. техн. наук, ОАО "Стойленский ГОК"

Технология вибромониторинга технического состояния горных машин на этапе эксплуатации

Обоснована целесообразность контроля технического состояния и организации технического обслуживания горных машин на основе применения информационно-диагностической системы вибромониторинга. Предложены трехуровневая система и алгоритм программного обеспечения диагностирования состояния горных машин с использованием среднеквадратического значения виброскорости и частотного анализа вибросигнала. Даны рекомендации по аппаратному и программному обеспечению технологии вибромониторинга.

Ключевые слова: диагностика, вибромониторинг, виброскорость, горные машины, техническое состояние, техническое обслуживание.

M.S. Ostrovsky, Ya.M. Radkevich, P.F. Boyko

Operation Phase Vibromonitoring Technology for Technical Conditions of Mining Machines

The opportunity of the control of a technical condition and the organization of maintenance service of mining machines on the basis of application of information-diagnostic system of vibromonitoring is proved.

The three-level system and algorithm of the software of an estimation of quality of functioning of mountain machines and diagnosings of a condition of their units with use of root-mean-square value of vibrospeed and the frequency analysis of vibrosignal is offered.

Recommendations are given on hardware and software of vibromonitoring.

Keywords: diagnostics, vibromonitoring, vibrospeed, mining machines, technical condition, maintenance.

В ряде случаев в совокупность показателей, характеризующих требования, предъявляемые к машиностроительной продукции, входят и параметры вибраций объекта (например интенсивность вибраций), а их величина регламентирована в НТД (нормативно-технической документации на изделия). В этом случае методы виброконтроля применяются при приемосдаточных испытаниях на стадии финишного контроля в процессе производства технических объектов. Большинство фирм, выпускающих сложное, ответственное оборудование, проводит испытания своей продукции по уровню вибрации, используя международные нормативы (электродвигатели, редукторы, компрессоры, вентиляторы, энергетическое оборудование, оборудование нефтеперерабатывающих и других производств) [1–3]. Учитывая особую ответственность и сложные условия работы машин в горном производстве, считаем необходимым ввести их финишный контроль на заводе-изготовителе по параметрам вибросигнала, так же как и входной виброконтроль этой техники на горно-добывающих предприятиях.

Важно и то, что определение технического состояния объекта может проводиться вибромеханическими методами в процессе его эксплуатации без разборки. Это создает условия прогнозирования его состояния на заданный период эксплуатации. Так как некоторые параметры состояния бывают недоступны прямому измерению (зазоры в соединениях деталей, изменение их геометрической формы и размеров и т.п.), техническое состояние приходится определять по косвенным признакам – вибрационным сигналам, которые могут быть измерены непосредственно. Неоспоримое преимущество вибросигналов как признака состояния в том, что:

- вибрационные процессы, как правило, непосредственно связаны с нарушениями правильной работы машины и ее узлов (увеличение зазоров вследствие изнашивания, нарушение точности посадок в соединениях деталей, повышение дисбалансов, коробление детали вследствие перераспределения остаточных напряжений, деформации элементов конструкции и др.);
- процессы распространения вибраций в конструкции машины обладают малой инерционностью;

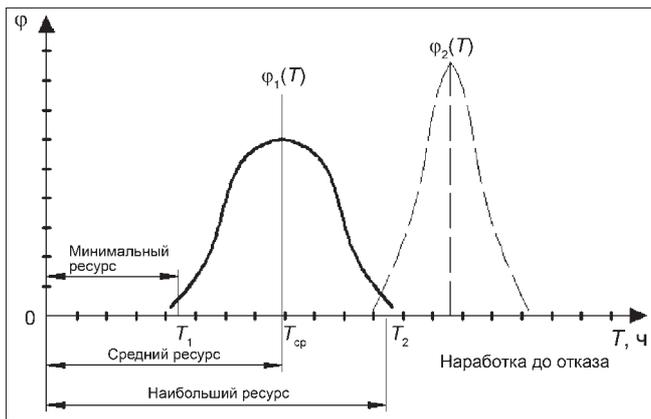


Рис. 1. Плотность функции распределения наработки до отказа объекта:

$\varphi_1(T)$ — функция плотности распределения наработки до отказа партии машин; $\varphi_2(T)$ — функция плотности распределения наработки до отказа после повышения качества изготовления той же партии машин

- точность вибрационных измерений, как правило, большая, а уровень развитости средств виброметрии достаточно высок.

Поэтому в качестве диагностических сигналов S_1, S_2, \dots, S_m для оценки состояния технической системы целесообразно использовать вибросигналы, а в качестве обобщенного критерия, отражающего техническое состояние объекта, — уровень его динамического качества, как комплексного показателя, характеризующего технико-технологический уровень процессов изготовления, сборки (монтажа) и использования горных машин.

Метод решения задачи в такой постановке заключается в сравнении текущего m -мерного вектор-сигнала \vec{S}_m с эталонным $\{\vec{S}\}$ и распознавании на этой основе "дефектных" состояний.

Контроль вибрационного состояния объекта, таким образом, позволяет определить момент перехода его в состояние с повышенным риском отказа. Это открывает возможности перехода от календарного планирования техобслуживания (метод ППР) к более прогрессивному и экономически целесообразному методу обслуживания по прогнозируемому состоянию машины.

На рис. 1 показана плотность распределения наработки до отказа φ партий одинаковых машин. График поясняет недостаточную эффективность системы технического обслуживания, основанной на регламентированном календарном времени. Действительно, ориентируясь на время технического обслуживания по наработке $T_1 = T_{\min}$, достигается наибольшая безаварийность, однако при этом у большинства объектов технический ресурс будет недоиспользован. Напротив, если при техническом обслуживании ориентироваться на время $T_2 = T_{\max}$, ресурс машин используется полностью, однако чрезмерно высока вероятность отказов. Установление же назначенного ресур-

са, равным $T_{\text{ср}}$, приводит как к относительно высокой вероятности отказов, так и значительному недоиспользованию технического ресурса машин.

Отсюда следует, что повышение эффективности и безаварийности использования горной техники может быть осуществлено двумя путями. Первый путь связан с улучшением конструкции машины и совершенствованием технологии изготовления (пунктирная кривая на рис. 1). Этот путь требует, как правило, больших капитальных затрат и перевооружения производственной системы поставщика машин.

Второй путь, позволяющий достигнуть аналогичного положительного результата, основан на внедрении средств мониторинга технического состояния, реализующих индивидуальный контроль изменения в процессе эксплуатации технического состояния машин и создающих возможности для осуществления технического обслуживания по состоянию.

Измеряемые параметры при вибромониторинге и допуски на них

Анализ работ по технической диагностике свидетельствует о том, что методы вибродиагностики в последние годы активно развиваются [3]. Для их внедрения к настоящему времени создана на промышленном уровне удобная в применении высокоточная аппаратура. Разработкой такой аппаратуры в России занимаются фирмы: "ДИАМЕХ 2000" (г. Москва); "ВАСТ" (г. Санкт-Петербург); "ВИКОНТ" (г. Москва); "ДИНАМИК" (г. Омск) и др.

Характерным признаком совершенства конструкции машины и высокого качества ее изготовления является низкий уровень генерируемых ею виброколебаний.

По мере износа деталей, инициатором которого часто оказывается фреттинг, в динамических свойствах машины начинают происходить не обнаруживаемые без применения специальной аппаратуры изменения. Нарушается центровка валов, в сопряженных деталях увеличиваются зазоры, изменяется характер посадок, нарушается баланс роторов, возможно заклинивание пар трения. Все эти явления приводят к увеличению энергии механических колебаний, которая при рассеивании в отдельных элементах машины может приводить к возникновению резонансов и увеличению динамической нагрузки на подшипники. Возрастающие вибрации, в свою очередь, приводят к повышению интенсивности износа трибосопряжений. Причины и следствия усиливают друг друга, вследствие чего наступает полный выход машины из строя. В результате происходит изменение как уровня механических колебаний, так и формы их спектра [4]. Отображающие механические колебания вибросигналы несут в себе большой объем информации о рабочем состоянии машины, являются основой применения результатов регулярных измерений и анализа механических колебаний в качестве показателя технического состояния технологического оборудования и индикатора необходимости проведения его технического обслуживания. Причем, поскольку неисправности выявляются на ранних стадиях их развития, то воздействия, требуе-

Таблица 1

Предельные значения виброскорости ($\text{мм}\cdot\text{с}^{-1}$) для электрических машин с различной высотой оси (ГОСТ ИСО 2954)

Интенсивность колебаний*	Частота вращения, мин^{-1}	Предел СКЗ виброскорости при высоте оси H , мм		
		$80 < H < 132$	$132 < H < 225$	$225 < H < 400$
N (нормальная)	600...3600	1,8	2,80	4,5
R (пониженная)	600...1800	0,71	1,12	1,80
	1800...3600	1,12	1,80	2,80
S (специальная)	600...1800	0,515	0,71	1,12
	1800...3600	0,71	1,12	1,80

*Интенсивность колебаний — это наибольшее из измеренных в прописанных местах среднеквадратическое значение виброскорости (диапазон частот от 10 до 1000 Гц).

Таблица 2

Предельные значения виброскорости ($\text{мм}\cdot\text{с}^{-1}$) для больших машин с частотой вращения $10...200 \text{ с}^{-1}$ (ГОСТ ИСО 3945)

Виброскорость, $\text{в, мм}\cdot\text{с}^{-1}$	Вид фундамента	
	Жесткий	Упругий
0,46	Годно	Годно
0,71		
1,12		
1,80	Удовлетворительно	Удовлетворительно
2,80		
4,60		
7,10	Неудовлетворительно	Неудовлетворительно
11,20		
18,0	Недопустимо	Недопустимо
28,0		
71,0		

мые для поддержания исправного технического состояния, во многих случаях оказываются весьма простыми и дешевыми. Например, практически часто бывает достаточно заменить смазку или ввести в нее легирующую присадку, чтобы добиться устранения дефектов, возникших на телах качения или беговых дорожках подшипника. Такой подшипник способен без его замены работать еще в течение длительного времени. Это означает, что надлежащим образом осуществляемый и организованный процесс регулярного измерения и анализа параметров вибраций открывает возможности перехода к индивидуальному техническому обслуживанию машины на основании прогнозирования ее остаточного ресурса. Такой контроль ее ресурса будем называть активным контролем технического состояния машин.

В табл. 1 и 2 содержатся рекомендуемые предельные величины виброскорости для электрических и больших машин, приведенные в международных стандартах ISO 2373,

ISO 2954, ISO 3945 и используемые при приемосдаточных испытаниях машин во всех технически развитых странах. Поэтому выпуск и сертификация конкурентоспособной машиностроительной продукции в России без введения жесткого финишного вибрационного контроля в настоящее время недопустимы. Мы считаем, что каждая выпускаемая производителем в России машина должна сопровождаться паспортом с указанием уровня ее динамического качества, что позволит прогнозировать вероятный ресурс машины и устанавливать справедливую цену на нее.

Для регистрации и сбора виброизмерительной информации нами предлагается использовать виброизмерительный коллектор, который позволяет проводить измерения следующих параметров в частотном диапазоне от 10 до 1000 Гц: пиковых значений вибросмещений; среднеквадратичных значений виброскорости; амплитудных значений виброускорения, а также выполнить частотный анализ вибросигнала.

Виброизмерительный коллектор может хранить и передавать в ЭВМ по каналу связи реализации вибросигнала в цифровом дискретизированном виде (512 значений).

Обработка вибросигналов осуществляется на ЭВМ, где временной сигнал преобразуется с помощью быстрого преобразования Фурье (БПФ) в частотную область.

Технологическое обеспечение системы вибромониторинга

Информационно-измерительная система вибромониторинга (рис. 2) включает виброизмерительную аппаратуру, предназначенную для сбора информации о параметрах вибросигнала отдельных узлов машины, персональный компьютер с программным обеспечением для обработки и хранения информации о состоянии парка эксплуатируемых машин. Главная же роль при этом отводится механику, отвечающему за состояние машин и безаварийное их использование, который, используя персональный компьютер, опре-

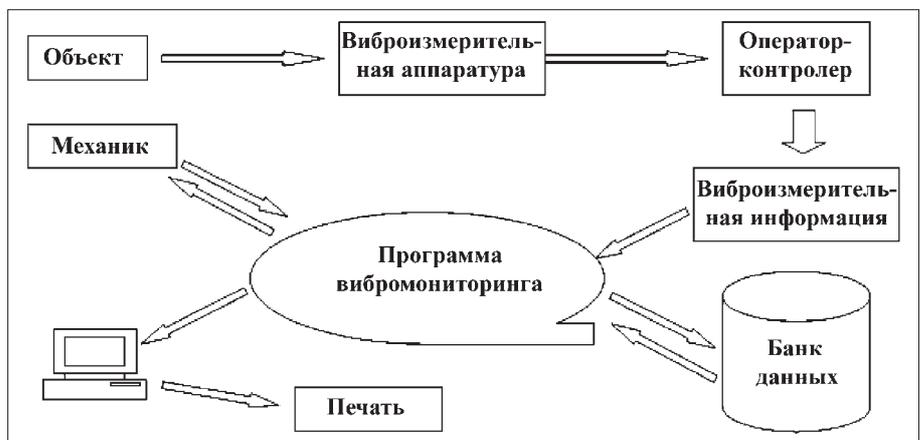


Рис. 2. Схема системы вибромониторинга

деляет объем и объекты контроля на каждый день, периодичность контроля для индивидуальных машин и принимает решение о мерах по поддержанию технического состояния на необходимом уровне.

Вибромониторинг – саморазвивающаяся система: по мере его развития происходят формирование и накопление банка данных, что способствует повышению точности и достоверности результатов прогнозирования. Система вибромониторинга основана либо на сравнении параметров вибросигнала с величинами допустимых значений или степени отклонений от исходных значений (в том случае, если эти величины известны), либо на анализе тенденций изменений этих параметров во времени. Второй путь более универсален, так как обеспечивает возможность прогнозировать ресурс машин.

Периодичность контроля устанавливается в каждом конкретном случае. С увеличением частоты контроля возрастают производственные расходы. Поэтому практически важно правильно выбрать интервал между последующими инспекциями. Продолжительность этих интервалов устанавливает инженер по техническому обслуживанию исходя из своего опыта, роли контролируемой машины в технологическом процессе, требований безопасности и охраны окружающей среды, текущего состояния машины. Эти интервалы должны устанавливаться с учетом изменения состояния машины. Контроль должен проводиться особенно часто при обнаружении признаков зарождения опасных повреждений в элементах машины.

Систему вибромониторинга можно рассматривать как автоматизированную (компьютерную) систему контроля качества технологического оборудования в процессе эксплуатации в целях управления его техническим состоянием. Как отмечалось выше, такой контроль осуществляется на основе регулярно проводимых измерений параметров вибросигнала, в заранее запланированных точках и узлах машины [4].

На рис. 3 показан объект управления, представляющий собой некоторую машину, предназначенную для выполнения некоторого технологического процесса. Техническое состояние этой машины характеризуется многомерным вектором $\vec{Y}(p_1, p_2, \dots, p_n)$, где p_1, p_2, \dots, p_n – структурные параметры всех ее элементов, учитывающие точность их изготовления, качество поверхностей, трение и т.д.

Многомерный вектор $\vec{X}_0(\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n)$ учитывает количество и свойства поступающего на вход машины продукта; вектор $\vec{X}(\beta_1, \beta_2, \dots, \beta_n)$ характеризует количество и свойства выходного продукта. Многомерный вектор $\vec{Z}(a_1, a_2, \dots, a_n)$ отражает состояние технологического оборудования. Здесь a_1, a_2, \dots, a_n – параметры вибраций, замеренные в различных точках машины. Влияние вибраций на изменение технического состояния машины показано контуром обратной связи (1). В том случае, если с помощью датчиков (П) проводится измерение вибраций виброизмерительным прибором ИП и осуществляется анализ вибра-

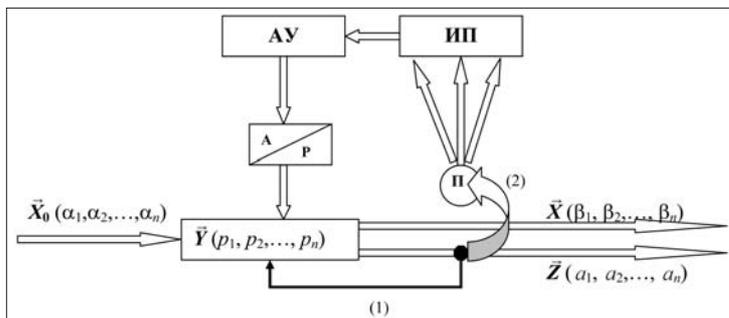


Рис. 3. Схема активного контроля состояния технологического оборудования

ций объекта АУ автоматически или вручную (А или Р), то управляющее воздействие на машину в целях поддержания динамического качества на заданном уровне контролируется контуром обратной связи (2). В реализации этого контура обратной связи и состоит задача системы вибромониторинга. Таким образом, схема, показанная на рис. 3, поясняет принцип активного контроля технического состояния объекта.

Программное обеспечение вибромониторинга

Разработанное нами программное обеспечение системы "Вибромониторинг-1", алгоритм которой приведен на рис. 4, состоит из логических блоков, предоставляющих возможности:

- 1) просмотра текущего состояния всего эксплуатируемого оборудования и отдельных его узлов, на основании которых инженер по техническому обслуживанию составляет планы контроля на каждый день;
- 2) выдачи задания контролеру и распечатки технологической карты контроля;
- 3) анализа изменений технического состояния (трендов), прогнозирования срока проведения индивидуального для каждой машины технического обслуживания, индикации необходимости срочного ремонта либо обслуживания.

Кроме того, программное обеспечение "Вибромониторинг-1" позволяет осуществлять:

- накопление и хранение информации о состоянии контролируемого оборудования;
- автоматическое построение графиков, отображающих тенденции изменения измеряемых параметров вибраций;
- хранение дополнительной информации об объекте и отдельных его узлах (например, даты текущих ремонтов, кем они выполнялись, сведения о применяемой смазке и др.);
- предупреждение несанкционированного допуска к отдельным информационным блокам;
- эффективный поиск и редактирование информации;
- распечатку документации о текущем состоянии оборудования и тенденциях его изменения;
- удобное и простое взаимодействие с пользователем.

Планирование контроля осуществляется следующим образом. При подготовке процесса контроля инженер по техническому обслуживанию, отвечающий за

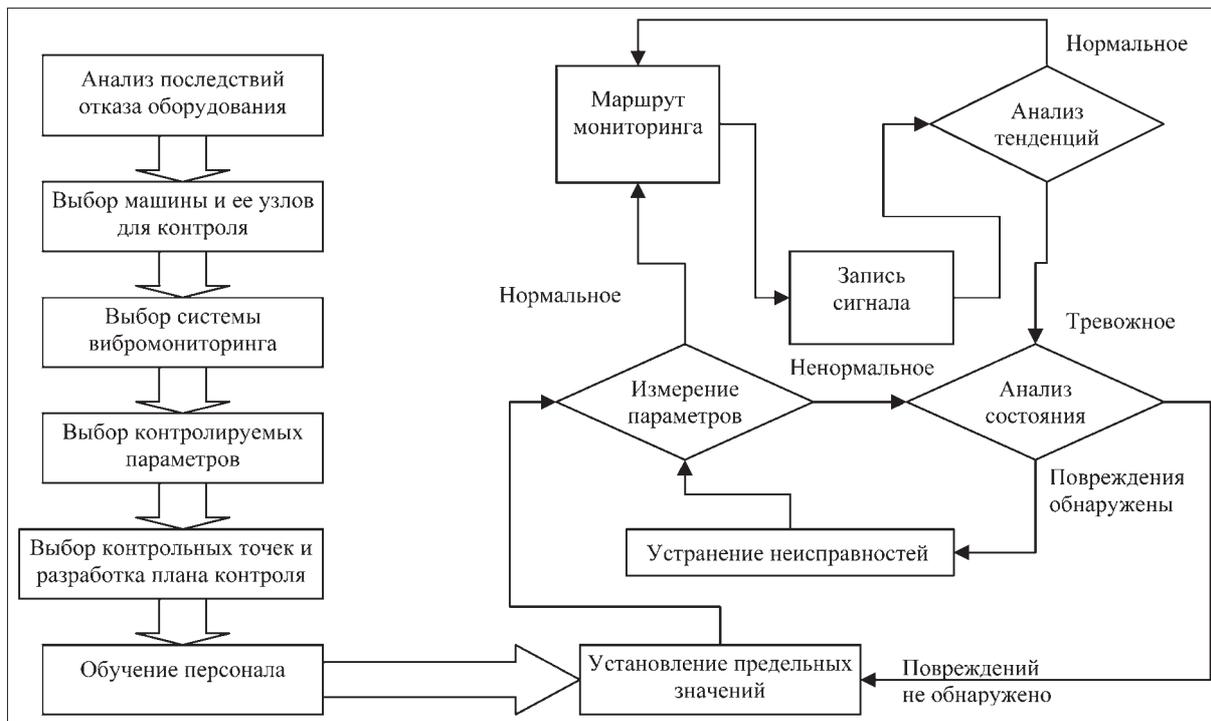


Рис. 4. Алгоритм системы "Вибромониторинг-1"

исправную работу определенной группы машин, на основе известных ремонтных расходов, истории функционирования каждой машины, анализа причин ее предыдущих отказов определяет подлежащий контролю (на планируемый день) перечень оборудования, необходимые точки замера механических колебаний. Для каждого узла контрольные точки и значения допустимых предельных параметров вибраций заранее вводятся в память персонального компьютера.

Инженер по техническому обслуживанию имеет возможность быстро просмотреть на дисплее компьютера текущее состояние закрепленного за ним оборудования и произвести распечатку технологической карты контроля. В карте указываются дата контроля, схема объекта контроля с расположением контрольных точек, контролируемые параметры вибраций, их допустимые и предельные значения, тип виброизмерительного прибора и его конфигурация для измерения в индивидуальных точках. Сбор данных и их ввод в компьютер производится вручную. Эту процедуру может осуществлять любой предварительно обученный член бригады обслуживания.

Отличительной особенностью пакета прикладных программ системы "Вибромониторинг-1" является возможность оценки уровня динамического качества машинного оборудования по результатам измерения вибраций в различных ее точках и расчета обобщенного вибрационного показателя.

Прогнозирование технического ресурса и установление момента времени проведения ремонтно-восстановительных работ могут осуществляться как на основе анализа тенденций изменения одного из вы-

бранных параметров вибраций в конкретных точках, так и обобщенного показателя. Для удобства анализа графики, показывающие тенденции изменения этих показателей, изображаются на мониторе. Предусмотрена также возможность представления результатов в виде отчетов, протоколов и др.

В случае превышения предельных значений параметров вибраций в отдельных точках предусмотрена автоматическая сигнализация о необходимости проведения срочного техобслуживания или ремонта.

После проведения замеров на месте их результаты могут быть автоматически переданы в центральный компьютер для сравнения результатов анализа с хранящимися опорными спектрами и выявления изменения амплитуд отдельных частотных составляющих. Программное обеспечение позволяет проводить подробный анализ характерных неисправностей, что способствует выработке решений по устранению дефектов, обнаруженных на ранних стадиях их развития.

Документирование опорных спектральных характеристик, зарегистрированных при вводе оборудования в эксплуатацию, служит основой для установления нормальных взаимоотношений между горно-добывающими предприятиями и производителями горного оборудования (ремонтными заводами). Используя опорный спектр в качестве исходной информации, можно сравнить вибрационные сигнатуры за определенный период времени и обнаружить те незначительные изменения, которые в будущем приведут к выходу из строя машины.

Решение об останове оборудования для срочного ремонта или о продолжении его эксплуатации принимается на основании:

- определения величины изменения характеристики вибраций и ее абсолютного значения;
- наблюдения за взаимосвязанными переменными;
- проведения более детального анализа с выявлением возможных причин происходящего изменения в спектральных характеристиках.

Понимание причин ухудшения технического состояния машины позволяет предвидеть, будет ли дефект прогрессировать и какие последствия это вызовет, а также спланировать наиболее эффективные корректирующие действия, заранее подготовить инструмент и требуемые запчасти к проведению необходимого вмешательства в максимально короткое время, тем самым существенно повысить качество технического обслуживания, поднять его культуру.

По возвращении из ремонта машины в эксплуатацию регистрируются и документируются ее вибрационные характеристики, составляется отчет в виде краткого описания состояния оборудования и вида проведенных работ. Такое документирование – основа для оценки качества проведенных ремонтных работ и путь к управлению им.

Системное применение вибромониторинга дает следующие результаты:

- 1) резко уменьшается вероятность аварий;
- 2) предотвращаются внезапные отказы оборудования;
- 3) исключается необходимость демонтажа, разборки и вскрытия оборудования для проверки его технического состояния;
- 4) повышаются экономические показатели работы предприятий за счет сокращения потерь продукции и затрат на ремонт и запасные части;
- 5) оказывается возможным своевременно принять эффективные меры по повышению ресурса лимитирующих узлов (например, замена смазки или введение присадок; применение технологий, модифицирующих физико-механические свойства контактирующих поверхностей);

б) появляется возможность перейти от календарного планового обслуживания к обслуживанию по диагностированному состоянию;

7) повышается динамическое качество машин, снижается их уровень шума и вибрации.

При этом затраты, связанные с внедрением системы вибромониторинга, относительно невелики и окупаются, как правило, в течение года.

Организация технического обслуживания с применением технологии вибромониторинга

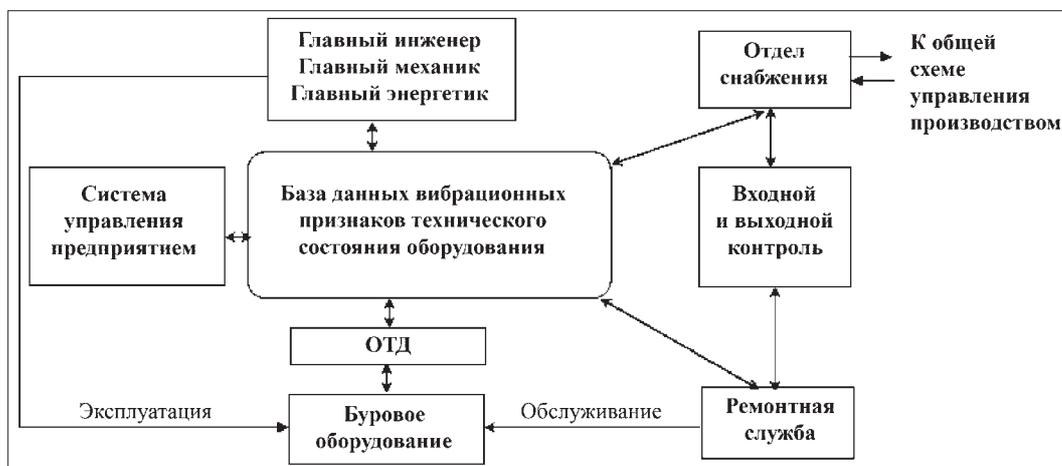
Организационная структура системы технического обслуживания и ремонта по прогнозируемому на основании вибромониторинга техническому состоянию схематически представлена на рис. 5. Она устанавливает взаимосвязь всех подразделений предприятия для обеспечения эксплуатационной надежности оборудования. В основе такой системы лежит база данных вибрационного состояния оборудования, формируемая, хранимая и пополняемая в электронном виде в результате вибромониторинга.

Такая система требует технического оснащения обслуживающего персонала приборами двух типов: во-первых, виброметрами, измеряющими величину среднеквадратических значений виброскорости в широком частотном диапазоне (от 10 до 1000 Гц). Во-вторых, для осуществления вибродиагностических измерений, проводимых специалистами службы ОТД (отдела технической диагностики), необходимо использовать сборщики данных – портативные анализаторы спектра. Такая виброизмерительная аппаратура выпускается отечественными предприятиями (ООО "ДИАМЕХ 2000", ООО "ВАСТ" и др.).

Для формирования базы данных вибрационных признаков служит программное обеспечение, позволяющее проводить по заданному алгоритму обработку результатов измерений, хранение данных в структурированной форме, а также обеспечивающее документирование результатов обследований и отображение их в удобном виде на мониторе компьютера.

Применение на производстве системы технического обслуживания по фактическому техническому состоянию требует также методического обеспече-

Рис. 5. Принципиальная схема организации технического обслуживания по фактическому состоянию с применением вибромониторинга



ния. С этой целью для буровых станков шарошечного типа, эксплуатируемых ОАО "Стойленский ГОК", разработаны методики:

- проведения вибромониторинга шарошечных буровых станков типа СБШ-250-МНА;
- контроля качества монтажа и ремонта буровых станков СБШ-250-МНА;
- оперативного контроля разгерметизации подшипниковых узлов на станках СБШ-250-МНА.

Предложенные авторами методология и программное обеспечение вибромониторинга могут быть использованы в информационно-диагностических системах на базе бортовых компьютеров, которыми

оборудуются в настоящее время экскаваторы большой единичной мощности.

Список литературы

1. Коллакот Р.А. Диагностирование механического оборудования. Л.: Судостроение, 1980.
2. Стандарт Германии VDI 2056. Директивы, оценки и критерий для механических колебаний машин.
3. Герике Б.Л., Абрамов И.Л., Герике П.Б. Вибромониторинг горных машин и оборудования. Кемерово: КГТУ. 2007.
4. Островский М.С. Триботехнические основы обеспечения качества функционирования горных машин. М.: МГГУ. Ч. 2. 1994.

УДК 622.022:658

Я.М. Радкевич, д-р техн. наук, проф., М.С. Островский, д-р техн. наук, проф., МГГУ,
П.Ф. Бойко, канд. техн. наук, ОАО "Стойленский ГОК"

Методология оценки качества и управление состоянием горных машин с использованием вибрационных характеристик

Предложены научные основы методики оценки качества и расходования ресурса горных машин с использованием системы вибромониторинга на этапе эксплуатации. Приведены практические примеры использования методики при обследовании шарошечных буровых станков СБШ-250 МНА.

Ключевые слова: горные машины, буровые станки, качество, техническое состояние, вибромониторинг, диагностика.

Ya.M. Radkevich, M.S. Ostrovsky, P.F. Boyko

Methodology of an Estimation of Quality and Management of a Condition of Mining Machines with Use of Vibrating Characteristics

Scientific bases of quality and resource estimation expenditure of mining machines with use of vibromonitoring system technique are reported to be offered.

Keywords: mining machines, rock drilling machines, quality, technical condition, vibromonitoring, diagnostics.

Для предварительной после сборки оценки качества машин одного типа и типоразмера, как начального этапа контроля качества, предлагается использовать интенсивность вибраций, т.е. среднеквадратическое значение виброскорости, измеренное в широком диапазоне частот (от 10 до 1000 Гц). Это первый уровень вибрационного контроля. При этом после проведения анализа определяются контрольные точки, несущие наибольшую информацию о состоянии машины. Количество таких точек в соответствии с предлагаемой методикой [1] не ограничивается. Пусть, например, за некоторый промежуток времени изготовлено n машин. Выполнив измерения среднеквадратического значения виброскорости (a_{ij}) в m точках каждой (i -й) из n машин, составим матрицу, в которой строки характеризуют состояние каждой отдельной (i -й) из множества (n) машин по совокупно-

сти измерений значений виброскорости в m точках ($j = 1, 2, \dots, m$), а столбцы – значения виброскорости, определяющих состояния множества машин ($i = 1, 2, \dots, n$) в каждой точке измерения:

$$\begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & \dots & a_{1m} \\ a_{21} & a_{22} & \dots & a_{2m} \\ \dots & \dots & a_{ij} & \dots \\ a_{n1} & a_{n2} & \dots & a_{nm} \end{pmatrix}. \quad (1)$$

Очевидно, что среднеквадратическое значение виброскорости должно быть равно или меньше некоторого максимально допустимого значения $a_{j \max}$. Нижний предел для таких параметров не нормируется, а обуславливается принятыми технологическими процессами изготовления и сборки. В соответствии

с разработанной нами методикой такие параметры относятся к параметрам, заданным в виде "не более...". Уровень состояния i -й машины в j -й контрольной точке определяется по формуле [2]:

$$k_{ij} = 1 - \frac{(a_{ij} - a_{j\min})^2}{(a_{j\max} - a_{j\min} + \Delta_j)^2}, \quad (2)$$

где a_{ij} — действительное среднеквадратическое значение виброскорости в j -й контрольной точке i -й машины; $a_{j\min}$ — минимально достижимое значение виброскорости в j -й точке, которое может быть достигнуто при полном соблюдении технологического регламента; $a_{j\max}$ — максимально допустимое значение виброскорости в этой же точке; Δ_j — погрешность измерения.

Первоначально, до накопления необходимого объема экспериментальных данных по множеству (n) машин, максимально допустимое значение интенсивности виброскорости вибраций можно принять в соответствии с рекомендациями ГОСТ ИСО 2954 для различных классов машин (см. таблицу).

Минимально достижимое значение виброскорости вибраций $a_{j\min}$ в j -й контрольной точке определяется по формуле:

$$a_{j\min} = a_{\delta j} = \min_{1 \leq i \leq n} \{a_{ij}\}. \quad (3)$$

Совокупность $\{a_{\delta j}\}$ ($j = 1, 2, \dots, m$) в дальнейшем используется как модель базовой машины, в которой реализовано лучшее качество сборки. В частном случае такая машина является гипотетической. Для нее уровень качества сборки по принятому показателю виброскорости вибраций равен единице.

С учетом базового значения виброскорости оценка уровня состояния i -й машины по показателю "виброскорости вибрации" в j -й контрольной точке (k_{ij}) принимает выражение:

$$k_{ij} = \frac{a_{\delta j}}{a_{ij}}. \quad (4)$$

Формула (4) дает возможность оценить уровень состояния каждой из n машин во всех m контрольных точках.

В связи с отклонениями значений k_{ij} в различных точках затрудняется однозначная оценка уровня состояния машины в целом. Чтобы оценить ее состояние в целом важно, используя методические рекомен-

дации работы [2], определить значение обобщенного вибрационного показателя машины (K_i) по формуле:

$$K_i = \left\{ m \sum_{j=1}^m \left[k_{ij} \left(\sum_{j=1}^m k_{ij} - k_{ij} \right) \right]^2 \right\}^{1/2} \left[(m-1) \sum_{j=1}^m k_{ij} \right]^{-1}, \quad (5)$$

где значения k_{ij} определены по формуле (4).

В процессе выполнения своих функций техническое состояние машины, сформированное на этапах изготовления и сборки, ухудшается.

Выполняя в процессе эксплуатации последовательное измерение выбранных параметров вибрации в тех же точках контроля и вычисляя значения уровня обобщенной вибрационной характеристики, можно установить динамику изменения ее состояния во времени, что в конечном счете дает возможность построить модель изменения технического состояния машины в процессе эксплуатации и определить периодичность технического обслуживания и текущих ремонтов.

Однако изложенный выше метод, основанный на измерениях с помощью стандартного вибromетра среднеквадратических значений виброскорости в широком диапазоне частот от 10 до 1000 Гц, не позволяет установить причины ухудшения технического состояния машины. Для выяснения причин снижения качества машины или ее отдельных сборочных единиц в процессе эксплуатации необходимо перейти на второй уровень контроля. В основе его лежит частотный анализ вибросигнала, зарегистрированного в "неблагополучной" контрольной точке машины, обнаруженной при первом уровне контроля при измерении среднеквадратических значений виброскорости. Этот уровень требует применения узкополосного виброанализатора и соответственного программного обеспечения для компьютерной обработки виброизмерительной информации.

Полученный в некоторой точке машины спектр вибросигнала разбивается на ряд интервалов, количество которых определяется исходя из конструктивных особенностей контролируемой машины. При этом важно, чтобы в этих интервалах появлялись частоты, характеризующие техническое состояние отдельных элементов машины (зубчатые колеса, подшипники, муфты, рабочие колеса и т.д.). Значения этих частот устанавливаются на основе кинематического расчета механизмов. В каждом таком частотном интервале определяется усредненное значение энергии колебаний A_{ij} . Проведя указанные измерения через регуляр-

Критерии оценки вибрационного состояния машин (ГОСТ ИСО 2954)

Состояние машины по параметру виброскорости	Среднеквадратическое значение виброскорости, мм·с ⁻¹				Пиковое значение виброскорости, мм·с ⁻¹			
	Класс машин							
	I	II	III	IV	I	II	III	IV
Отличное	0,28...0,71	0,28...1,12	0,28...1,80	0,28...2,80	0,40...1,00	0,40...1,58	0,40...2,54	0,40...3,96
Хорошее	0,71...1,80	1,12...2,80	1,80...4,50	2,80...7,10	1,00...2,54	1,58...3,96	2,54...6,37	3,96...10,00
Приемлемое	1,80...4,50	2,80...7,10	4,50...11,20	7,10...18,00	2,54...6,37	3,96...10,00	6,37...15,80	10,00...25,40
Неприемлемое	4,50...45	7,10...45	11,20...45	18,00...45	6,37...63,70	10,00...63,70	15,80...63,70	25,40...63,70

ные промежутки времени, получаем массив данных A_{ij} , который может быть представлен в виде матрицы:

$$\begin{pmatrix} A_{11} & A_{12} & \dots & A_{1m} \\ A_{21} & A_{22} & \dots & A_{2m} \\ \dots & \dots & A_{ij} & \dots \\ A_{n1} & A_{n2} & \dots & A_{nm} \end{pmatrix}, \quad (6)$$

где A_{ij} – средняя энергия колебаний в i -м частотном диапазоне, полученная в j -м временном цикле измерений, Дж.

Обобщенный вибродиагностический показатель по матрице (6) определяется по той же формуле (5). Однако в этом случае за базовое значение принимаются частотные составляющие, соответствующие первому циклу измерений.

Техническое состояние машины изменяется, прежде всего, по причине изменения точности сопряжения отдельных элементов в пространстве, что и приводит к изменению во времени значений параметров вибраций. Поэтому, наблюдая за изменением вибрационного состояния машины, можно судить об интенсивности процессов накопления повреждений, приводящих к дефектам в виде нарушения точности сопряжения исполнительных поверхностей. Прослеживая динамику изменения обобщенной вибрационной характеристики от контроля до контроля, предоставляется возможность определить обоснованное время замены детали.

В общем случае в процессе эксплуатации техническое состояние машины находится под воздействием факторов, направленных на его ухудшение, а также факторов, обеспечивающих его восстановление. Ухудшение состояния является следствием влияния таких факторов, как износ, фреттинг, коррозия, старение и других, зависящих от условий эксплуатации и возникающих в результате различного рода возмущающих (повреждающих) воздействий. Изменение технического состояния машины под воздействием повреждающих факторов происходит чаще всего в виде нарушений кинематических связей исполнительных поверхностей деталей и взаиморасположения в пространстве взаимодействующих структурных элементов.

Восстановление технического состояния осуществляется при обслуживании и ремонте. Процессы (восстанавливающие воздействия) этого типа относятся к категории управляющих. Совокупность восстанавливающих воздействий при эксплуатации машины должна быть организована таким образом, чтобы обеспечить эффективное управление ее техническим состоянием. По развиваемым нами представлениям такое управление техническим состоянием горных машин может основываться на базе регистрации и анализа вибросигналов. Надлежащим образом организованная система вибромониторинга машины в процессе исполь-

зования ее по назначению имеет своей задачей "поставку" информационных потоков, необходимых для своевременного обнаружения момента перехода технического состояния машины в предаварийное состояние, характеризуемое возрастанием вероятности отказов. Это позволяет предпринять превентивные меры управляющих воздействий, направленных на предупреждение внезапных отказов и связанных с этим рисков экономических потерь, аварий и техногенных катастроф, а также на снижение опасности для здоровья и жизни людей [3].

В зависимости от конструкции машины и степени ущерба при выходе ее из строя для осуществления вибромониторинга могут быть использованы либо переносные коллекторы виброизмерительных данных, либо стационарные виброизмерительные системы, включающие пьезоакселераторы и бортовые компьютеры, обеспечивающие быстрое преобразование вибросигналов и их последующий анализ. Однако в любом случае при проектировании современных машин, являющихся, как правило, сложными техническими системами с повышенными требованиями по безаварийности эксплуатации, должны быть предусмотрены информационно-диагностические системы, позволяющие осуществлять мониторинг их технического состояния.

В качестве примера применения изложенной выше методологии приведем результаты вибрационных обследований десяти шарошечных буровых станков СБШ-250-МНА, проведенных на ОАО "Стойленский ГОК".

Методология позволяет сопоставить и ранжировать по динамическим свойствам всю совокупность обследованных машин и выявить наиболее неблагоприятные узлы, где вероятнее всего могут произойти отказы. Результаты расчетов обобщенного вибрационного показателя K для десяти обследованных буровых станков, эксплуатируемых ОАО "Стойленский ГОК", представлены на рис. 1. Из рисунка видно, что наихудшее техническое состояние имеют станки № 5 ($K = 0,35$) и № 4 ($K = 0,45$). Причиной этого являются повышенные вибрации подшипниковых опор вращателя. При этом наработка станка № 5 после последнего ремонта составила 650 ч, а станка № 4 – 2200 ч. Такое различие может быть объяснено низким качеством ремонта под-

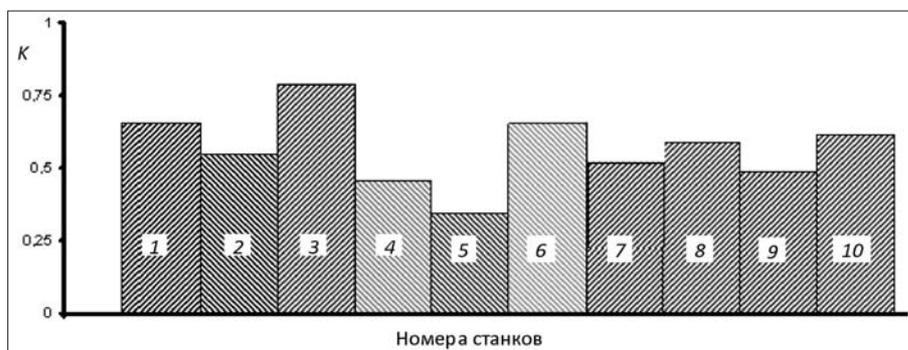


Рис. 1. Оценки технического состояния буровых станков СБШ-250-МНА по обобщенному вибрационному показателю

Nn/n	x(i,1)	x(i,2)	x(i,3)	x(i,4)	x(i,5)	x(i,6)	x(i,7)	x(i,8)	x(i,9)	x(i,10)
1	1,954	1,786	1,400	0,960	0,812	0,650	0,280	0,320	0,490	0,190
2	2,187	1,954	1,650	0,980	0,841	0,780	0,300	0,360	0,515	0,190
3	2,270	2,156	1,830	1,320	0,870	0,840	0,340	0,365	0,520	0,200
4	2,675	2,480	1,970	1,030	1,045	0,950	0,315	0,370	0,525	0,215
5	2,630	2,450	1,900	1,120	0,930	0,950	0,365	0,340	0,530	0,225
6	2,960	2,570	2,075	1,520	1,234	1,080	0,337	0,410	0,537	0,221
7	3,020	2,785	2,150	1,968	1,560	1,130	0,355	0,430	0,615	0,230
8	4,130	3,670	2,638	2,336	1,957	1,745	0,418	0,475	0,637	0,245
9	4,780	4,550	2,920	2,790	2,310	1,980	0,500	0,550	0,645	0,253
10	5,512	4,750	3,115	3,380	2,516	2,000	0,620	0,575	0,680	0,255

Рис. 2. Данные обработки спектра значений энергии колебаний подшипника № 3628 вращателя бурового станка СБШ-250-МНА

Nn/n	k(i,1)	k(i,2)	k(i,3)	k(i,4)	k(i,5)	k(i,6)	k(i,7)	k(i,8)	k(i,9)	k(i,10)	K(i)
1	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
2	0,893	0,914	0,848	0,980	0,966	0,833	0,933	0,889	0,951	1,000	0,922
3	0,888	0,848	0,824	0,966	0,951	0,816	0,875	0,884	0,950	0,950	0,896
4	0,861	0,828	0,765	0,727	0,933	0,774	0,824	0,877	0,942	0,950	0,850
5	0,730	0,720	0,711	0,932	0,777	0,684	0,889	0,865	0,933	0,884	0,816
6	0,660	0,695	0,675	0,632	0,658	0,602	0,831	0,780	0,912	0,860	0,734
7	0,647	0,641	0,651	0,488	0,521	0,575	0,789	0,744	0,797	0,826	0,673
8	0,473	0,487	0,531	0,411	0,415	0,372	0,670	0,674	0,769	0,776	0,568
9	0,409	0,393	0,479	0,344	0,352	0,328	0,560	0,582	0,760	0,751	0,508
10	0,354	0,376	0,449	0,284	0,323	0,325	0,452	0,557	0,721	0,745	0,472

Рис. 3. Результаты расчета обобщенного вибрационного показателя для подшипника № 3628 бурового станка СБШ-250-МНА

шипниковых опор вращателя станка № 5. В то же время станки № 6 ($K = 0,65$) и № 10 ($K = 0,6$) имели сравнительно большую наработку – более 3000 ч. Отсюда следует, что при контроле качества ремонта следует оценивать виброхарактеристики подшипниковых узлов вращателя в режиме холостого хода непосредственно после ремонта.

Количественно техническое состояние подшипникового узла вращателя, где на первом этапе была обнаружена повышенная интенсивность вибраций, было оценено по обобщенному вибродиагностическому показателю, рассчитанному по спектральным характеристикам. Расчет выполняли по формуле (5). При этом в матрицу (6) подставлялись усредненные значения энергии колебаний для десяти частотных интервалов. Каждая строка матрицы означает совокупность средних значений энергии колебаний, соответствующих десятичастотным интервалам, на которые был разбит частотный диапазон, полученный в данный момент времени. Номер строки соответствует порядковому номеру выполняемых через определенный интервал времени измерений (в данном случае через один месяц). Номер строки соответствует порядковому номеру проводимых измерений. Усредненные значения энергии колебаний (Дж), соответствующие принятым десятичастотным диапазонам, для подшипника № 3628

вращателя бурового станка СБШ-250-МНА приведены на рис. 2, где столбцы – частотный диапазон (десять интервалов), строки – порядковый номер измерения.

При расчете по формуле (5) с использованием данных рис. 3 обобщенного вибрационного показателя за базовые значения принимались измерения, полученные после приработки аналогичного подшипникового узла и имеющие минимальную величину энергии колебаний частотных составляющих. Результаты расчета единичных (k_i) и обобщенных (K_i) уровней качества для разных моментов времени представлены на рис. 3.

С использованием рис. 3 динамика изменения обобщенного вибродиагностического показателя $k(t)$ от времени эксплуатации (трендовая характеристика ОВП) для подшипника № 3628 бурового станка СБШ-250-МНА показана на рис. 4.

В начальный период эксплуатации наблюдается медленное уменьшение величины K по мере изнашивания элементов подшипника и увеличения в нем зазоров. В момент, соответствующий точке А, происходит увеличение интенсивности изнашивания, вызываемого повышением величины радиального зазора. Наступление момента, соответствующего точке В, сопровождается усталостными повреждениями элементов подшипника, что в свою очередь вызывает рост частотных составляющих в спектре и сопровождается увеличением

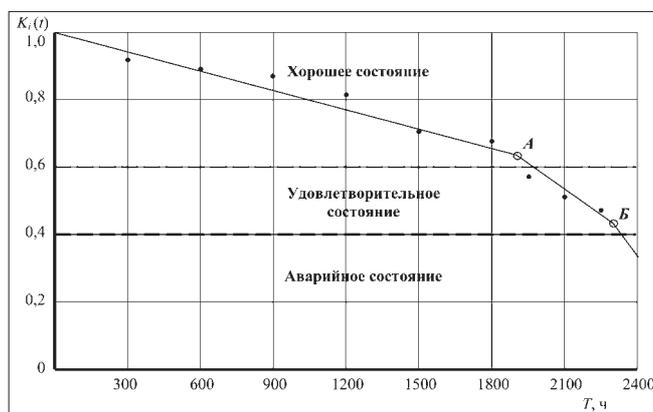


Рис. 4. Зависимость обобщенного вибродиагностического показателя подшипника № 3628 вращателя бурового станка СБШ-250-МНА от времени

скорости убывания обобщенного вибрационного параметра.

Для области нормального изнашивания изменение обобщенного показателя можно аппроксимировать линейной зависимостью

$$K(t) = K_0 - \alpha t, \quad (7)$$

где α – скорость изменения величины K ; τ – время.

Величина $K_0 = 1$, предупредительно допустимое значение $K_{\text{доп}}$ принято 0,6 (при этом среднее значение интенсивности вибрации возрастает в 1,6 раза), а предельно допустимое значение $K_{\text{пред}} = 0,4$ (см. рис. 4). Величина остаточного ресурса

$$\tau_{\text{ост}} = \frac{K(t)_{\text{изм}} - K_{\text{доп}}}{\alpha}, \quad (8)$$

где $K(t)_{\text{изм}}$ – значения обобщенного вибрационного параметра при последнем контроле.

Состояние подшипника, характеризуемое величиной $K > 0,6$ классифицировалось как хорошее; при этом вероятность безотказной работы за межремонтный период высока. При $0,6 \leq K \leq 0,4$ состояние удовлетворительное. При этом требуется уменьшить интервал между виброизмерениями и в течение ко-

роткого промежутка времени провести ремонт подшипникового узла. При $K < 0,4$ износ становится лавинообразным из-за развития ударно-усталостных процессов вследствие роста зазоров в подшипнике. Такое состояние является аварийным, так как вероятность отказа при этом возрастает примерно в 2,5 раза. Требуется незамедлительный ремонт подшипниковой опоры.

Таким образом, с помощью обобщенного вибродиагностического показателя можно следить за изменением технического состояния машин, обнаруживать узлы и элементы, обладающие наиболее высокой вероятностью выхода из строя, и проводить оценку остаточного ресурса. Это создает предпосылки совершенствования систем технического обслуживания горных машин, обеспечивая их эффективное и безаварийное использование.

Список литературы

1. Радкевич Я.М. Оценка качества изготовления деталей // Горное оборудование и электромеханика. 2007. № 1. С. 26–29.
2. Солод Г.И., Радкевич Я.М. Управление качеством горных машин. Учеб. пособие. М.: МГИ, 1985. 94 с.
3. Островский М.С. Триботехнические основы обеспечения качества функционирования горных машин. М.: МГТУ. Ч. 2. 1994. 229 с.

УДК 622:621:879.34.083

А.И. Шадрин, д-р техн. наук, ИрГТУ

Оценка остаточного ресурса узлов металлоконструкций карьерных экскаваторов в условиях холодного климата

Приведены результаты аналитических и экспериментальных исследований механизма развития трещин элементов металлоконструкций карьерных экскаваторов в условиях Восточной Сибири и Якутии. Предложены метод расчета остаточного ресурса узлов металлоконструкций машин по прогнозированию развития трещин при низких температурах воздуха и вероятностный метод расчета наработок до очередного диагностического контроля.

Ключевые слова: узлы металлоконструкций, остаточный ресурс, карьерные экскаваторы, холодный климат.

A.I. Shadrin, Irkutsk State Technical University

The Valuation of Metal Construction Unit Residual Resources of Open-Cast Mine Excavator under Cool Climate Condition

Describes the results of analytical and experimental researches the mechanism of fissure growth in open-cast mine excavator metal construction units under condition Eastern Siberia and Yakutia. Presents the method of estimate the metal construction unit residual resources by the prognostication a fissure growth under low temperature conditions. Works out the probabilistic method of resource estimate to the next diagnostic control.

Keywords: metal construction unit, residual resources, open-cast mine excavator, cool climate.

На карьерах Севера значительное воздействие на качество эксплуатации экскаваторов оказывают погодноклиматические факторы. В зимние месяцы по сравнению с летними, когда среднемесячная темпе-

ратура воздуха ниже -20 °С, а минимальная температура опускается до -62 °С, параметр потока отказов экскаваторов возрастает в 1,5–1,8 раза, а элементов их металлоконструкций – в 3–6 раз [1]. Корреляци-

онный и регрессионный анализы 17 погодно-климатических факторов показали, что среди них наибольшую корреляцию с показателями надежности экскаваторов имеет продолжительность эксплуатации при температуре воздуха ниже $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, скорости ветра более 2 м/с , скорости изменения температуры воздуха более 2 К/ч и относительной влажности воздуха более 70% . При этом коэффициент множественной корреляции по элементам металлоконструкций составил $0,78\dots 0,96$, а коэффициент эластичности по абсолютной величине — $1,3\dots 9,5$ [2]. Среднегодовая динамика частоты разрушений элементов металлоконструкций обнаруживает резкое ее возрастание в январе, марте и апреле. В январе наблюдаются экстремально низкие температуры воздуха, а в марте-апреле происходит резкий перепад ночной и дневной температур воздуха с амплитудой до $40\dots 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ в сочетании с высокой его влажностью.

Оценка живучести элементов металлоконструкций экскаваторов имеет большое значение при назначении обоснованных сроков их дефектоскопии и сроков ремонта. Под живучестью понимают долговечность элементов металлоконструкций, характеризуемую остаточным ресурсом до наступления их предельного состояния. Обычно предельное состояние элемента металлоконструкции оценивается критической длиной трещины, соответствующей моменту возникновения первого скачка при ее распространении.

Развитие систем автоматизированного управления на горных предприятиях предусматривает внедрение в практику эксплуатации горного оборудования системы ремонта по фактическому состоянию, основанной на аналитических методах расчета живучести элементов металлоконструкций экскаваторов. В практике эксплуатации карьерных экскаваторов применяются экспертные методы прогнозирования роста макротрещины, длина l_0 которой при ее обнаружении современными методами неразрушающего контроля составляет $0,2\dots 0,5\text{ мм}$.

Разрушения элементов металлоконструкций экскаваторов носят в основном усталостный характер. Исследованиями, базирующимися на результатах испытаний образцов материалов в лабораторных условиях, разработаны методы оценки живучести в условиях испытания образцов. Однако реальные условия работы элементов металлоконструкций экскаваторов значительно отличаются от имитируемых при испытаниях образцов. Поэтому предложенные исследователями методы расчета живучести по испытываемым образцам в чистом виде не могут быть использованы в практике эксплуатации карьерных экскаваторов, особенно при низких температурах воздуха.

Ниже предлагается метод расчета живучести элементов металлоконструкций экскаваторов при нерегулярной нагрузке, учитывающий влияние кратковременных перегрузок и низкой температуры воздуха на скорость роста усталостной трещины. Метод предусматривает расчет кривой роста усталостной трещины, основанный на методе Нельсона и др., описанном в работах [3, с. 208–210] и [4, с. 267–286]. В соответствии с ним расчет кривой роста усталост-

ной трещины ведется с учетом пиковых нагрузок Q_i и участков с непрерывно возрастающей нагрузкой по модифицированному уравнению Пэриса–Элбера:

$$v = \frac{\Delta l}{\Delta N} = \frac{A(\Delta K_{\text{эф}})^m}{K_c - K_{\text{max}}}, \quad (1)$$

где v — скорость роста усталостной трещины, мм/цикл; Δl — приращение длины трещины за число циклов ΔN , мм; A, m — параметры уравнения. Параметр A имеет размерность скорости роста трещины и учитывает геометрическую форму и толщину листа элемента металлоконструкции, а также другие факторы эксплуатации, мм/цикл; K_c — предельный коэффициент интенсивности напряжений, при достижении которого происходит разрушение материала (первый скачок трещины), МПа·м^{1/2}. Определяется по формуле

$$K_c = \sigma_c \sqrt{\pi l_c / 2},$$

где σ_c — предельное напряжение, при котором происходит первый скачок трещины, МПа; l_c — критическая длина усталостной трещины, м; $\Delta K_{\text{эф}}$ — эффективный размах коэффициента интенсивности напряжений в направлении развития трещины, МПа·м^{1/2}. Определяется из условия

$$\Delta K_{\text{эф}} = \begin{cases} K_{\text{max}} - K_r & \text{при } K_{\text{min}} < K_r; \\ K_{\text{max}} - K_{\text{min}} & \text{при } K_{\text{min}} > K_r, \end{cases}$$

где $K_{\text{min}}, K_{\text{max}}$ — минимальный и максимальный коэффициенты интенсивности напряжений цикла нагрузки, МПа·м^{1/2}. Определяются по формулам

$$K_{\text{min}} = \sigma_{\text{min}} \sqrt{\pi l / 2}, \quad K_{\text{max}} = \sigma_{\text{max}} \sqrt{\pi l / 2},$$

где $\sigma_{\text{max}}, \sigma_{\text{min}}$ — соответственно максимальное и минимальное напряжения цикла нагрузки, МПа; l — длина усталостной трещины, м.

K_r — коэффициент интенсивности остаточных напряжений, аналогичный $K_{\text{отк}}$ — коэффициенту интенсивности напряжений, соответствующему моменту открытия трещины, после того как трещина преодолевает зону пластической деформации, возникшей в результате воздействия кратковременной перегрузки или непрерывно возрастающей нагрузки, МПа·м^{1/2}. Определяется по формуле

$$K_r = q(K_{\text{max}} - \Delta K_{\text{th}}),$$

где q — параметр, зависящий от типа металла, геометрии и размеров испытываемого образца, может прямо зависеть от K_{max} . Находится в пределах $0 < q < 1$. Обычно для конструкционных сталей $q = 0,35\dots 0,5$;

ΔK_{th} — размах коэффициента интенсивности напряжений, соответствующий началу роста усталостной трещины и называемый порогом развития усталостной трещины, МПа·м^{1/2}. Принято считать, что трещина увеличивается, когда скорость ее роста пре-

вышает $v = 10^{-8}$ мм/цикл, называемую порогом развития усталостной трещины. При $\Delta K > \Delta K_{th}$ скорость роста трещины $v > 10^{-8}$ мм/цикл. Значение порога ΔK_{th} зависит от типа металла и его предела текучести σ_T , коэффициента асимметрии цикла нагрузки R , состояния окружающей среды (температуры, влажности воздуха), частоты нагрузки, формы цикла, характера изменения нагрузки и длины трещины. При снижении температуры воздуха увеличивается предел текучести и уменьшается порог развития трещины ΔK_{th} , т.е. уменьшается зона пластической деформации при перегрузках и снижается трещиностойкость металла. Осредненная зависимость порога развития усталостной трещины ΔK_{th} от предела текучести σ_T при пульсационном цикле выражается формулами, полученными при испытании образцов в лабораторных условиях:

$$\Delta K_{th} = 12,7 - 0,006\sigma_T \text{ для } R = 0...0,05; \quad (2)$$

$$\Delta K_{th} = 3,6 - 0,0008\sigma_T \text{ для } R = 0,7...0,9, \quad (3)$$

где R – коэффициент асимметрии цикла нагрузки, определяемый как

$$R = \frac{K_{\min}}{K_{\max}} \text{ или } R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}.$$

Для различной асимметрии цикла нагрузки можно использовать приближенную зависимость для порога развития усталостной трещины, полученную на основании слияния (2) и (3):

$$\Delta K_{th} = 12,7 - 0,006\sigma_T - (11,37 - 0,0065\sigma_T)R.$$

Формула (1) не учитывает в явно выраженном виде влияние температуры воздуха на скорость развития усталостной трещины, что не позволяет использовать ее непосредственно для практических расчетов живучести металлоконструкций в реальных условиях эксплуатации в регионах холодного климата. Согласно данным работы [3], логарифм скорости развития усталостной трещины линейно зависит от температуры наружного воздуха. Характер рассчитанной автором аналогичной зависимости при различном уровне нагрузки для образцов низколегированной стали изображен на рис. 1.

В диапазоне эксплуатационных температур 173...293 К при размахе коэффициента интенсивности напряжений $\Delta K = 105 \text{ МПа}\cdot\text{м}^{1/2}$ скорости одинаковы и равны $5 \cdot 10^{-3}$ мм/цикл. При этом определенный аналитически с использованием работы [3] показатель степени m в уравнении Пэриса–Элбера с повышением температуры снижается с 4,9 до 4. Можно утверждать, что при значениях размаха интенсивности напряжений свыше $\Delta K = 105 \text{ МПа}\cdot\text{м}^{1/2}$ скорость развития трещины уже не зависит от температуры воздуха, а определяется в основном характером и уровнем действующей нагрузки. С учетом этого факта, а также с использованием S-образной диаграммы усталостного разрушения низколегированной стали, путем преобразования данных рис. 1 определен ха-

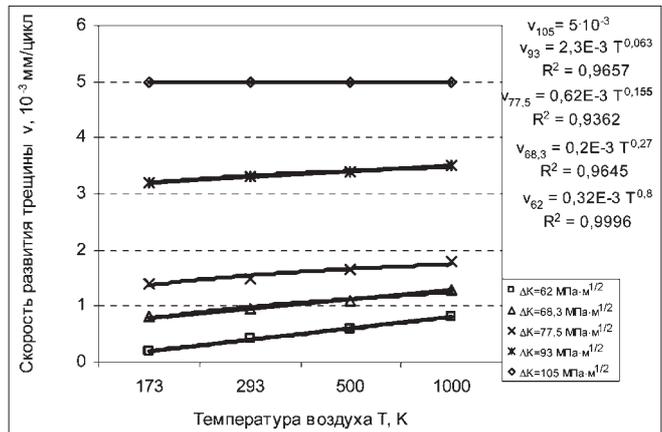


Рис. 1. Зависимость скорости развития усталостной трещины от температуры и коэффициента интенсивности напряжений в образцах легированной стали

актер изменения скорости развития усталостной трещины в элементах металлоконструкций из низколегированной стали в интервале эксплуатационных температур от 173 до 293 К при случайной нагрузке, соответствующей размаху эффективного коэффициента интенсивности напряжений $\Delta K_{\text{эф}}$ от 50 до 110 $\text{МПа}\cdot\text{м}^{1/2}$. Характер полученных зависимостей изображен на рис. 2. Зависимости хорошо согласуются с уравнением Пэриса–Элбера с вариацией параметра m от 2,8 до 4,9 и параметра A от $6,2 \cdot 10^{-10}$ до $1,2 \cdot 10^{-5}$ мм/цикл для диапазона температур от 173 до 1000 К.

Таким образом, температура воздуха влияет на скорость развития усталостной трещины в диапазоне нагрузки (изменения размаха коэффициента ΔK) от

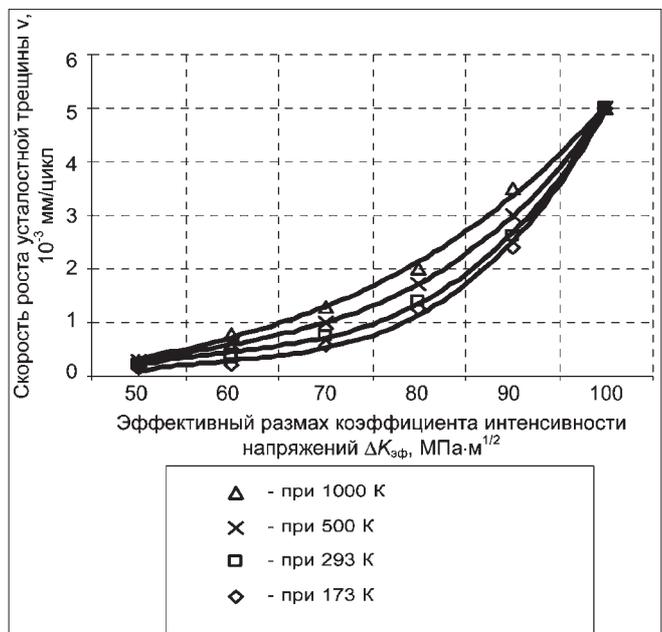


Рис. 2. Зависимости скорости развития усталостных трещин от эффективного коэффициента интенсивности напряжений и температуры в образцах легированной стали

10 до 105 МПа·м^{1/2}. За пределами этого диапазона скорость зависит только от уровня и характера действующей нагрузки и не зависит от температуры. Снижение скорости развития усталостной трещины с понижением температуры воздуха связано с повышением предела текучести и соответствующим уменьшением зоны пластической деформации. При повышении температуры воздуха происходит увеличение скорости развития усталостной трещины, связанное с уменьшением предела текучести и ускорением окислительных процессов на границах зерен. При этом большое влияние оказывает частота нагрузки.

С использованием данных рис. 2 получено выражение для определения величины снижения скорости роста усталостной трещины за цикл нагрузки в зависимости от температуры воздуха в диапазоне 173...293 К в виде

$$\Delta v = K_v (293 - T), \quad (4)$$

где T – температура воздуха, К; K_v – коэффициент, учитывающий снижение скорости развития усталостной трещины с учетом действующей нагрузки при изменении температуры воздуха на 1 К, мм/цикл/К.

Зависимость коэффициента K_v от размаха коэффициента интенсивности напряжений в диапазоне температур 173...293 К представлена на рис. 3. В указанном диапазоне температур значение коэффициента K_v изменяется в пределах от 0 до $3,88 \cdot 10^{-10}$ мм/цикл/К. Хорошую аппроксимацию зависимости дает распределение Вейбулла с параметрами формы $b = 4,7$ и масштаба $a = 88$ вида

$$K_v = 6,13 \cdot 10^{-7} \Delta K_{\text{эф}}^{3,7} \exp[-(0,01136 \Delta K_{\text{эф}})^{4,7}]. \quad (5)$$

С учетом выражений (1) и (4) расчет скорости развития усталостной трещины под воздействием порядка следования и уровня нагрузки, температуры воздуха проводится по формуле

$$\frac{\Delta l}{\Delta N} = v - \Delta v = \frac{A(\Delta K_{\text{эф}})^m}{K_c - K_{\text{max}}} - K_v (293 - T), \quad (6)$$

где K_v для низколегированных сталей определяется по выражению (4).

Подставив выражение (5) в формулу (6), получим аналитическую зависимость прироста длины от величины и порядка следования нагрузки при температуре в пределах $-100...+20$ °С, с помощью которой можно рассчитать остаточный ресурс металлоконструкций

$$\frac{\Delta l}{\Delta N} = \frac{A(\Delta K_{\text{эф}})^m}{K_c - K_{\text{max}}} - 6,13 \cdot 10^{-7} (\Delta K_{\text{эф}})^{3,7} \times \exp[-(0,01136 \Delta K_{\text{эф}})^{4,7}] (293 - T). \quad (7)$$

Параметры A и m выражения (7) оцениваются по результатам испытания элементов металлоконструкций карьерных экскаваторов в реальных условиях эксплуатации. По результатам эксплуатации экскава-

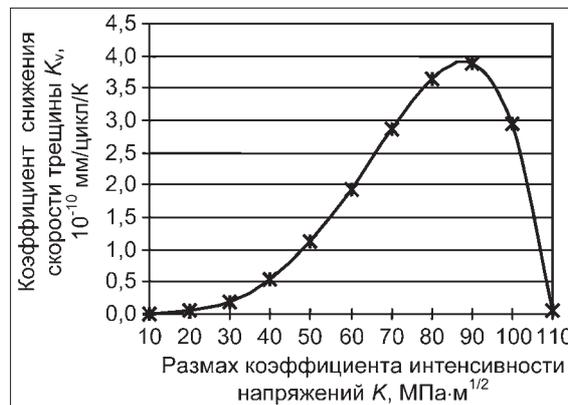


Рис. 3. Зависимость коэффициента снижения скорости развития усталостной трещины от коэффициента интенсивности напряжений в диапазоне температур воздуха 173...293 К

торов ЭКГ-8И Коршуновского ГОКа (Иркутская область) получены значения параметров выражения (7). Так, для рукояти ковша (сталь 09Г2С) $A = 8 \cdot 10^{-7}$ мм/цикл, $m = 3,7$.

При оценке живучести ресурс считается исчерпанным при достижении критической длины трещины, когда происходит первый скачок роста трещины и трещина переходит в неустойчивую фазу развития.

Расчет остаточного ресурса элементов металлоконструкций карьерных экскаваторов по выражению (7) может выполняться по алгоритму, блок-схема которого показана на рис. 4.

Поскольку работа карьерного экскаватора имеет циклический характер, то характер следования и уровень нагрузки, формируемые при заполнении ковша и определяемые качеством подготовки грунта к выемке, также носят циклический характер. Поэтому для прогнозирования нагрузки были сформированы типовые блоки нагрузки, полученные методом конечных элементов и проверенные по результатам специальных замеров напряжений в узлах металлоконструкций экскаваторов ЭКГ-8И при экскавации различных грунтов. Каждому типовому блоку нагрузки соответствует один цикл экскавации.

Алгоритм расчета остаточного ресурса элементов металлоконструкций карьерных экскаваторов предусматривает:

- обработку экспериментальных данных по нагрузкам Q_i и температуре наружного воздуха T_i , в результате которой проводится выделение n типовых блоков нагрузки с дифференциацией их по j условиям эксплуатации, учитывающих:
 - качество подготовки горной массы к выемке, которое определяет уровень и порядок (порядковый номер i) следования нагрузки Q_i . Качество подготовки грунта может быть оценено категорией грунта по трудности экскавации, энергоемкостью экскавации и другими показателями. Для каждого типового блока нагрузки устанавливаются параметры формул (1) – (3): A , $\Delta K_{\text{эф}}$, m , K_c , K_{max} , K_r , $\Delta K_{\text{н}}$, K_v , T , причем параметры $\Delta K_{\text{эф}}$, K_c , K_{max} , K_r , $\Delta K_{\text{н}}$, K_v зависят от длины трещины и потому опре-

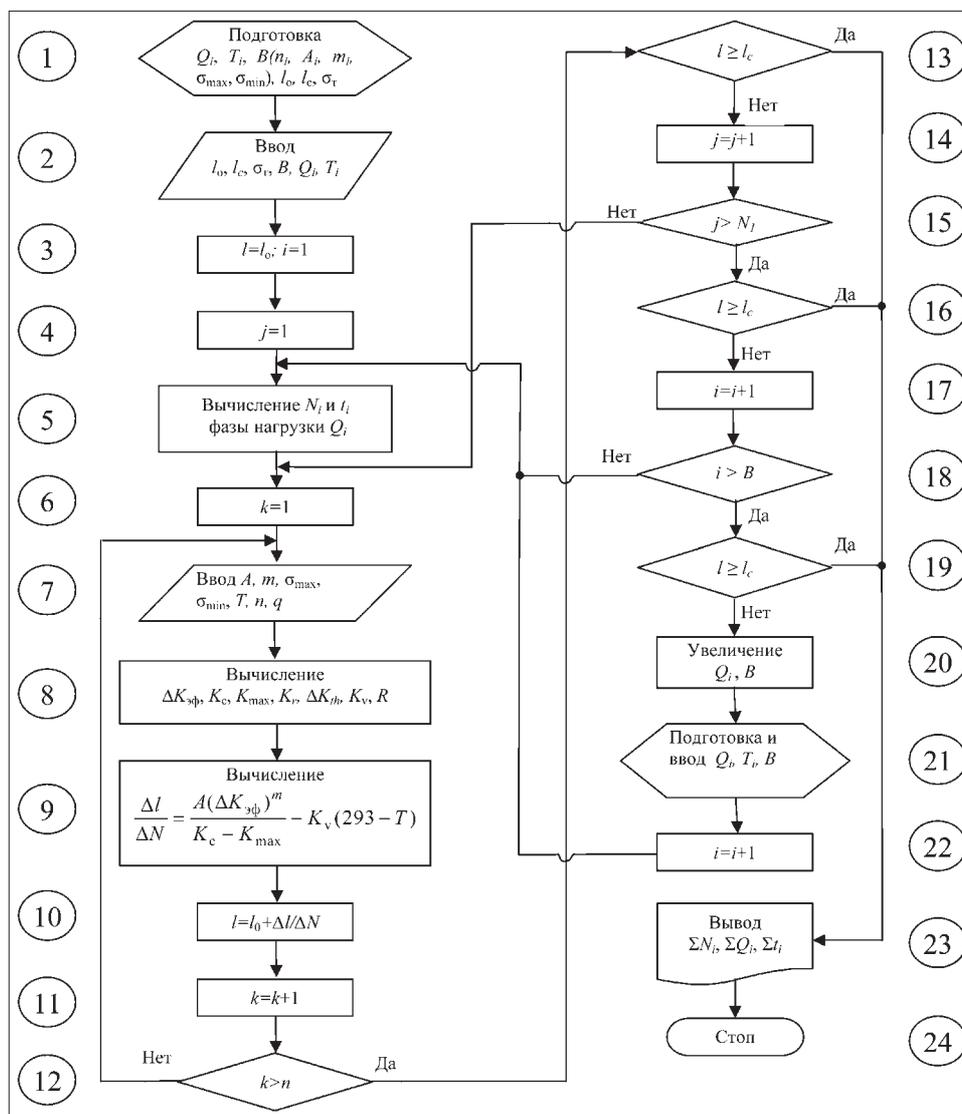


Рис. 4. Блок-схема алгоритма прогнозирования роста усталостной трещины в элементах металлоконструкции карьерного экскаватора

деляются заново каждый раз после реализации очередного блока нагрузки;

- уровень действующих среднемесячных температур воздуха;

- определение длины усталостной трещины l_0 по данным диагностического контроля. В зависимости от метода контроля длина l_0 обнаруженной трещины обычно составляет 0,2...0,5 мм;

- построение плана нагрузки, т.е. определение порядка следования блоков нагрузки определенного типа Q_i в соответствии с ожидаемыми j условиями эксплуатации;

- подготовку и ввод исходных данных $l_0, l_c, \sigma_T, B_i, Q_i, N_i$;

- по формулам (1)–(8) вычисление прироста длины трещины Δl_1 за первый блок нагрузки как функцию длины трещины l_0 и новой длины трещины l_1 с учетом прироста Δl_1 ;

- вычисление приращения длины трещины Δl_2 и полной длины трещины l_2 в результате реализации второго блока нагрузки;

- вычисление приращения длины трещины и полной длины трещины в результате реализации последующих блоков нагрузки в соответствии с планом нагрузки;

- вычисление (количество расчетов k) приращения длины трещины ведется до тех пор, пока ее длина не достигнет критического размера l_c . Критический размер длины трещины определяется по резкому увеличению приращения длины трещины, сигнализирующему о первом скачке ее роста как начале стадии нестабильного развития, либо по экспериментальным данным. При этом счетчик числа циклов нагрузки показывает предельное число блоков нагрузки ΣN_i , по которому определяется остаточный ресурс рассматриваемого элемента металлоконструкции. Далее полученное предельное число блоков нагрузки N_c можно пересчитать на суммарный объем переработанной горной массы ΣQ_i или суммарное время эксплуатации Σt_i в соответствии с методикой расчета эксплуатационной производительности экскаватора.

Рассчитанный таким методом остаточный ресурс служит основанием для назначения сроков контроля

технического состояния элемента металлоконструкций экскаватора методами неразрушающего контроля в целях предотвращения его излома на полное сечение или восстановления в неплановом порядке, приводящих к высоким издержкам. По результатам контроля оценивается длина усталостной трещины и при ее величине меньше критической расчет остаточного ресурса повторяется с учетом новой длины трещины и новых блоков нагрузки.

Предложенный метод оценки живучести элементов металлоконструкций карьерного экскаватора позволяет предотвратить распространение усталостной трещины на все сечение детали, сохранить возможность ее восстановления в плановом порядке и тем самым повысить эксплуатационную надежность,

снизить расход трудовых и материально-технических ресурсов на эксплуатацию оборудования.

Список литературы

1. **Махно Д.Е., Шадрин А.И.** Надежность карьерных экскаваторов и станков шарошечного бурения в условиях Севера. М.: Недра, 1976. 167 с.
2. **Махно Д.Е., Шадрин А.И.** Эксплуатация и ремонт механических лопат в условиях Севера: Справочное пособие. М.: Недра, 1992. 127 с.
3. **Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П.** Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник. М.: Машиностроение, 1985. 233 с.
4. **Fatigue Crack Growth Under Spectrum Loads**, ASTM STP. 595, American Society for Testing and Materials, 1976, 339 p.

УДК 622:621:879.34.083

А.М. Павлов, канд. техн. наук, **Р.В. Воробьев**, ОАО "Бурятзолото", **Д.Е. Махно**, д-р техн. наук, проф., **А.И. Шадрин**, д-р техн. наук, **А.Н. Авдеев**, канд. техн. наук, ИрГТУ

Обоснование мощности ремонтной базы в условиях географической разобщенности горных предприятий

(на примере ОАО "Бурятзолото")

Описана методика принятия инженерных решений при распределении объемов ремонтных работ между добывающими и ремонтными предприятиями единой организационно-экономической структуры с использованием экономического критерия минимизации общих удельных затрат.

Ключевые слова: горные предприятия, ремонтное производство, инженерные решения.

A.M. Pavlov, R.V. Vorobyov, Joint-stock Society "Buryatzoloto", **D.E. Makhno, A.I. Shadrin, A.N. Avdeev**, Irkutsk State Technical University

The Basis of Remount Source Industrial Capacities under Geographic Disconnection Mining Industrials Conditions

(for Example joint-stock Society "Buryatzoloto")

The article describes the methods of taking engineering measures for remount works organization among mining and remount industrials of united organization-economics structure using economical criterion of total specific expenses.

Keywords: mining industrials, remount source, engineering measures.

Прогрессивными тенденциями развития рынка технического сервиса являются централизация и кооперация ремонтных работ, сопровождающиеся специализацией ремонтного производства, что дает возможность повышать качество и снижать стоимость услуг. Такой подход к организации ремонтных работ применяется ОАО "Бурятзолото", объединяющим в своей структуре рудники Холбинский и Ирокинда, удаленные от центральной ремонтной базы соответственно на 680 и 1040 км. Это определяет необходимость при наличии Централных ремонтно-механических

мастерских (ЦРММ) организовывать на каждом руднике свои ремонтные службы. Выполнение части работ в ЦРММ связано с дополнительными затратами на транспортные операции, возрастанием стоимости запасных частей, узлов и агрегатов, необходимостью увеличения их оборотного фонда в силу транспортно-временных издержек. Как правило, вахтовый метод организации ремонтных работ, имеющий место на таких предприятиях, влечет за собой увеличение численности рабочих и ИТР, транспортных расходов, а также расходов на социальные нужды.

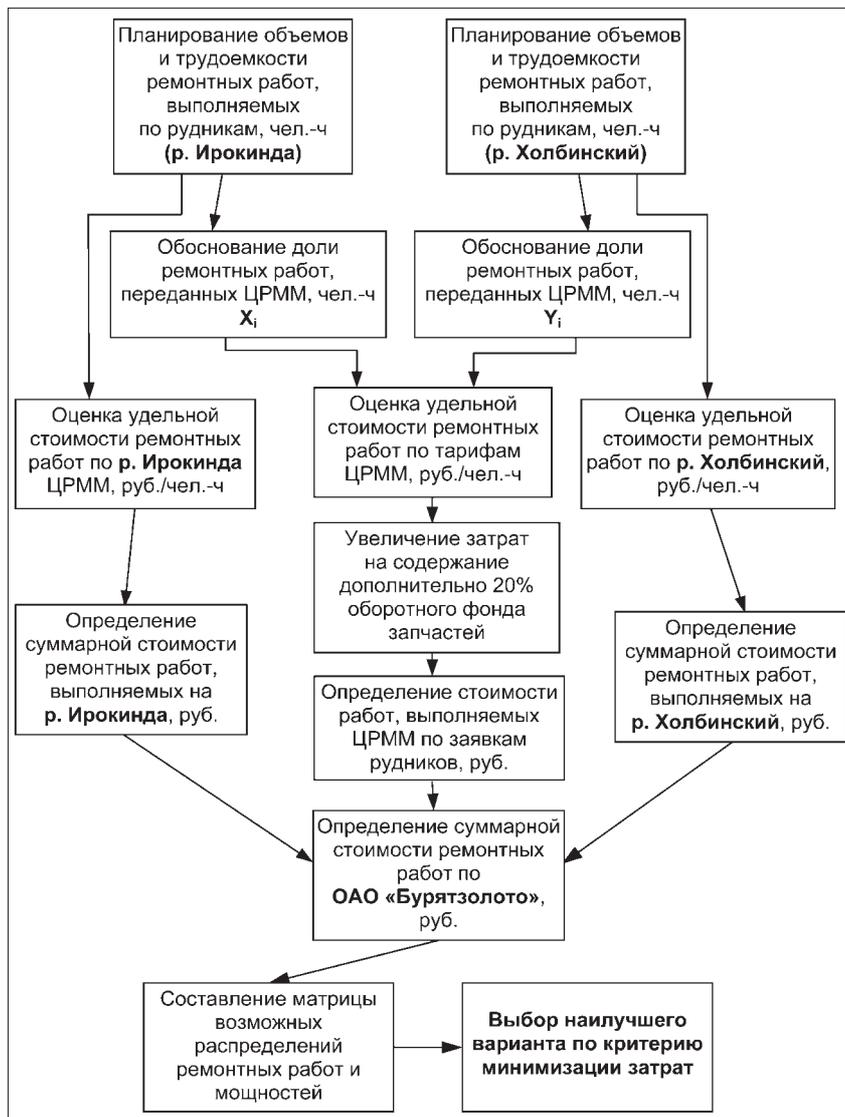


Рис. 1. Алгоритм решения задачи рационального распределения затрат на ремонт оборудования

Специфика каждого предприятия определяет различный уровень удельных затрат на ремонтные работы. Существенно отличаются и затраты на доставку запасных частей, узлов и материалов.

Обеспечение технологичности процесса требует на каждом горном предприятии наличия постоянной группы квалифицированных ремонтных рабочих, связанных с техническим обслуживанием и неплановыми ремонтами оборудования, создания универсального парка станочного оборудования с низким уровнем его использования. Последнее повышает затраты по статье амортизационные отчисления.

Этим далеко не разрешается весь перечень проблем, возникающих при планировании мощности ремонтных баз и затрат на ремонтные работы каждого горного предприятия, объемов ремонтируемого на месте и перевозимого для ремонта оборудования, а также мощности ЦРММ. При большом разнообразии объектов и видов ремонта всегда имеются узлы, агрегаты или детали, вос-

становление которых либо невозможно собственными силами горного предприятия, либо крайне невыгодно из-за низкого послеремонтного их ресурса или слишком высоких расходов на восстановление. В этих случаях решить задачу помогает кооперация ремонта. Однако, как показывает практика, несобственные ремонтные предприятия соответствующей специализации часто стремятся решать свои экономические проблемы за счет удорожания выполнения посторонних для них заказов. Причина этого — слабая развитость рынка технического сервиса и участия в нем машиностроения в целом. В силу этих причин масштабы кооперации ремонта крайне ограничены.

Проблема своевременного обеспечения ремонта машин и оборудования запасными частями остается наиважнейшей. Что выгодней — ремонтировать изделие на месте либо направлять в ЦРММ с дополнительными транспортными расходами и в каких объемах? Такая задача для конкретных условий может быть решена с использованием укрупненных экономических показателей, учитывающих фактическую стоимость ремонтных работ на конкретном предприятии и уровень затрат на транспортные расходы при централизации работ.

Задача была решена применительно к условиям Холбинского и Ирокиндинского рудников ОАО "Бурятзолото". Алгоритм (процедурная последовательность) ее решения представлен на рис. 1.

По каждому руднику определялись объемы и стоимость ремонтных работ, выполняемых непосредственно на месте, а также в ЦРММ. Оценивалась удельная стоимость 1 чел.-ч одинаковых ремонтных работ по каждому подразделению с учетом вида и применяемой технологии ремонтных работ, а также расходы по транспортированию для ремонта в ЦРММ оборудования. Затраты на транспортирование относились к стоимости 1 чел.-ч ремонтных работ, что позволило использовать общий критерий оценки экономической эффективности по минимизации величины суммарных затрат. Дополнительные затраты из-за нахождения ремонтируемого оборудования на складах и в пути оценивались увеличением затрат на содержание дополнительно 20 % объема оборотного фонда запасных частей, узлов и агрегатов. Составлялась матрица возможных распределений ремонтных работ и мощностей по предприятиям ОАО "Бурятзолото". По величине экономически оправданных (минимизированных) суммарных затрат на ремонты выбирался наиболее эффективный вариант решения задачи с использованием построенной номограммы структуры расходов на ремонтные работы для каждого рудника, позволяющей прогнозировать ожи-

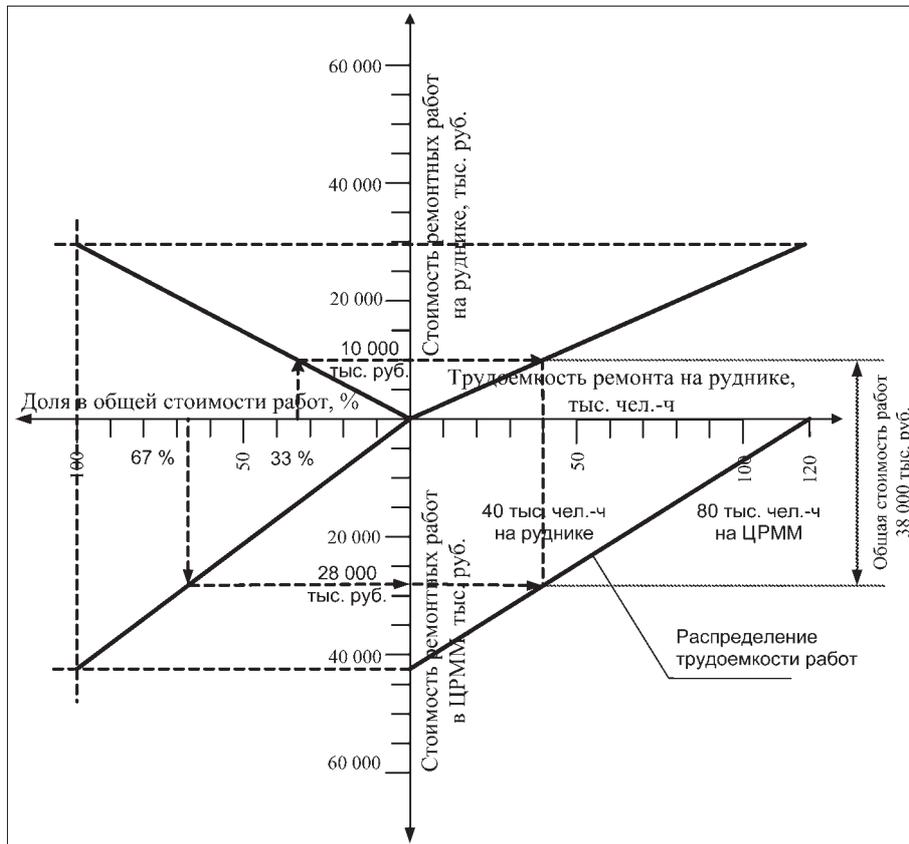


Рис. 2. Номограмма структуры расходов на ремонтные работы Холбинского рудника по данным 2006 г.

даемые расходы рудника на ремонтные работы в зависимости от вариантов принимаемых решений по распределению ремонтных работ.

В качестве примера для Холбинского рудника такая номограмма представлена на рис. 2, где в IV квадранте линия характеризует распределение трудоемкости ремонтных работ между рудником и ЦРММ.

Затраты на ремонтные работы по рудникам определялись:

$$C_{pp} = \sum_{i=1}^n K_{tpi} T_{pi} c_{ydi},$$

где K_{tpi} – доля общей трудоемкости ремонта оборудования, производимого в условиях i -го рудника, доли ед.; T_{pi} – общая трудоемкость ремонта оборудования i -го рудника, чел.-ч; c_{ydi} – удельная стоимость ремонта оборудования в условиях i -го рудника, руб./чел.-ч; n – количество рудников.

Стоимость ремонта оборудования рудников $C_{цр}$, производимого в централизованном порядке (в условиях ЦРММ), руб.,

$$C_{цр} = \sum_{i=1}^n K_{оф} (1 - K_{tpi}) T_{pi} (c_{tpi} + c_{цpi}),$$

где $K_{оф}$ – коэффициент увеличения затрат на централизованный ремонт узлов и агрегатов за счет вынужденного увеличения оборотного фонда оборудования рудников из-за повышенной продолжительности восстановления их ресурса. По результатам анализа принят равным 1,2; c_{tpi} – удельная стоимость транспортирования оборудования i -го рудника в ЦРММ, руб./чел.-ч; $c_{цpi}$ – удельная стоимость ремонта оборудования i -го рудника в условиях ЦРММ, руб./чел.-ч.

Проведенный анализ состояния ремонта показал, что в условиях развивающегося рынка сервисных услуг новые экономические отношения не предоставляют предприятиям возможностей для эффективной реализации имеющихся резервов сокращения ремонтных расходов. Применение данного подхода к оценке распределения мощностей ремонтных баз, обоснованию степени централизации и кооперации ремонтных работ в целях создания специализированного ремонтного производства позволяет более эффективно использовать финансовые ресурсы предприятия на нужды ремонта машин. Предлагаемый подход и методика принятия инженерных решений могут быть рекомендованы для любой другой группы предприятий, связанных общими экономическими интересами.

УДК 622.23.051.78

А.В. Гилёв, д-р техн. наук, проф., Сибирский федеральный университет,
Ф.Э. Шейн, горный инж., ООО "Торговый дом" по производству нерудных строительных материалов,
Р.А. Гилёв, горный инж., ООО "РУС-Инжиниринг", **С.В. Збинец**, асп., Сибирский федеральный университет

Пневмоэжекционный способ шламоудаления из технологических скважин

Обосновывается целесообразность применения новой технологии очистки скважин от буровой мелочи, основанной на пневмоэжекционном эффекте выноса частиц горной породы из забоя и призабойной зоны за счет эвакуатора, работающего одновременно инжектором и эжектором.

Ключевые слова: бурение, скважина, буровой станок, эжекция, инъекция, буровая мелочь, эвакуатор, эффективность очистки.

A.V. Gilev, Siberian federal university, **F.E. Shein**, SLL "Trading House" the manufacture of nonore building materials, **R.A. Gilev**, SLL "Rus-engineering", **S.V. Zbinets**, Siberian federal university

The Pneumatic-ejection Technology of Fine Removal from Technology Holes

An appropriateness of using of new fine removal technology is justified in this article. This technology is based on pneumatic-ejection effect of fine lifting from borehole bottom and well bottom zone with the chip evacuator working as by ejector as by injector.

Keywords: drilling, hole, drilling rig, ejection, injection, fine, fine evacuator, decontamination efficiency.

Предложенная технология шламоудаления характеризуется следующими новыми принципами формирования и движения воздушно-шламового потока в скважине и конструктивного построения става в буровом станке: а) внутри бурового става происходит распределение потока сжатого воздуха по зонам скважины; б) став сформирован из гладкоствольных штанг, шнекового пневмоэжекционного эвакуатора и долота с эжекционными каналами; в) в скважине создается эжектирование воздушно-шламового потока разделенными струями сжатого воздуха; г) воздушно-шламовый поток в призабойной зоне и затрубном пространстве скважины приобретает винтообразное движение за счет его закручивания эжекционными струями сжатого воздуха; д) в процессе бурения происходит регулирование параметров сжатого воздуха и концентрации воздушно-шламового потока в скважине.

В буровом ставе используется долото разборной конструкции [1]. Воздух подается в эжекционные каналы H и нижнюю часть забоя через технологические вырезы L (рис. 1).

Так как корпус имеет цилиндрическую форму, отсутствие продувочных окон в долоте обуславливает

повышенное избыточное давление воздуха в зоне технологических вырезов L , поэтому эжекционные каналы H обеспечивают создание дополнительного потока E , направленного под углом α к оси долота в сторону его вращения. Этот поток эжектирует призабойную зону скважины, суммируется с потоком воздуха K , поднимающимся от забоя, увеличивает скорость восходящего потока I в призабойной зоне и активизирует удаление бурового шлама в периферийной зоне M забоя скважины.

Кроме долота рассмотренной конструкции с пневмоэжекционными каналами могут применяться другие буровые инструменты в сочетании со шнековым пневмоэжекционным эвакуатором (ШПЭ) (рис. 2) [2].

В верхнем конусе ШПЭ воздух с расходом F_k распределяется на два потока с расходами F_1 и F_2 .

Поток воздуха с расходом F_1 поступает в затрубную зону $I-II$, а поток воздуха с расходом F_2 — на забой скважины.

В призабойной зоне $III-IV$ скважины воздух с расходом F_2 поднимает буровой шлам и подает его на первый виток ШПЭ. Далее воздушно-шламовый поток перемещается вверх по межвитковому простран-

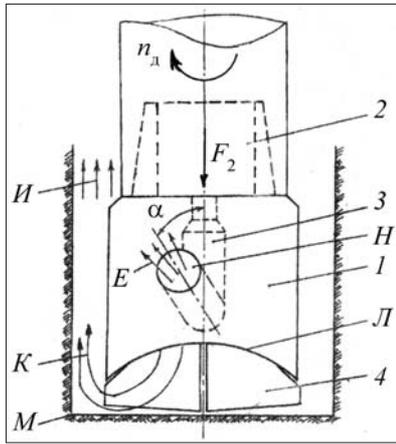


Рис. 1. Схема продувки забоя скважины долотом с эжекционными каналами:

1 – корпус; 2 – ниппель; 3 – продувочный канал; 4 – породоразрушающие элементы

ству ШПЭ. Поток воздуха с расходом F_1 при выходе с большой скоростью из эжекционных каналов поступает в конфузорный участок, образуемый верхним конусом ШПЭ и стенкой скважины, где давление воздуха за счет увеличения его скорости оказывается ниже давления воздушно-шламового потока, поступающего из шнековой зоны II–III.

В эжекционное сечение II–II устремляется воздушно-шламовый поток, скорость которого при этом увеличивается. Далее, в затрубной зоне I–II, до устья скважины, эвакуация шлама осуществляется энергией объединенных потоков сжатого воздуха с расходом $F_k = F_1 + F_2$. Для создания устойчивого режима шламоудаления обеспечивается равенство $F_1 = F_2 = 0,5F_k$ за счет равенства площадей сечений эжекционных каналов ШПЭ и долота.

При нарушении устойчивого режима эвакуации бурового шлама повышается стесненность его движения. Расход сжатого воздуха на выходе из долота снижается. В результате этого в центральном канале ШПЭ, а следовательно, в области Ж (см. рис. 2), дав-

ление воздуха по сравнению с давлением в области E возрастает и поднимает клапан вверх.

В этом случае включается в работу механизм управления: подвижный клапан перекрывает часть площади сечений эжекционных каналов, что приводит к снижению расхода воздуха, поступающего в конфузорный участок скважины, на величину ΔF . Вместе с этим при подъеме подвижного клапана увеличивается ширина его проходных каналов. В этом случае происходит перераспределение расходов потоков воздуха F_1 и F_2 . В зону забоя долота поступает воздух с расходом $F_2^1 = F_2 + \Delta F$, который увеличивает скорость воздушно-шламового потока в призабойной и шнековой зонах и стабилизирует режим эвакуации бурового шлама, снижая уровень стесненности движения за счет увеличения порозности шламowego слоя и уменьшения объемной концентрации. Давление в наддолотной части, центральном канале ШПЭ понижается, подвижный клапан увеличивает сечение эжекционных каналов. Это приводит к выравниванию расходов F_1 и F_2 потоков сжатого воздуха и их давлений в областях E и Ж.

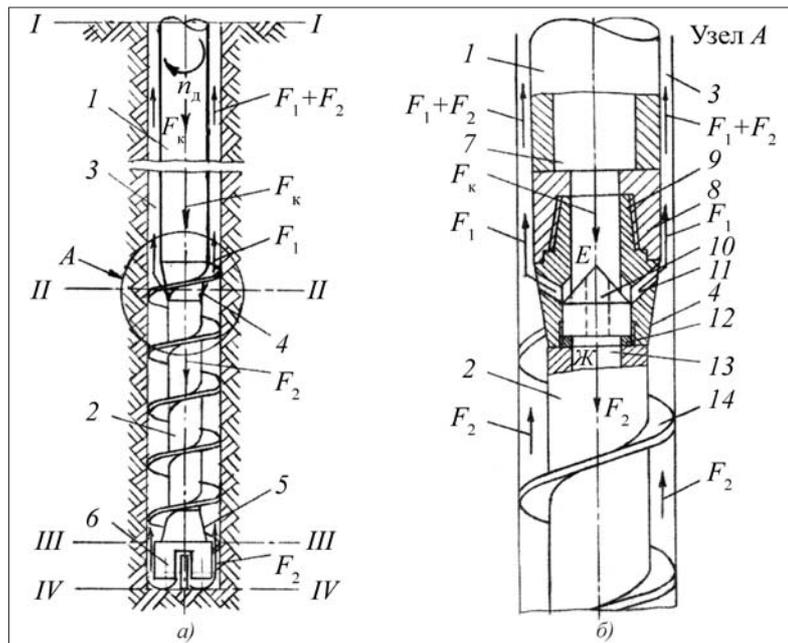
Диапазон регулирования параметров воздуха (давления и расхода) устанавливаются исходя из условия обеспечения объемной концентрации потока бурового шлама, не превышающей предельно допустимых значений ($S \leq 0,01 \text{ м}^3/\text{м}^3$). Это достигается заданным значением перепада давления в каналах ШПЭ и штанги его соответствием значению веса клапана.

Анализ работы ШПЭ показывает, что по отношению к воздушно-шламовому потоку, перемещаемому из шнековой и призабойной зон, он является эжектором, а по отношению к потоку F_k , перемещаемому по затрубному пространству к устью скважины, – инжектором.

На основе составленного уравнения количества движения для затрубного пространства, являющегося камерой смешения эжектирующего потока F_1 и эжек-

Рис. 2. Пневмоэжекционная эвакуация бурового шлама из скважины:

a – распределение потоков сжатого воздуха в зонах скважины с помощью ШПЭ; б – регулирование потоков сжатого воздуха в механизме управления ШПЭ; 1 – гладкоствольная штанга; 2 – ШПЭ; 3 – скважина; 4, 5 – соответственно верхний и нижний конусы ШПЭ; 6 – долото; 7, 13 – соответственно центральный канал гладкоствольной штанги и ШПЭ; 8 – муфта; 9 – ниппель; 10 – подвижный клапан; 11 – эжекционные каналы; 12 – гайка; 14 – спираль шнека



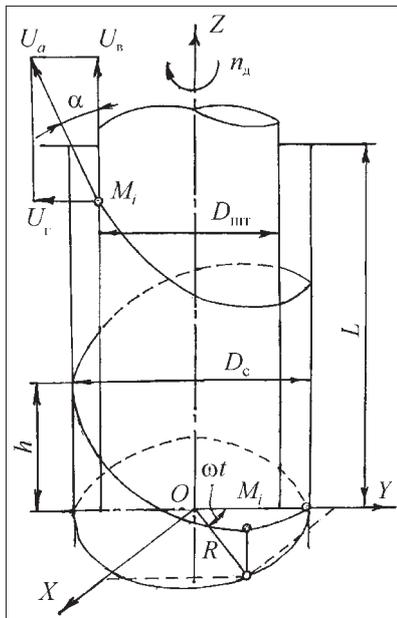


Рис. 3. Движение частицы шлама при пневмоэжекционной эвакуации из скважины

тируемого потока F_2 , с учетом исследований Е.Я. Соколова [3] получено выражение для определения коэффициента инжекции ($U_{ин}$) ШПЭ [5]:

$$U_{ин} = \frac{\varphi_2 v_b - v_E \left[1 + \frac{P_3 - P_c}{v_E^2 \rho_b} \right]}{v_E \left[1 + \frac{P_3 - P_c}{v_E^2 \rho_b} \right] - \varphi_2 v_D}, \quad (1)$$

где v_b – скорость эжекционных струй потока воздуха с расходом F_1 , выходящего из эжекционных каналов ШПЭ, м/с; φ_2 – коэффициент скорости затрубной зоны; v_D – скорость воздушно-шламового потока до начала входа в затрубную зону, м/с; v_E – скорость объединенных потоков с расходами F_1 и F_2 в затрубной зоне, м/с; P_3 – давление потоков воздуха в затрубной зоне, Па; P_c – давление эжекционных струй потока воздуха с расходом F_1 на выходе из эжекционных каналов, Па.

Эффективная работа ШПЭ обеспечивается соотношением $F_1 = F_2 = 0,5F_k$, при котором коэффициент инжекции $U_{ин} \approx 1$. Исходя из этого условия по формуле (1) находится скорость v_b , а по ней – рациональные сечения эжекционных каналов и другие конструктивные параметры ШПЭ.

Вместе с эжекцией и инжекцией воздушно-шламовый поток в скважине при вращении бурового става приобретает винтообразное движение.

Эжекционные струи потока воздуха F_1 , выходя из эжекционных каналов ШПЭ, вращаются вокруг вертикальной оси скважины с частотой вращения долота n_d . При этом они вовлекают во вращение частицы бурового шлама, которые, перемещаясь в скважине вверх по винтообразной траектории, приобретают абсолютную скорость движения U_a (рис. 3).

Параметрическое уравнение движения частицы бурового шлама (точка M_i) имеет следующий вид:

$$X = R \cos \omega t; \quad Y = R \sin \omega t; \quad Z = \frac{\omega h}{2\pi}, \quad (2)$$

где R – средний радиус вращения частицы бурового шлама при подъеме по спиральной траектории, м. Если принять допущение, что частица, на которую действует центробежная сила при ее вращении, стремится занять наиболее удаленное расстояние от оси скважины, можно считать, что R равно радиусу скважины; ω – угловая скорость вращения частицы бурового шлама вокруг оси скважины, c^{-1} ; h – высота подъема частицы бурового шлама за один оборот, м.

При решении параметрического уравнения (2) применим формулу для определения пути движения частицы бурового шлама [5]:

$$L_i = 2\pi R \sqrt{1 + \frac{h^2}{4\pi^2 R^2}}. \quad (3)$$

В формуле (3) высота подъема h точки M_i за один оборот определяется выражением, м:

$$h = \frac{U_b}{n_d}, \quad (4)$$

где U_b – скорость подъема частицы бурового шлама в затрубной зоне скважины, м/с;

$$U_b = \frac{v_k}{2} = \frac{2F_k}{\pi(D_c^2 - D_{шт}^2)}, \quad (5)$$

где v_k – скорость движения воздуха от компрессора, м/с.

С учетом выражений (3)–(5) получаем формулу для определения пути движения частицы бурового шлама:

$$L_i = \pi D_c \sqrt{1 + \frac{4F_k^2}{n_d^2 \pi^4 D_c^2 (D_c^2 - D_{шт}^2)^2}}. \quad (6)$$

Абсолютная скорость U_a движения частицы по винтовой траектории из треугольника скоростей (см. рис. 3) определяется по выражению, м/с:

$$U_a = \pi n_d D_c \sqrt{1 + \frac{4F_k^2}{\pi^4 n_d^2 D_c^2 (D_c^2 - D_{шт}^2)^2}}. \quad (7)$$

Угол наклона α траектории движения частицы бурового шлама к вертикальной оси скважины можно определить по следующей формуле:

$$\arctg \alpha = \frac{\pi^2 n_d D_c (D_c^2 - D_{шт}^2)}{2F_k}. \quad (8)$$

Расчетные значения параметров движения частиц бурового шлама при бурении скважин диаметром 244,5 мм и глубиной 39 м (Черногорский угольный разрез) с пневмоэжекционной эвакуацией в сравнении с пневмоочисткой представлены в табл. 1.

Таблица 1

Значения параметров движения частиц бурового шлама

Способ удаления бурового шлама	Параметры			
	L_i , м	U_a , м/с	α , °	T , с
Пневмоэжекционная эвакуация	41,2	8,5	14	4,9
Пневноочистка	39,0	8,0	0	4,9

Из табл. 1 следует, что по сравнению с пневмоочисткой путь L_i , пройденный частицами бурового шлама, при пневмоэжекционной эвакуации увеличивается, а время T прохождения пути остается неизменным. При постоянном расходе сжатого воздуха возрастает скорость движения.

Важное значение при пневмоэжекционной эвакуации приобретает угол наклона траектории движения бурового шлама. При выходе из устья скважины его частицы удаляются под наклоном к вертикали, что исключает их возврат в скважину. Особую значимость это положительное качество пневмоэжекционной эвакуации бурового шлама приобретает при бурении вязких глинистых и обводненных горных пород, когда буровой шлам оседает непосредственно у устья скважины и обрушается в нее.

Наличие шнековой части в ШПЭ увеличивает крупность частиц транспортируемого шлама, поэтому при бурении взрывных скважин, характеризующихся небольшой глубиной, важно установить такой режим бурения, при котором проходка скважины не будет сопровождаться зашламовыванием какого-либо сечения крупными фракциями шлама. В этом случае должно соблюдаться следующее условие, установленное в данной статье с учетом исследований В.Г. Качана и И.А. Купчинского [4], а также [5]:

$$L \geq \frac{e^{1,5vB^2 S_{np}}}{(4HS_{np})^{m-1} v^m} v_6, \quad (9)$$

где B , H , m – соответственно ширина, высота и число частиц в возможном сечении зашламовывания; v – частота поступления частиц бурового шлама крупной фракции, c^{-1} ;

$$v = \frac{v_6 q S_{скв}}{100V}, \quad (10)$$

где v_6 – скорость бурения скважины, м/с; V – объем частицы, m^3 ; q – содержание крупных фракций в гранулометрическом составе бурового шлама, %; $S_{скв}$ – площадь сечения скважины, m^2 .

На рис. 4 приведена зависимость проходки долота ДЗДШ-244,5-3 от скорости бурения и расхода воздуха, определяющая условие (9) ($B \geq 30$ мм, $q = 10$ %). Видно, что количество пробуренных метров, при котором не произойдет зашламовывание скважины, в первую очередь зависит от скорости бурения и расхода сжатого воздуха.

Так, при бурении скважины в условиях Мазульского известнякового рудника ОАО "РУСАЛ-Ачинск"

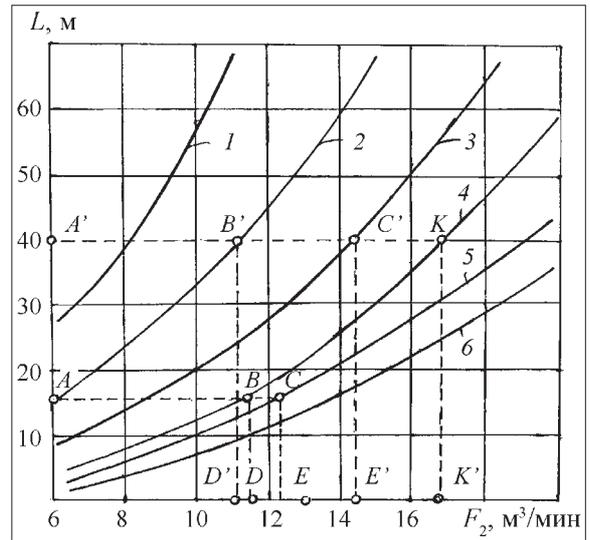


Рис. 4. Зависимость проходки долота от скорости бурения и расхода сжатого воздуха при пневмоэжекционной эвакуации крупных фракций бурового шлама:

1 – $v_6 = 0,6$ м/мин; 2 – $v_6 = 0,8$ м/мин; 3 – $v_6 = 1,0$ м/мин; 4 – $v_6 = 1,2$ м/мин; 5 – $v_6 = 1,4$ м/мин; 6 – $v_6 = 1,6$ м/мин

глубиной $L = 14$ м (точка A) со средней скоростью бурения $v_6 = 1,2$ м/мин (точка B) необходимый расход воздуха в призабойной зоне составляет $F_2 = 11,5$ m^3/min (точка D). При бурении скважин с $v_6 = 1,4$ м/мин (точка C) необходимый расход воздуха составляет 12,4 m^3/min (точка E).

При бурении скважин в условиях Черногорского угольного разреза глубиной 39...40 м (точка A') с $v_6 = 0,8$ м/мин (точка B'), необходимый расход воздуха $F_2 = 11$ m^3/min (точка D'). При скоростях бурения $v_6 = 1$ м/мин и $v_6 = 1,2$ м/мин (точки C' и K) расходы сжатого воздуха соответственно равны $F_2 = 14,4$ m^3/min и 16,8 m^3/min (точки E', K').

Пневмоэжекционный способ эвакуации бурового шлама испытан на Мазульском известняковом руднике ОАО "РУСАЛ-Ачинск". Для опытно-промышленных испытаний изготовлен опытный образец ШПЭ-244,5, техническая характеристика которого приведена ниже (рис. 5).

Испытания ШПЭ-244,5 в сравнении с пневмоочисткой проведены при бурении закарстованных массивов, представленных обводненными глинисто-гравийными марганцевистыми породами повышенной абразивности с коэффициентом крепости по шкале проф. М.М. Протождяконова $f = 4...8$. Бурение скважин глубиной 13...14 м осуществлено на станке СБШ-250МНА-32, оборудованном компрессором ВК-8/32, с использованием долота Ш244,5 ОК-ПВ при осевом усилии 200...220 кН и частоте вращения 110...125 min^{-1} .

Применение пневмоэжекционного способа эвакуации бурового шлама приводит к значительному повышению эффективности процесса бурения скважин (табл. 2). Давление воздуха на выходе из компрессора и расход электроэнергии по сравнению с пневмоочисткой снижаются на 25 %.

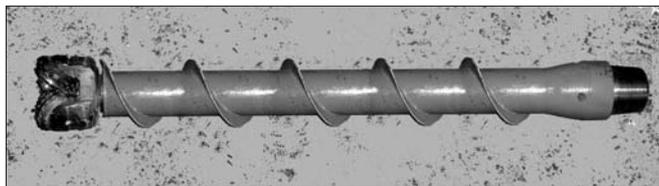


Рис. 5. Опытный образец шнекового пневмоэжекционного эвакуатора ШПЭ-244,5

Техническая характеристика ШПЭ-244,5

Наружный диаметр шнека, мм	237
Диаметр вала шнека, наружный/внутренний, мм	160/125
Шаг шнековой спирали, мм	330
Угол наклона витка спирали шнека, °	24
Количество эжекционных каналов	4
Угол наклона эжекционных каналов к вертикали, °	35
Диаметр эжекционных каналов, мм	25
Длина эвакуатора, мм	2000
Масса, кг	320

Зашламовывания устройства ШПЭ-244,5 и долота не происходит. Наблюдается выход более крупных фракций бурового шлама, который выносится на поверхность под наклоном к вертикали в сторону от буровой штанги и оседает на большем расстоянии от устья скважины без возврата в нее, что улучшает показатели бурения: скорость бурения возрастает на 15 %, а расход энергии снижается в среднем на 16 %.

Применение предложенного способа очистки скважины только по Мазульскому известняковому руднику позволяет получить годовой экономический эффект около 4 млн руб.

С учетом выявленных преимуществ пневмоэжекционную эвакуацию бурового шлама из технологических скважин следует рассматривать в качестве дальнейшего направления для научных исследований и практического применения в области повышения эффективности буровых работ.

Технико-экономические показатели пневмоэжекционной эвакуации бурового шлама из скважины в сравнении с пневмоочисткой

Показатели	Способ очистки скважины от бурового шлама	
	пневматический	пневмоэжекционный
Давление воздуха на выходе из компрессора, МПа	0,6	0,45
Скорость бурения, м/мин	0,5...0,8	0,6...0,9
Необходимый расход сжатого воздуха, м ³ /мин	30	23
Необходимая мощность привода компрессора, кВт	161	103
Годовой расход электроэнергии на очистку скважин от бурового шлама, кВт·ч	1 044 330	551 820
Снижение расхода электроэнергии на очистку скважин от бурового шлама, кВт·ч		492 510

Список литературы

1. Пат. 2182213 Российская Федерация, МПК⁷ E21B 10/20, 10/18. Буровое долото шарошечного типа / В.Д. Буткин, А. В. Гилёв, Р.А. Гилёв и др.; Заявитель и патентообладатель Краснояр. гос. акад. цвет. мет. и золота. № 2001102064/03; Заявл. 23.01.01; Оpubл. 10.05.02, Бюл. № 13. 5 с.
2. Пат. 2281378 Российская Федерация, МПК⁷ E21B 10/44, 49/00. Буровое долото шарошечного типа / В.Д. Буткин, А.В. Гилёв, Р.А. Гилёв и др.; Заявитель и патентообладатель Краснояр. гос. ун-т цвет. мет. и золота. № 2004131410/03; Заявл. 27.10.04; Оpubл. 10.08.06, Бюл. № 22. 5 с.
3. Соколов Е.Я. Струйные аппараты / Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер. 3-е изд., перераб. М.: Энергоатомиздат, 1989. 352 с.
4. Качан В.Г. Бурение шахтных стволов и скважин / В.Г. Качан, И.А. Купчинский. М.: Недра, 1984. 284 с.
5. Гилёв А.В. Научно-технические основы создания специализированных буровых инструментов и технологий их применения на карьерах: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Красноярск, 2005. 386 с.

Задача выбора параметров силовых установок карьерных самосвалов для конкретных горно-технических условий

В настоящее время с изменением горно-технических условий силовые установки карьерных самосвалов работают на пределе своих возможностей. Поэтому в статье ставится проблема выбора параметров силовой установки карьерного самосвала в соответствии с конкретными горно-техническими условиями эксплуатации. В качестве одного из возможных вариантов решения предлагается использование ездовых циклов совместно с универсальной характеристикой двигателя.

Ключевые слова: силовые установки, мощность, расход топлива, условия эксплуатации, режимы работы.

E.V. Fefelov

The Task of Choice of the Power Units of Rock Handlers for the Specific Mine Technical Conditions

At the present time in connection with the change of mine technical conditions the power units of rock handlers work at the endurance limit. Therefore the problem of choice of characteristics of the power units of rock handlers according to the specific mine technical application conditions. As one of the alternatives here we propose to use of the drive cycles jointly with the hill diagram of the engine.

Keywords: power units, power capacity, fuel consumption, application conditions, duty.

Если рассматривать открытые горные работы как множество взаимосвязанных процессов, то карьерный самосвал является участником процесса транспортирования горной массы, т.е. карьерный самосвал как средство геотехники взаимосвязан с геотехнологией. Для того чтобы прогнозировать, какие транспортные средства рационально применять с развитием фронта открытых горных работ по критерию энергоэффективности, необходимо выявить закономерности влияния горно-технических показателей эксплуатации на параметры как существующих карьерных самосвалов, так и перспективных транспортных средств для открытых горных работ. Схема взаимовлияния показателей эксплуатации и параметров карьерного автотранспорта приведена на рис. 1.

Институтом горного дела УрО РАН были проведены экспериментальные работы, которые позволили установить эмпирическую зависимость расхода дизельного топлива карьерного самосвала от горно-технических показателей (рис. 2 и 3) [1]. В настоящее время идет постановка задачи по определению

расхода топлива и мощности силовой установки в зависимости от горно-технических условий. Поскольку от мощности зависят и скорость и, соответственно, производительность карьерного самосвала, и расход топлива, необходимо выбирать силовую установку с оптимальными параметрами для конкретных горно-технических условий.

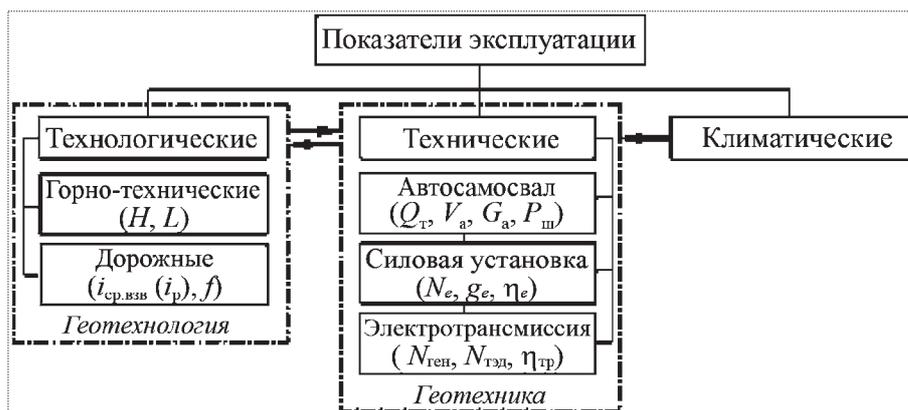


Рис. 1. Взаимосвязь показателей эксплуатации карьерного автотранспорта:

H, L – высота подъема и расстояние транспортирования горной массы; $i_{ср.взв}$ (i_p) – средневзвешенный (руководящий) продольный уклон автодороги; f – коэффициент сопротивления качению дорожного полотна; $Q_t, V_a, G_a, P_{ш}$ – расход топлива, скорость, грузоподъемность и давление в шинах соответственно; N_e, g_e, η_e – мощность, удельный расход топлива, эффективный КПД силовой установки (дизельного двигателя); $N_{ген}, N_{тзд}, \eta_{тр}$ – мощность генератора и тягового электродвигателя и КПД трансмиссии

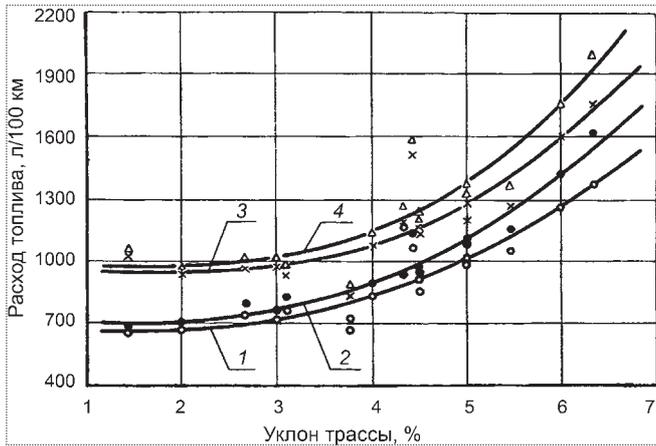


Рис. 2. Зависимость расхода топлива карьерных самосвалов БелАЗ с удельной мощностью 5,4 кВт/т (1, 3) и 4,7 кВт/т (2, 4) от уклона трассы при движении в грузовом направлении

Проведенные ИГД УрО РАН исследования самосвала с двигателем типа ЧН 21/21 показывают, что его мощность наиболее рационально реализуется на руководящих уклонах до 4...7 % (рис. 4) [1], при этом обеспечивается заданная скорость движения грузового автосамосвала (до 14...18 км/ч). В настоящее время такие уклоны сохранились на угольных разрезах, поэтому при выборе типа и технических параметров силовой установки предлагается учитывать факторы подъема и транспортирования горной массы и их изменение на долгосрочный период.

Стендовые испытания двигателей типа ЧН 21/21 (8ДМ-21А), устанавливаемых на самосвалах БелАЗ, показали, что режим работы двигателя изменяется в зависимости от степени использования мощности двигателя, т.е. от преодолеваемого самосвалом уклона дороги. Для самосвала БелАЗ-7519 установлено, что при движении по дороге с уклоном 4...7 % двигатель работает в режиме с минимальным удельным расходом топлива (рис. 5, заштрихованная область). При

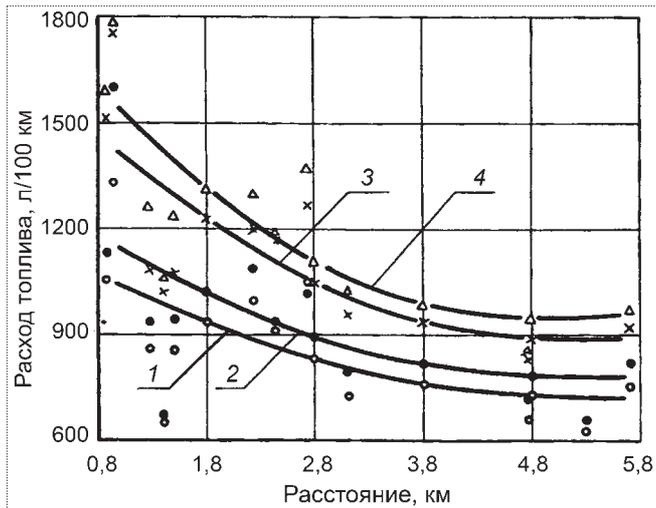


Рис. 3. Зависимость расхода топлива карьерных самосвалов БелАЗ с удельной мощностью 5,4 кВт/т (1, 3) и 4,7 кВт/т (2, 4) от расстояния транспортирования при движении в грузовом направлении

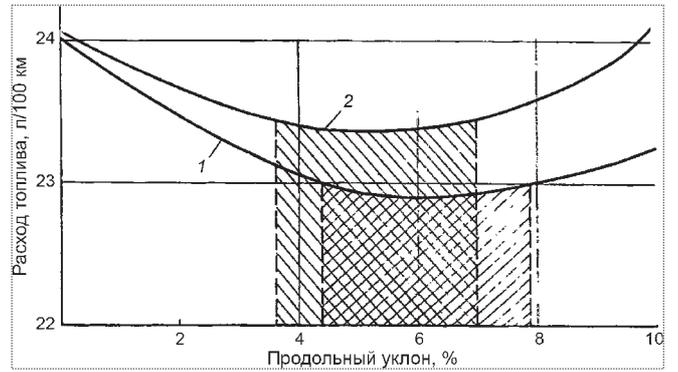


Рис. 4. Зависимость расхода топлива карьерных самосвалов БелАЗ от продольного уклона автодороги при движении в грузовом направлении: 1 – с удельной мощностью 5,4 кВт/т; 2 – с удельной мощностью 4,7 кВт/т

уклоне менее 4 % мощность двигателя реализуется частично (см. рис. 5, область А), а значит, технические возможности самосвала используются неэффективно. При уклонах более 7 % двигатель работает на неэкономичных режимах с более высоким удельным расходом топлива (см. рис. 5, область С).

Удельный расход топлива на номинальном режиме в ряде случаев является весьма условной характеристикой действительной экономичности дизелей.

На практике дизельный двигатель большую часть времени работает на ненормальных режимах, определяемых типом установки и условиями эксплуатации.

Условия работы силовых установок карьерных самосвалов весьма разнообразны и характеризуются значительной долей времени работы на ненормальных режимах. Следовательно, повышение экономичности дизельных двигателей карьерных самосвалов в эксплуатации может быть достигнуто за счет снижения расхода топлива на ненормальных режимах путем изменения формы кривой удельного расхода топлива g_e двигателя с приближением их к оптимальным условиям эксплуатации (рис. 6).

В настоящее время отсутствует комплексная научно-обоснованная методика оптимизации парамет-

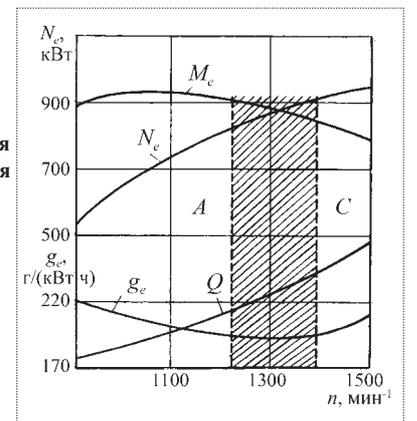


Рис. 5. Внешняя скоростная характеристика двигателя 8ДМ-21А

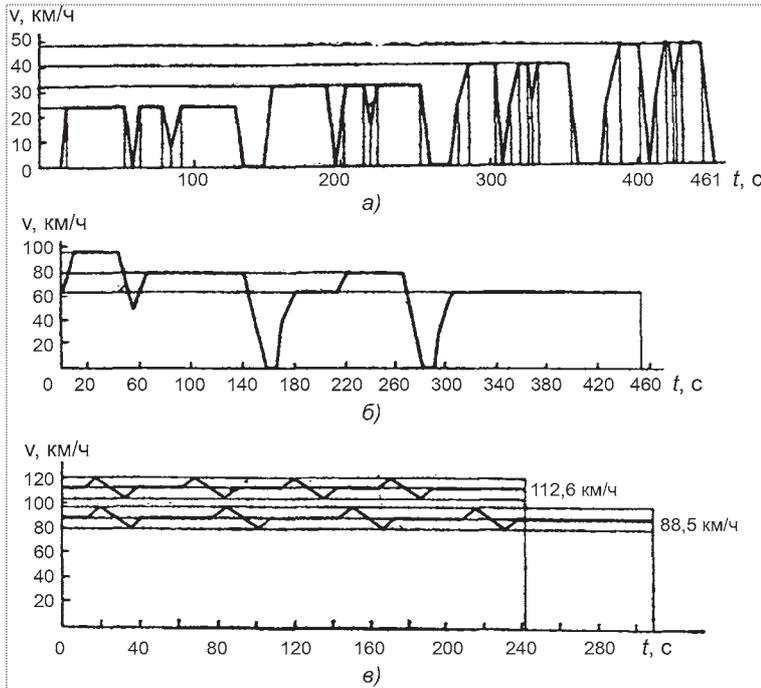


Рис. 6. Ездовые циклы для имитации движения автомобилей по SAE J1082: а – движение в городских условиях; б – движение в пригородах; в – междугородное движение

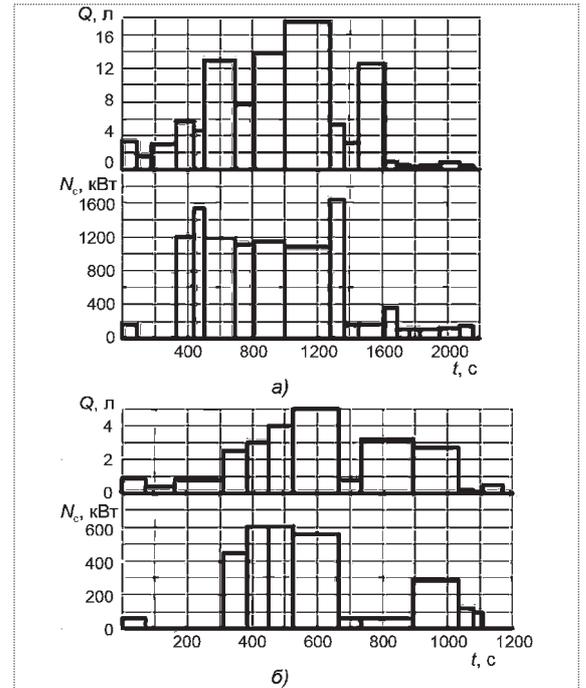


Рис. 7. Диаграммы мощности и расхода топлива карьерных самосвалов: а – карьер Удачный ($H = 295$ м, $L = 4,8$ км); б – карьер Сытыканский ($H = 36$ м, $L = 1,3$ км)

ров силовой установки карьерного самосвала, учитывающая конкретные горно-технические условия эксплуатации карьерного самосвала. Задачу выбора оптимальных параметров силовых установок целесообразно решать на основе ездовых циклов карьерных самосвалов и универсальных характеристик их силовых установок.

Понятие "ездовой цикл" активно используется в области пассажирского автотранспорта индивидуального назначения для имитации режимов движения легковых автомобилей в целях определения расхода топлива по методу SAE (стандарт США SAE J1082) в городских условиях, в пригородном и междугородном движении (см. рис. 6, а–в соответственно) [2]. Имитация осуществляется на стенде с беговыми барабанами.

В области открытых горных работ предлагается использовать ездовой цикл для имитации режимов работы силовой установки в заводских условиях в соответствии с реальным транспортным циклом карьерного самосвала. При этом ездовой цикл необходимо рассчитать на основе экспериментальных данных.

Чтобы проиллюстрировать возможный вариант ездового цикла, были проведены расчеты потребной эффективной мощности и построены диаграммы мощности и расхода топлива (полученные экспериментально) в зависимости от

времени для автосамосвалов, эксплуатируемых на различных по глубине карьерах (рис. 7) [3].

Анализ ездовых циклов карьерных самосвалов позволяет определить диапазон режимов, в которых силовая установка работает наибольшую часть времени. Исходя из универсальных характеристик дизельного двигателя (рис. 8) и анализа ездовых циклов, можно и необходимо определять оптимальную зону эксплуатации карьерного самосвала по расходу топлива его силовой установки. Обработка ездовых циклов и их дальнейшее сопоставление с универсальными харак-

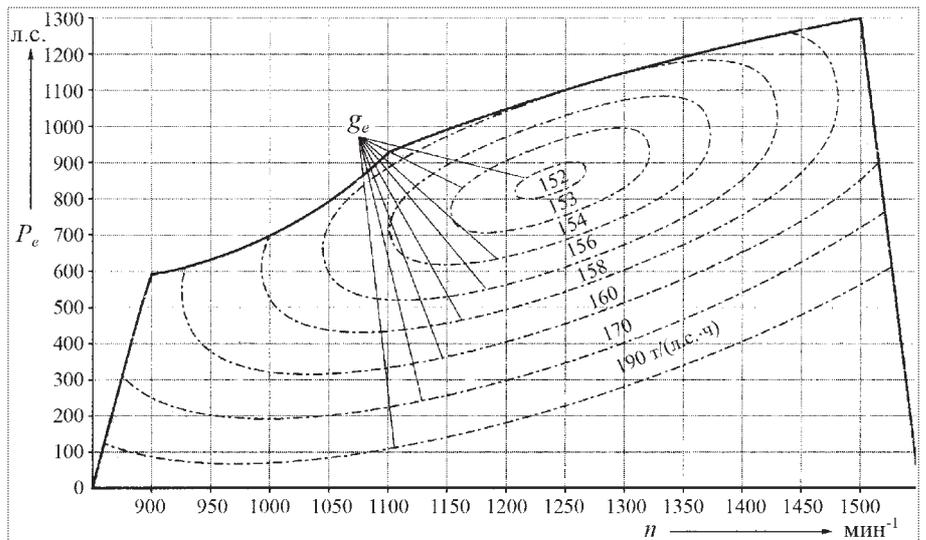


Рис. 8. Универсальная характеристика дизельного двигателя 6DM-21AF

теристиками может указать, какую мощность силовой установки рационально использовать в конкретных горно-технических условиях.

Таким образом, определив зависимость горно-технических показателей эксплуатации и параметров карьерного автотранспорта, можно выбрать рациональное из существующих или предлагаемых коллективов ИГД УрО РАН безрельсовых транспортных средств для конкретных условий эксплуатации по экстремуму энергозатрат и производительности. Необходимо учитывать влияние горно-технических условий не только на расход топлива, но и на другие параметры карьерного самосвала: мощность силовой установки, КПД электротрансмиссии и др.

Список литературы

1. Тарасов П.И. Исследование влияния горно-технических факторов на расход топлива карьерным автотранспортом: Автореф. дисс. ... канд. тех. наук. Свердловск, 1982.
2. Шмидт А.Г., Исаев Е.А. Современные методы экспериментального определения топливной экономичности легковых автомобилей // Автомобильная промышленность. 1980. № 3. С. 35–37.
3. Тарасов П.И., Басс А.И., Журавлев А.Г., Фефелов Е.В. Проблемы оптимизации параметров силовых установок карьерных автосамосвалов на основе ездовых циклов / Проблемы и достижения автотранспортного комплекса: Мат. Третьей всероссийской научно-технической конференции, 13 апреля 2005 г. Екатеринбург, 2005. С. 8–10.

УДК 622.619(06)

Д.В. Волков, инж., **Ю.П. Сташинов**, канд. техн. наук, проф., Шахтинский институт Южно-Российского ГТУ

Реализация рациональной тяговой характеристики шахтного электровоза средствами асинхронного частотно-регулируемого электропривода

Рассмотрены теоретические и практические вопросы рационального построения асинхронного тягового привода для шахтных электровозов: возможные положения тяговых характеристик, способы построения силовой части тягового привода аккумуляторного электровоза и системы управления; вопросы выравнивания нагрузок тяговых двигателей.

Ключевые слова: электровоз, шахтный, характеристика, тяговая, привод, тяговый, асинхронный.

D.V. Volkov, Yu.P. Stashinov, Shakhty Institute (Branch) of South-Russian State Technical University

Realization of Rational Traction Characteristics of Mine Electric Locomotive Using Frequency Controlled Asynchronous Drive

Theoretical and practical questions of rational constructing the traction drive for mine electric locomotives, including possible locations of traction characteristics, ways of building the power part and control system of the traction drive for accumulator locomotives, questions of equalizing traction motor loads are considered.

Keywords: electric locomotive, mine, characteristic, traction, drive, induction.

В настоящее время все более широкое применение находит регулируемый асинхронный электропривод, занимая многие традиционные области применения привода постоянного тока, одной из которых является тяговый привод шахтных электровозов. Основные преимущества асинхронного тягового привода по сравнению с применяемым на шахтных электровозах приводом постоянного тока с двигателями последовательного возбуждения – меньшие габариты и вес при той же мощности, более высокая надежность в работе вследствие отсутствия щеточно-коллекторного узла и ограничений по потенциальным условиям на коллекторе, хорошая приспособленность к тяжелым условиям эксплуатации, лучшая управляемость благодаря жесткой естественной меха-

нической характеристике, возможность автоматического ограничения скорости движения при малых и отрицательных нагрузках с переходом в режим электрического рекуперативного торможения.

Применение нового для рудничной тяги вида привода (асинхронного) ставит ряд специфических вопросов, которые ранее считались решенными.

Одной из таких проблем является построение тяговой характеристики электровоза рациональной формы. В связи с этим рассмотрим ограничения допустимых режимов работы. Они носят, в первую очередь, технологический характер и определяются предельной силой сцепления колес с рельсами, максимальной скоростью движения и ограничением по длине тормозного пути.

Сила сцепления зависит от состояния рельсового пути, ее предельные значения исследованы в работе [1]. Предельная скорость определяется требованиями безопасности в зависимости от перевозимого груза и может быть дополнительно ограничена состоянием рельсового пути.

Ограничение по длине тормозного пути сводится к ограничению скорости движения на таком уровне, чтобы при данной массе поезда и величине сопротивления движению длина тормозного пути экстренного торможения не превышала предельной величины, оговоренной в ПБ. Величина ограничения скорости движения по допустимой длине тормозного пути определяется из условия рассеяния кинетической энергии движущегося состава при торможении:

$$\frac{m(1+\gamma)v_n^2}{2} = \int_0^L (B(L) + W(L))dL, \quad (1)$$

где m – масса состава, кг; γ – коэффициент инерции вращающихся масс (типичное значение 0,075); v_n – скорость начала торможения, м/с; L – тормозной путь, м; B – усилие системы торможения, Н; W – сила сопротивления движению, Н.

Полагая силу сопротивления движению на участке торможения постоянной, из уравнения (1) находим длину тормозного пути

$$L_t = \frac{m(1+\gamma)v_n^2}{2(B_{cp} + W)} + v_n t_n, \quad (2)$$

где t_n – время подготовки тормозной системы, с; B_{cp} – среднее на пути торможения значение тормозного усилия, определяемое по формуле

$$B_{cp} = \psi_t g m_s,$$

где ψ_t – расчетное значение коэффициента сцепления при торможении; g – ускорение свободного падения, м/с²; m_s – сцепная масса электровоза, кг.

Разрешая уравнение (2) относительно допустимой скорости начала торможения, получаем

$$v_n = \frac{-t_n + \sqrt{t_n^2 + 2 \frac{m(1+\gamma)L}{B_{cp} + W}}}{\frac{m(1+\gamma)}{B_{cp} + W}} = \frac{-t_n + \sqrt{t_n^2 + 2 \frac{1000W(1+\gamma)L}{gw(B_{cp} + W)}}}{\frac{1000W(1+\gamma)}{gw(B_{cp} + W)}}, \quad (3)$$

где w – полный коэффициент сопротивления движению, Н/кН (учитывающий, помимо основного сопротивления движению, влияние уклона и дополнительного сопротивления в кривых).

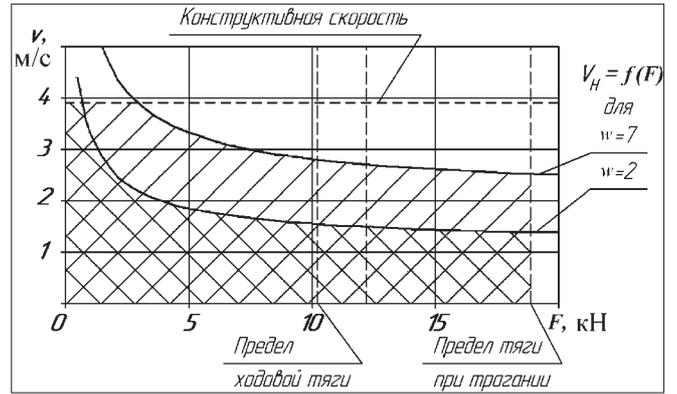


Рис. 1. Область расположения тяговых характеристик и ее ограничения для аккумуляторного электровоза сцепной массой 8000 кг

С использованием формулы (3) на рис. 1 приведены зависимости допустимой скорости начала торможения для шахтного аккумуляторного электровоза АМ8Д сцепной массой $m_s = 8000$ кг [3] в функции тягового усилия F , имея в виду, что в режиме установившегося движения $F = W$.

В расчетах приняты: тормозной путь $L = 40$ м, коэффициент сцепления при торможении $\psi_t = 0,12$, коэффициент сопротивления движению $w = 2$ и $w = 7$, время подготовки тормозной системы $t_n = 2$ с [2]. На этом же рисунке приведены линии ограничения по конструктивной скорости для данного типа электровоза и предельному тяговому усилию.

На рисунке изображены два ограничения по предельному тяговому усилию – предел ходовой тяги, который определяется коэффициентом сцепления без подсыпки песка, и предел тяги при трогании – с подсыпкой песка. Подобное разделение объясняется тем, что подсыпка песка рекомендуется только при разгоне и преодолении отдельных трудных участков профиля, в связи с чем привод рассчитывается на длительное создание тягового усилия, не превышающего предела ходовой тяги [4].

Как видно из рисунка, линия ограничения по тормозному пути в значительной мере ограничивает возможную скорость движения и, соответственно, производительность откатки. Это обусловлено тем, что все тормозные средства состава сосредоточены на локомотиве, и с увеличением весовой нормы состава падает допустимая скорость движения. Данное ограничение может быть частично снято применением дополнительных тормозных средств, например, электромагнитного рельсового тормоза, что не меняет качественно форму области расположения тяговых характеристик.

Таким образом, для максимального использования потенциальных возможностей электровоза тяговую характеристику следует располагать максимально близко к границе области расположения тяговых характеристик. При этом участок характеристики, соответствующий номинальной частоте питающего напряжения, в частности, $f_n = 50$ Гц, следует распо-

лагать возможно ближе к пологой части линии ограничения по тормозному пути. В таком случае двигатель работает с полным магнитным потоком и возможностью развивать максимальный момент на пониженных скоростях движения, а переход на регулирование с постоянной мощностью и уменьшающимся максимальным моментом (при скоростях, превышающих номинальную) происходит в области, где максимальные моменты не требуются.

Асинхронный двигатель обладает жесткой естественной механической характеристикой, которая благоприятна для тягового привода с точки зрения использования сцепной массы локомотива [5]. Следовательно, тяговую характеристику локомотива можно получить, используя непосредственно естественную механическую характеристику, если обеспечить ее положение внутри допустимой области существования тяговых характеристик. Фактически для этого требуется наложить ограничение на скорость движения в функции тягового усилия, обеспечивающее приближение режима работы двигателя к границе области существования тяговых характеристик.

Рассмотрим вопросы реализации такой тяговой характеристики с использованием асинхронного привода, а именно:

- 1) рациональное построение силовой схемы электровоза;
- 2) выбор типа и мощности тягового двигателя;
- 3) построение системы управления.

Силовая часть аккумуляторного электровоза состоит из аккумуляторной батареи, элементов защиты и фильтров, преобразовательной установки и асинхронных тяговых двигателей. Преобразовательная установка осуществляет преобразование постоянного напряжения аккумуляторной батареи в трехфазное переменное, а также обратное преобразование энергии при рекуперативном торможении (в случае его применения).

Подобная установка может осуществлять преобразование напряжения батареи в трехфазную систему напряжений для подачи на двигатель специального исполнения, обмотки которого выполнены на данное

напряжение; либо может осуществлять преобразование напряжения батареи в трехфазное напряжение одной из стандартных величин, например 380 или 660 В. В первом случае преобразователь включает в себя только инвертор, во втором случае он должен дополнительно содержать повышающий преобразователь напряжения либо согласующий трансформатор [6, 7]. Последний вариант преобразователя более сложен, однако имеет ряд преимуществ, в частности, возможность применения типового двигателя на стандартное напряжение. При таком построении преобразовательной установки инвертор фактически питается стабилизированным напряжением, тогда как в случае прямого питания от батареи он должен быть рассчитан на значительные колебания питающего напряжения. При стандартном номинальном напряжении двигателя проще осуществляется рекуперативное торможение на батарею до малых скоростей движения, так как генерируемое двигателем напряжение оказывается выше напряжения батареи. Дополнительным преимуществом является потенциальная возможность применения типовых преобразователей частоты, рассчитанных на питание от промышленной сети (большинство из них допускают работу также и от источника постоянного напряжения, подаваемого в звено постоянного тока).

Другой проблемой построения преобразовательной установки является применение индивидуальных преобразователей на каждый двигатель либо одного общего преобразователя. Особенность асинхронного привода в том, что при параллельном питании двигателей от одного источника и допустимой разнице параметров приводов (например, различном износе ведущих колес) неравномерность нагрузки оказывается недопустимо большой. Таким образом, требуется питание тяговых двигателей от индивидуальных преобразователей либо питание от общего преобразователя с применением специальных мер по выравниванию нагрузок тяговых двигателей. Наиболее перспективным, по нашему мнению, является применение индивидуальных инверторов для питания каждого двигателя. Данное решение имеет также преимущество в том, что потери в преобразователе распределяются на два устройства, что упрощает их охлаждение (в шахтных условиях желательно применение естественного воздушного охлаждения, тогда как в общепромышленных преобразователях широко применяется принудительное охлаждение).

Упрощенная принципиальная схема силовой части асинхронного тягового привода шахтного аккумуляторного электровоза приведена на рис. 2. На ней показаны тяговая батарея $GB1$, преобразователь постоянного напряжения $U1$, два преобразователя частоты $U2$ и $U3$ и тяговые двигатели $M1$ и $M2$.

С учетом опыта эксплуатации шахтных электровозов при освоении асинхронного при-

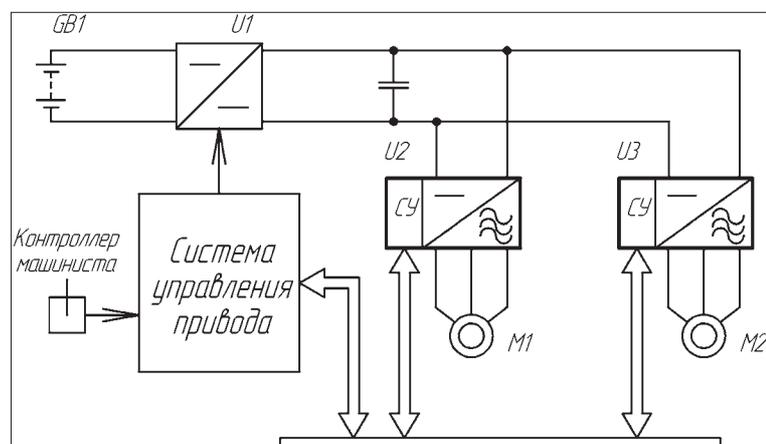


Рис. 2. Упрощенная схема асинхронного тягового привода шахтного электровоза

вода следует ориентироваться на применение типовых двигателей либо специальных, разработанных на базе типовых, закрытого исполнения с естественным охлаждением, поскольку обдув тягового двигателя вентилятором на его валу малоэффективен из-за того, что электровоз значительное время работает на пониженных скоростях, причем именно в этих режимах требуются максимальные тяговые усилия.

Как было сказано выше, номинальная частота двигателя должна соответствовать скорости на пологой части линии ограничения по тормозному пути. Положение точки номинального момента, определяющей типовую мощность двигателя, зависит от условий охлаждения двигателя. В первом приближении можно считать, что для асинхронного двигателя с естественным охлаждением они близки к условиям охлаждения применяемых на существующих электровозах двигателей постоянного тока, для которых номинальной является часовая мощность. Очевидно, что величина тягового усилия в часовом режиме не должна превышать предела ходовой тяги, что, согласно [1], соответствует коэффициенту сцепления 0,13. Авторы [4] рекомендуют выбирать часовую тягу равной пределу ходовой тяги.

Для аккумуляторных электровозов величину длительного тока рекомендуется принимать равной 0,55...0,6 часового тока [8]. Таким образом, величину длительной тяги для асинхронного двигателя, определяющую его номинальную мощность, можно определить, полагая тепловую нагрузку двигателя в длительном режиме на уровне 0,55...0,6 тепловой нагрузки часового режима.

Выбор способа частотного регулирования тягового привода определяется требуемым диапазоном регулирования. Как показано в [9], частотное управление асинхронным двигателем в разомкнутой системе (в которой регулирование напряжения двигателя производится только в функции частоты) возможно лишь в ограниченном диапазоне, не превышающем 1:(5...7). В то же время для регулирования скорости движения от нуля требуется диапазон 1:10 и выше в зависимости от реализуемой жесткости тяговой характеристики. В связи с этим для управления тяговым асинхронным двигателем следует применять системы с коррекцией напряжения двигателя в функции параметров режима его работы (тока, ЭДС статора) либо системы векторного управления.

Так как для тяговой характеристики желательна высокая жесткость, а область существования тяговых характеристик ограничена в основном условием торможения, то система управления частотой вращения может быть в значительной мере упрощена. В качестве входного воздействия для системы управления принимается сигнал задания желаемой скорости движения. Задача системы управления разбивается на две подзадачи: получение жесткой характеристики с отсечкой по предельному моменту и наложение ограничений на допустимое значение скорости. При этом

фактически осуществляется работа на одной из жестких тяговых характеристик при условии, что режим работы удовлетворяет технологическим ограничениям (см. рис. 1).

Введение ограничения скорости движения производится путем выбора минимального значения из предельной скорости движения по условиям торможения (формула (3)), предельной скорости на данном участке (или с данным грузом) и заданного значения скорости. Выбранное значение передается в систему управления инвертором как задание на частоту.

Подобную систему рационально строить с использованием микропроцессорной техники, сравнительно просто реализующей функции сравнения дискретных величин.

Отдельной задачей построения системы управления является выравнивание нагрузок тяговых двигателей. Основным способом ее решения в настоящее время является индивидуальное регулирование режимов работы двигателей, которое в том или ином виде реализуется на большинстве моделей вновь разрабатываемого подвижного состава. На шахтном электровозе подобное регулирование может быть реализовано путем корректирования задающего сигнала на входах систем управления инверторами. При этом необходимо учитывать, что рассогласование нагрузок колесных пар может возникать ввиду различных условий сцепления (типичный пример – наезд на масляное пятно). Для исключения ложных срабатываний системы выравнивания в подобных случаях она должна иметь значительное время реакции, так как обычные причины возникновения неравномерности нагрузок (прокат бандажей, неидентичность электро-механических характеристик двигателей) изменяются весьма медленно.

Таким образом, реализацию рационального тягового привода шахтного электровоза следует выполнять на основании следующих положений:

1. Тяговая характеристика должна полностью размещаться внутри допустимой области существования тяговых характеристик. Данная область ограничена в значительной мере по условиям торможения.

2. Положение естественной механической характеристики асинхронного двигателя следует выбирать около пологой части линии ограничения области существования тяговых характеристик по торможению.

3. Тяговая характеристика должна быть жесткой. Функции управления со стороны машиниста при этом сводятся к заданию желаемой максимальной скорости, которая может быть ограничена, например, состоянием пути или особенностью выполняемой операции. Система управления при этом выполняет наложение дополнительных ограничений на скорость, например, по тормозному пути.

4. Силовую схему рационально строить, используя индивидуальные инверторы для каждого двигателя и промежуточный импульсный преобразователь постоянного напряжения.

Список литературы

1. **Ренгевич А.А.** Коэффициент сцепления шахтных электровозов // Вопросы рудничного транспорта. Сб. статей. Вып. 5. Под ред. чл.-корр. АН УССР, проф. Н.С. Полякова. М., 1961. С. 227–246.
2. **Подземный транспорт шахт и рудников:** Справочник / под общ. ред. Г.Я. Пейсаховича, И.П. Ремизова. М.: Недра, 1985. 565 с.
3. **Электровоз аккумуляторный АМ8Д.** Руководство по эксплуатации АМ8Д.00.00.000РЭ. Дружковский ордена Ленина машиностроительный завод имени 50-летия Советской Украины. Дружковка, 1980. 116 с.
4. **Волотковский С.А., Ренгевич А.А.** Увеличить мощность тяговых двигателей электровозов для железорудных шахт // Горный журнал. 1962. № 12. С. 19–20.
5. **Независимое возбуждение тяговых двигателей электровозов /** А.Т. Головатый, И.П. Исаев, Е.В. Горчаков; под ред. А.Т. Головатого. М.: Транспорт, 1976. 152 с.

6. **Мирошник Д.Н., Шавелкин А.А.** Преобразователь частоты с промежуточным импульсным преобразователем для асинхронного привода с питанием от аккумуляторной батареи // Автоматизация технологических объектов та процесів. Пошук молодих. Донецк: ДонНТУ, 2003. С. 254–257.

7. **Маренич К.Н., Ставицкий В.Н., Самойлов А.И.** Обоснование технических решений для создания асинхронного частотно-регулируемого электропривода шахтного аккумуляторного электровоза // Донбасс-2002: наука і техніка – виробництву: Матеріали науково-практичної конференції м. Донецьк, 05-06 лютого 2002 р. Донецьк, ДонНТУ Міністерства освіти і науки, 2002. С. 409–411.

8. **Кузьменко Л.В.** Пути интенсификации охлаждения тяговых электродвигателей рудничных электровозов: Автореф. дис. канд. техн. наук / Харьков. 1983.

9. **Сандлер А.С., Сарбатов Р.С.** Автоматическое частотное управление асинхронными двигателями. М.: Энергия, 1974. 328 с.

**МЕЖДУНАРОДНАЯ
ПРОМЫШЛЕННАЯ
ВЫСТАВКА**

5 - 7 ноября 2008
ЕКАТЕРИНБУРГ
ЦЕНТР МЕЖДУНАРОДНОЙ ТОРГОВЛИ

ИндустриЭкспо

РАЗДЕЛЫ ВЫСТАВКИ:

- Электронные компоненты и технологическое оборудование
- Горное дело
- Неразрушающий и лабораторный контроль в промышленности. Техническая диагностика
- Покртия и обработка поверхности. Защита от коррозии
- Нефть и газ
- Промышленная автоматизация
- Энергетика и энергосбережение
- Безопасность труда в промышленности
- Экология

ОРГАНИЗАТОРЫ:

Тел.: +7 (812) 380 6002
+7 (812) 380 6000
Факс: +7 (812) 380 6001
Email: industry@primexpo.ru
www.industryexpo.ru

УДК 622.232

Ю.М. Карташов, канд. техн. наук, ст. науч. сотр., научный руководитель работ ОВТК "Горслойд"

Новый планетарный исполнительный орган проходческого комбайна

Приведена краткая история создания и применения проходческих комбайнов с планетарным исполнительным органом (ППО) (комбайны Я.Я. Гуменника), проанализированы их основные достоинства и недостатки. Предложена конструкция ППО, существенно повышающая эффективность их применения.

Ключевые слова: исполнительный орган, проходческий комбайн, резец (зубок), зубчатое колесо.

Yu.M. Kartashov

New Executive Working Device or the Road Heading Machine

In the proposed executive device its cutting heads are inclined in the opposite directions from the center line of the axel. Because of this the executive device during operation is screwing him into massif and demolishes the soil by splitting and expels its jamming. Such executive device permits to increase the speed of the road heading in coal and rock having specific M. Protodiakonov coefficient of strength $f \leq 6$.

Keywords: actuator, road heading machine, cutting tool, cogwheel.

Увеличение объема подземной угледобычи и улучшение экономических показателей невозможно осуществить без использования прогрессивных технологий и высокопроизводительной, надежной проходческой техники.

Опыт использования зарубежного проходческого оборудования на шахтах России подтвердил его преимущество по сравнению с отечественными аналогами в части ресурса работы и надежности. Однако увеличение ресурса на 25...30 % не окупается [1] разницей в цене в 10–15 раз. В связи с этим целесообразно на базе ранее достигнутых результатов НИОКР создание отечественной высокопроизводительной проходческой техники, способной обеспечить безопасную и качественную подготовку, а также своевременное с наименьшими затратами воспроизводство очистного фронта.

Проходческие комбайны Я.Я. Гуменника

В 1953 г. в Кузбассе на шахте "Байдаевская" в механическом цехе был изготовлен экспериментальный образец проходческого комбайна ПКГ-1 конструкции Я.Я. Гуменника [2]. Первые же дни шахтных испытаний комбайна показали большие преимущества новой машины. В отдельные смены проходили до 30 м бремсберга с углом подъема от 12 до 25°. А после доводочных работ комбайн на шахте "Абашевская" 3–4 прошел за сутки 102 м бремсберга.

Успешное применение комбайна ПКГ-1 обеспечили планетарно-роторный исполнительный орган и гусеничный ход особой конструкции.

Во время шахтных испытаний комбайна ПКГ-1 КузНИУИ выполнил большой объем исследований. Замеры расхода энергии двигателями этого комбайна показали, что общий удельный расход энергии при работе комбайна составил 0,54...1,12 кВт·ч/м³, а расход энергии на разрушение угольного массива — 0,3...0,8 кВт·ч/м³. Средняя потребляемая мощность двигателями росла в 1,5 раза медленнее, чем увеличение скорости подачи комбайна на забой. Наибольшая скорость подачи комбайна на забой составила 14,6 м/ч. При диаметре забоя 2,0 м выход угля с 1 пог. м выработки составил 3,14 м³. Объем угля, разрушаемого зубками планетарной части исполнительного органа, составил 1,567 м³ (50 %), забурник диаметром 0,47 м разрушил 0,244 м³ (8 %). Остальные 1,329 м³ (42 %) угольного массива были разрушены клеваками, расположенными между фрезами.

При испытаниях была определена длина пути зубков планетарной части исполнительного органа в контакте с забоем. Установлено, что рабочая часть траектории зубка составила 21...26,3 % общей длины и только зубки, наиболее удаленные от центра водила, проходили в контакте с горным массивом 35,4 % своей траектории.

Износ зубков комбайна ПКГ-1 был минимальным. Комбайн проходил километры выработок с одним комплектом зубков. Если исключить поломки зубков при встрече с включениями колчедана, то расход зубков составил всего 0,02 зубка на 1 пог. м проходки.

Испытания показали, что гусеничный ход вполне обеспечивает при весе комбайна 6 т необходимое на-

порное усилие на забой, которое не превышает $0,5 \text{ тс}^*/\text{м}^2$ площади забоя.

Успешная опытная эксплуатация комбайна ПКГ-1 и выполненные комплексные исследования дали основание Гипроуглемашу в 1954–1955 гг. разработать вторую усовершенствованную модель комбайна Я.Я. Гуменника – ПКГ-2. Небольшая партия этих машин была изготовлена Малаховским экспериментальным заводом и отправлена на шахты Кузбасса, Караганды и в оборонное ведомство. В 1956 г. на шахте "Байдаевская" комбайном ПКГ-2 за 18 рабочих суток были пройдены бремсберг, два ходка, конвейерный и параллельный штреки общей протяженностью 1130 м, а максимальная суточная производительность комбайна достигла 121 м, при этом машинное время работы составило всего 46,3 %. За успешное выполнение задач оборонного ведомства, достигнутое с помощью комбайна ПКГ-2, Я.Я. Гуменнику и начальнику шахты "Байдаевская" М.С. Ковальчуку в 1956 г. была присуждена Ленинская премия.

В 1956 г. Гипроуглемашем разработан проект комбайна ПКГ-3, в конструкции которого учтен опыт эксплуатации двух первых моделей. В 1958 г. Я.Я. Гуменник создал комбайн ПКГ-4, работающий с гидротранспортом [3]. С применением гидротранспорта в сочетании с подгребающими лопастями скорость проходки еще более возросла. В 1967 г. на комбайне ПКГ-4 был установлен новый мировой рекорд скоростной проходки. За 31 рабочий день бригада Н. Резницкого с шахты "Полысаевская–Северная" прошла 3116 м подготовительных выработок, а максимальная суточная производительность составила 135 м.

Опыт показал, что проходимые комбайном типа ПКГ выработки значительно устойчивее пройденных с помощью буровзрывных работ, что является следствием аркообразного сечения выработок, а также ненарушенностью окружающего выработку массива от проходческих работ. Ввиду сравнительно небольшого срока службы выработок, пройденных таким комбайном, крепление их, как правило, не производилось. Крепь устанавливалась только в местах геологических нарушений, на сопряжении выработок и в зонах, где производились взрывные работы для разрушения колчеданов; в общей сложности это составило 4...5 %.

В 1977 г. были проведены шахтные испытания и исследования экспериментального образца проходческого комплекса ППГ на шахте им. Ворошилова в Кузбассе [4]. Комбайн комплекса ППГ-Э с планетарно-роторным исполнительным органом проходил скважины диаметром 765 мм длиной 90 м снизу вверх в крутом пласте ($63...68^\circ$), имеющем крепкие породные включения, со скоростью 20...42 м/ч, при этом обеспечивались комфортные и безопасные условия труда рабочих, главным образом, за счет высокоэффективного способа пылеподавления и газоудаления из тупикового забоя холодной туманообразной водовоздушной смесью [5].

Опытная эксплуатация комбайнов типа ПКГ и комплекса ППГ-Э показала, что горные комбайны с

* 1 тс (тонно-сила) \approx 9,81 МН.

планетарными исполнительными органами, разрушающими горный массив по принципу ударного скола, имеют значительные преимущества перед применяемыми в промышленности проходческими комбайнами с исполнительными органами, обрабатывающими забои по принципу резания.

Однако исполнительный орган комбайнов типа ПКГ имеет ряд существенных недостатков, *основной из которых состоит* в наличии забурника, разрушающего горный массив по принципу резания при постоянном контакте резцов с забоем. Забурник разрушает 7,5 % площади забоя, но на это расходуется около 40 % мощности электродвигателя исполнительного органа. Постоянный контакт резцов с забоем приводит к значительному выходу из забоя в разрушенной горной массе труднообогатимых мелких классов размером менее 0,5 мм, высокой степени запыленности атмосферы в призабойном пространстве, в 5–30 раз и более превышающими ПДК, и к нагреванию резцов забурника до температуры, способной воспламенить газ метан и угольную пыль при проведении выработок на пластах с крепкими породными включениями.

Вторым важным недостатком конструкции планетарно-роторного исполнительного органа комбайна типа ПКГ является ее неприемлемость для проведения подготовительных выработок диаметром более 2,2 м. С увеличением суммарной длины рабочих барабанов свыше этой величины изменяется траектория движения зубков. При этом на периферии проводимой выработки скорость резания значительно увеличивается, в то время как ближе к центральной ее части зубки исполнительного органа имеют малую скорость резания. С ростом момента инерции исполнительного органа происходит рост динамических нагрузок на привод, что приводит к его поломкам. Подобрать оптимальное соотношение скоростей резания на периферии и в центральной части забоя проводимой выработки сечением более $3,8 \text{ м}^2$ практически невозможно.

Третьим недостатком конструкции планетарно-роторного исполнительного органа является и то, что при обработке забоя есть положения режущих барабанов, когда зубки периферийной линии резания становятся поперек реза. В таких случаях зубок не разрушает горный массив, а водило перемещает режущую головку на массив, в результате чего происходит заклинивание исполнительного органа, что влечет за собой его перегрузки и поломки.

Столь существенные недостатки не позволили машиностроителям приступить к серийному производству высокопроизводительных проходческих комбайнов типа ПКГ.

Совершенствование планетарных исполнительных органов

Достигнутые высокие технико-экономические показатели на комбайнах типа ПКГ и комплексе ППГ-Э с планетарно-роторными исполнительными органами свидетельствуют о необходимости продолжения комплексных исследований работы различных конст-

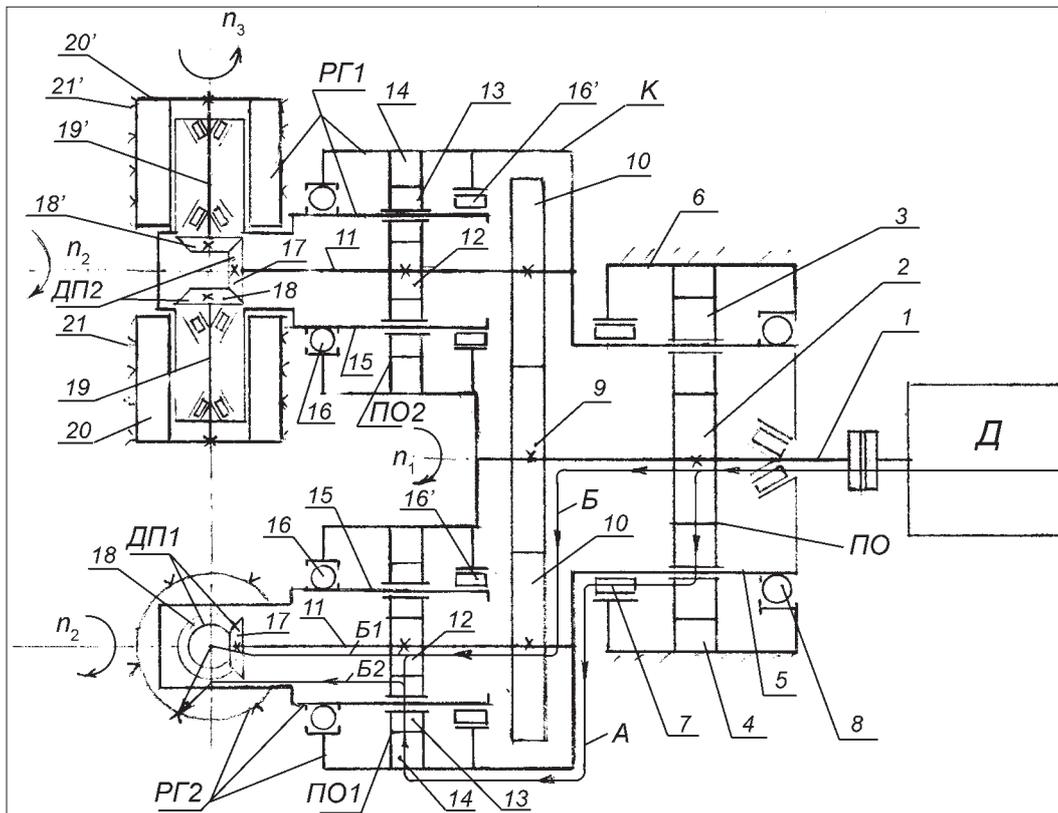


Рис. 1. Кинематическая схема планетарного исполнительного органа проходческого комбайна:
РГ1 и РГ2 – режущие головки; *Д* – двигатель исполнительного органа; *ПО* – планетарная передача исполнительного органа; *ПО1 и ПО2* – планетарные передачи режущих головок; *ДП1 и ДП2* – дифференциальные конические передачи режущих головок

рукций планетарных исполнительных органов с тем, чтобы выявить все их возможности, после чего оснастить горные комбайны планетарными исполнительными органами, разрушающими горный массив в забое по принципу ударного скола. Это позволит существенно повысить производительность труда рабочих, улучшить гранулометрический состав разрушаемой породы или угля, уменьшить на 40...50 % удельный расход энергии на разрушение горного массива, снизить запыленность призабойного пространства при проходке, своевременно готовить очистной фронт, повысить устойчивость проводимых выработок и значительно снизить себестоимость проходки горных выработок.

Указанные выше недостатки планетарно-роторного исполнительного органа комбайна типа ПКГ удалось преодолеть в конструкции беззабурникового исполнительного органа, разработанного в 1991 г. отраслевым временным творческим коллективом (ОВТК) "Горслей". Новый планетарный исполнительный орган предназначен для оснащения проходческих комбайнов при проведении горизонтальных и наклонных выработок сечением в проходке 5,0 м² и более по горным породам с коэффициентом крепости по шкале проф. М.М. Протодяконова не более 6 единиц, а также по угольным пластам с присечкой до 20 % пород с коэффициентом крепости до 8,5 единиц.

При разработке ПИО проходческого комбайна в основу положены принципы:

- разрушения горных пород по всей площади забоя ударным скалыванием;
- равных условий работы всех зубков исполнительного органа как по объемам разрушаемой каждым зубком породы или угля, так и по скорости движения относительно забоя;
- минимального числа зубков, одновременно соприкасающихся с забоем, и сосредоточения на них всей мощности привода исполнительного органа и напорного усилия комбайна.

Новый ПИО включает в себя (рис. 1) две режущие головки *РГ1* и *РГ2*, объединенные в единый исполнительный орган, в котором режущие головки наклонены в противоположные стороны от оси центрального вала *1* под углом α (рис. 2) и жестко закреплены на корпусе *К* (см. рис. 1) исполнительного органа с помощью скошенных проставок *П1* и *П2* (см. рис. 2).

ПИО проходческого комбайна содержит центральный вал *1* (см. рис. 1), дополнительную планетарную передачу с солнечным колесом *2*, сателлитами *3*, зубчатым венцом *4* и водилом *5*, которое установлено в корпусе *6* на подшипниках *7, 8* и жестко закреплено на корпусе *К* исполнительного органа. На центральном валу *1* закреплено солнечное колесо *2* и колесо *9* цилиндрической передачи, которое взаимодействует с колесом *10*, установленным на основном валу

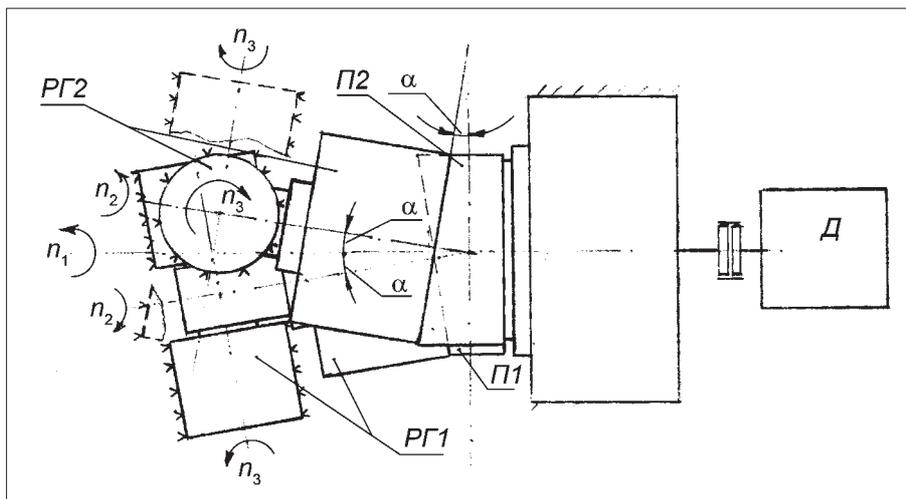


Рис. 2. Вид сбоку на планетарный исполнительный орган:

РГ1 и РГ2 – режущие головки; П1 и П2 – скошенные проставки; α – угол наклона режущей головки относительно центрального вала 1

11, где жестко закреплено солнечное колесо 12 планетарной передачи режущей головки РГ1 с сателлитами 13 и венцом 14, водилом 15, установленным в корпусе К и вращающимся на подшипниках 16 и 16'. Кроме того, на основном валу 11 закреплены центральное коническое колесо 17 дифференциальной передачи, конические колеса 18 и 18', которые установлены на валах 19 и 19' с возможностью вращения в водиле 15. На этих валах жестко закреплены режущие барабаны 20 и 20' с зубками 21 и 21'.

Аналогично функционирует и режущая головка РГ2, которая работает от другого цилиндрического колеса 10*.

Для обеспечения одновременного вращения барабанов 20 и 20' рабочих головок РГ1 и РГ2 вокруг центральной оси 1 исполнительного органа комбайна и вокруг собственных осей 19 и 19' этих барабанов используются три планетарных цилиндрических передачи ПО, ПО1, ПО2 и две конические ДП1 и ДП2.

ПИО работает следующим образом. Поток мощности от двигателя Д через центральный вал 1 разветвляется на солнечном колесе 2 на два потока А и Б. Поток А через сателлиты 3, обкатывающиеся по венцу 4 планетарной передачи ПО, идет на вращение водила 5 относительно центрального вала 1 и планетарной передачи ПО1 (12–14), а также барабанов 20 и 20' с зубками 21 и 21' режущей головки РГ1.

Второй поток мощности Б передается на колеса 9, 10 и основной вал 11, где он разветвляется на два потока Б1 и Б2. Поток Б1, проходя через основной вал 11, сателлит 17, конические шестерни 18 и 18' дифференциальной передачи ДП1, валы 19 и 19', идет на вращение барабанов 20 и 20' с зубками 21 и 21'. Поток мощности Б2, проходя через планетарную передачу ПО1 (12–14), идет на вращение водила 15 относительно основного вала 11. Кроме того, на водиле 15 к потоку мощности Б2 прибавляется поток мощности А. В конечном итоге на режущем инструменте рабочих головок РГ1 и РГ2 суммируются три вращения:

- инструмента вокруг валов 19 и 19' с относительной угловой скоростью n_3 ;
- режущих головок РГ1 и РГ2 вокруг основного вала 11 с переносной угловой скоростью n_2 ;
- планетарных передач ПО1 и ПО2 вокруг центрального вала 1 вместе со всем режущим механизмом с переносной угловой скоростью n_1 .

В результате сложения этих движений зубки исполнительного органа движутся по сложным пространственным кривым – сферическим удлиненным эпициклоидам.

Таким образом, инструмент режущих барабанов 20 и 20', совершая относительное и два переносных движения, разрушает всю поверхность забоя ударным скалыванием, а наклон режущих головок РГ1 и РГ2 в противоположные стороны от оси центрального вала 1 на угол α обеспечивает соответственно наклон режущих барабанов 20 и 20'. При этом зубки периферийной линии резания обрабатывают забой по рациональной траектории, что исключает случаи заклинивания ПИО.

При вращении исполнительного органа и подаче комбайна на забой происходит ввинчивание ПИО в разрушаемый массив, а зубки, установленные на рабочих барабанах с разводом (подобно зубьям пил), вгрызаются в горный массив и разрушают его по принципу ударного скола с минимальным (до 10 %) выходом нежелательных для технологии обогащения классов крупности размером менее 0,5 мм.

Во время работы такого исполнительного органа образуется выработка (рис. 3) круглого сечения. Бермовые фрезы вынимают уголки в нижней части проводимой выработки (S_1 и S_2), и ее сечение становится подковообразным, как у комбайнов типа ПКГ. Изменение сечения проводимой выработки осуществляется за счет увеличения (уменьшения) длины рабочих барабанов 20 и 20'. В случае необходимости ПИО может иметь до четырех основных валов 11, что позволяет значительно увеличить сечение проводимой подготовительной выработки.

ПИО позволяет разрушать горный массив с высокой скоростью резания (до 10 м/с) и не требует при этом значительных напорных усилий на забой, что позволяет на первом этапе использовать его в проходческих комбайнах легкого типа (ГПКС и др.). Осна-

*Часть позиций, связанных с головкой РГ2, не показана, так как головки находятся под углом друг к другу.

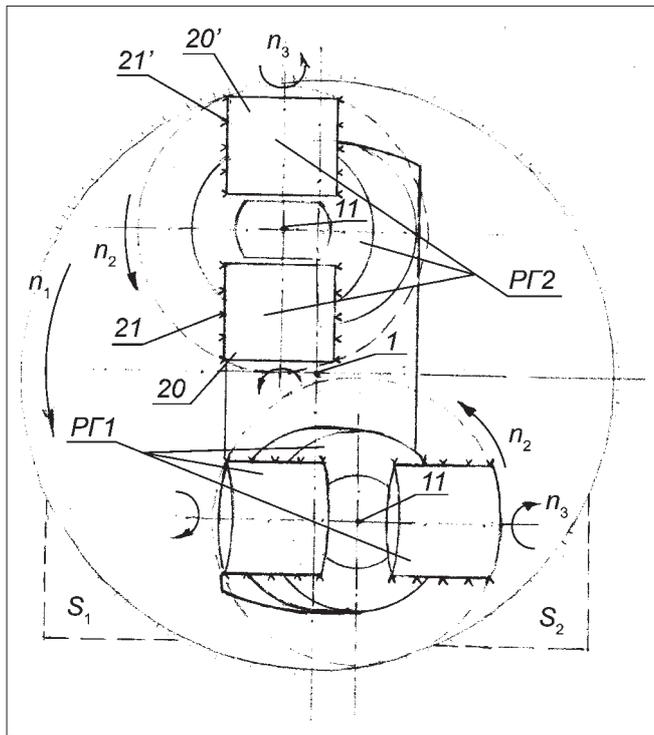


Рис. 3. Вид от забоя на планетарный исполнительный орган: *PG1* и *PG2* – режущие головки; *20* и *20'* – барабаны режущей головки *PG2*; *21* и *21'* – зубки режущих барабанов; *S1* и *S2* – площади выработки, разрушаемые бермовыми фрезами

шение их высокопроизводительными ПИО даст возможность в короткие сроки (за 3–4 года) и с минимальными затратами решить сложную проблему – своевременно и качественно готовить очистной фронт в угольной и горно-рудной отраслях. По мере накопления опытных данных будет возможно создание эффективных проходческих комбайнов нового поколения с ПИО, которые позволят в 3–5 раз повысить темпы проходки подготовительных выработок

по углю и породам с коэффициентом крепости по шкале проф. М.М. Протодьяконова до 6 единиц любого требуемого сечения (двумя или четырьмя рабочими головками).

В связи с резким увеличением темпов и значительным удешевлением проходческих работ появится возможность применения новых более эффективных систем разработки пластовых месторождений, например, камерно-столбовой и других, которые могут оказаться весьма эффективными.

Учитывая высокие скорости проходки комбайнами с ПИО, появится возможность для жизнеобеспечения попавших в аварию людей, доставки спасателей и средств спасения в зону завала, что обеспечит скорейший вывод рабочих из аварийной зоны.

Потенциальными потребителями проходческих комбайнов с ПИО могут быть все горно-добывающие отрасли, а также отрасли, которые проводят транспортные тоннели, метрополитены и другие подземные сооружения.

Список литературы

1. Ляшенко И.В., Нильва Э.Э., Легоньких В.П. Основные результаты системных исследований, проблемы интенсификации процессов проведения горных выработок / Техника и технология открытой и подземной разработки месторождений: Науч. сообще-ние ННЦГП-ИГД им. А.А. Скочинского. М., 2000. Вып. 316. С. 35–47.
2. Проходческий комбайн конструкции Якова Гуменника / под ред. А.С. Архангельского. М.: Углетехиздат, 1956. 57 с.
3. Лавлинский П.И. "Кроты" Якова Гуменника. – Командиры угольного фронта. Кемерово: Кемеров. кн. изд-во, 1988. С. 237.
4. Карташов Ю.М., Кругляк А.С. Сравнительные испытания проходческого комплекса ППГ и буровой машины БГА-4 // Уголь. 1984. № 2. С. 33–34.
5. Карташов Ю.М. Способ борьбы с пылью и газом метаном на угольных шахтах // Горный информ.-аналит. бюллетень. 2004. № 8. С. 271–276.

Читайте в следующем номере:

- Ивахник В.Г., Шахова К.И. Инновации: современные тенденции повышения физико-механических свойств конструкционных материалов горных машин и оборудования;
- Картавый Н.Г., Зотов В.В. Повышение технического уровня шахтных подъёмных установок при замене канатов резинокросовыми лентами;
- Зырянов И.В. Использование механических транспортных средств при отработке кимберлитовых трубок: опыт и перспективы.

И.Г. Шмакин, канд. техн. наук, доц., В.Б. Струков, канд. техн. наук, доц., И.П. Кавыршин, канд. техн. наук, доц., Д.Е. Бударин, ТулГУ

Исследования физических явлений виброактивного резания горных пород

Посредством унифицированной математической модели исследована физическая картина процесса разрушения различных по прочности горных пород механическим и виброактивным резанием. Установлено, что общность этих способов заключается в периодическом чередовании процессов дробления и скола. Показано, что при рациональных параметрах виброактивного резания крепких пород техническая производительность проходческого комбайна может быть повышена в 1,7 раза в сравнении с механическим резанием.

Ключевые слова: виброактивное резание, проходческий комбайн, процесс разрушения, рациональные параметры.

I.G. Shmakin, V.B. Strukov, I.P. Kavyrshin, D.E. Budarin, Tula State University

Examinations of Physical Appearances of Vibrating Rock Cutting

By means of unified mathematical model the physical features of the fracture process of different on strength of rocks by mechanical and vibrating cutting were investigated. Set, that blanket in these expedients consists in periodic alternation of the crushing and separation processes. Is shown, that at rational parameters of vibrating cutting of robust soils the technical productivity of a heading machine can be boosted in 1,7 times in matching with mechanical cutting.

Keywords: vibrating cutting, heading machine, fracture process, rational parameters.

Для разработки полезных ископаемых открытым и подземным способами перспективным является создание горных комбайнов нового технического уровня, исполнительные органы которых разрушают массив виброактивным резанием — традиционным механическим резанием с наложением вибраций на режущий инструмент.

Проблемой создания таких конкурентоспособных на международном рынке комбайнов является, прежде всего, недостаточная изученность новой технологии разрушения горных пород. Для решения данной проблемы нами на основе лабораторных, стендовых и шахтных испытаний [1] посредством экспериментально-аналитического метода вскрыта и математически описана физика процесса разрушения пород виброактивным резанием, установлены расчетные зависимости определения силовых и энергетических показателей главного привода и разработана универсальная математическая модель расчета рациональных рабочих параметров системы как при механическом, так и при виброактивном резании горных пород различной прочности. При этом за основу математического описания приняты принципиальные положения теории резания [2, 3] о закономерном чередовании процессов дробления и скола, о взаимовлиянии раздельно действующих на различные грани резца сил, совокупность которых определяет максимальные и средние значения составляющих усилия резания; пересмотрено принятое на практике допущение о постоянстве коэффициента трения инструмента о массив.

Исследованиями установлено, что наложение на режущий инструмент колебаний нужной частоты ω и амплитуды A приводит к существенному улучшению силовых и энергетических показателей процесса резания горных пород.

Эффективность виброактивного резания можно объяснить более ранним проявлением известного явления скачкообразного поведения силы трения при переходе от трения покоя к трению движения в силу того, что при колебаниях имеют место принудительное прерывание контакта резца с породой и временное высвобождение зоны диспергирования разрушенного материала. При механическом резании переход трения покоя к трению движения происходит самопроизвольно по мере формирования упруговязкого предельного состояния зоны диспергирования (так называемого "уплотненного ядра" или "нароста"), что связано с дополнительной затратой энергии.

Указанное предположение подтвердилось результатами определения непосредственно по осциллограммам диагностическим методом [4] коэффициента трения f_n по передней грани резца для механического и виброактивного ($\omega = 35 \text{ с}^{-1}$ и $A = 10 \text{ мм}$) резания углицементного блока.

При этом установлено, что при виброактивном резании коэффициент трения ($f_n = 0,103$) значительно меньше, чем при механическом резании ($f_n = 0,415$).

Для оценки достоверности полученных данных сделано сопоставление их с приведенными на рис. 1 результатами исследований [3] закономерности изменения коэффициента трения f_n при механическом резании в зависимости от изменения угла резания инст-

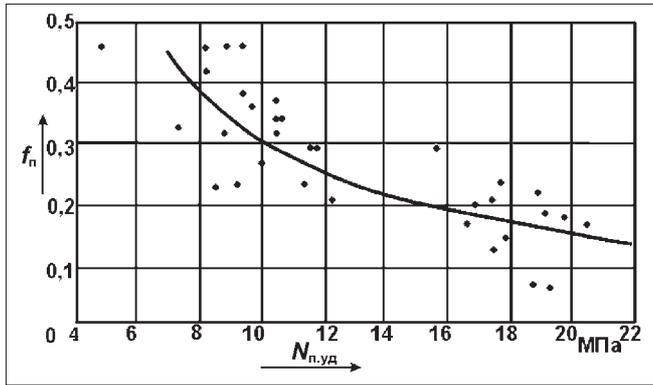


Рис. 1. Зависимость коэффициента трения f_n по передней грани резца от удельного давления $N_{п.уд}$

румента ($\alpha = 69...111^\circ$), глубины резания ($h = 5...20$ мм), прочностных и анизотропных свойств различных горных пород, с пределами прочности на сжатие в весьма широком диапазоне: $\sigma_{сж} = 6,3...73,6$ МПа. Из рис. 1 видно, что, несмотря на неизбежный для таких широких исследований разброс экспериментальных значений, усредняющая кривая имеет закономерный вид, характеризующий уменьшение коэффициента трения f_n по передней грани резца с увеличением удельного давления $N_{п.уд}$.

Теоретически прогрессивный способ виброактивного резания является частным случаем традиционного механического резания. Для этих способов резания общим существенным признаком является наличие двух фаз (дробления и скола) состояния элементарного цикла резания. Качественная картина протекания этих фаз показана на рис. 2.

Количественно различные фазы элементарного цикла разрушения резцом нулевого положения в зависимости от различных факторов выражены уравнениями:

усилие дробления

$$P_{др.п} = 480C_{дин} \left(\frac{a_k h_x}{\sin \alpha} + \frac{h_x^2 \operatorname{tg} \varphi}{\sin^2 \alpha} \right) \tau_{др.п} k_\phi; \quad (1)$$

усилие скола

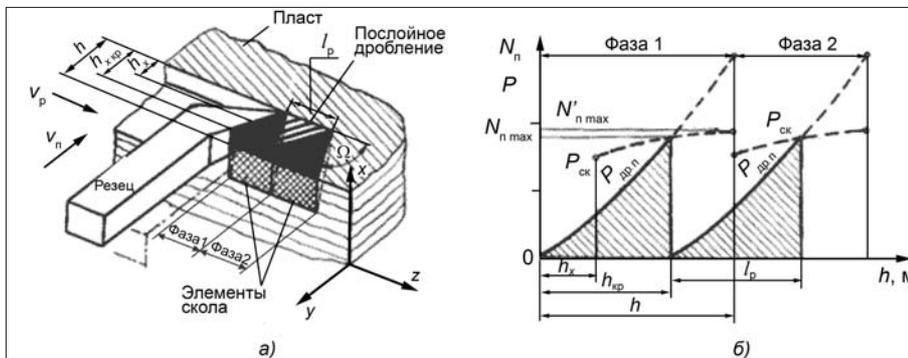


Рис. 2. Фазы механизма разрушения (а) и диаграмма нагрузок (б) на переднюю грань резца обобщенной модели механического и виброактивного резания горной породы одиночным инструментом

$$P_{ск} = \frac{k_\phi \Pi_3}{0,01D} C'_{дин} \times \left[\frac{\tau_{ср} h}{\sin \Omega} \left(a_k + \frac{\operatorname{tg} \varphi h}{\sin \alpha} \right) + \frac{\tau_{сб} (\operatorname{ctg} \alpha + \operatorname{ctg} \Omega)}{\cos^2 \varphi} (2hh_x - h_x^2) \right], \quad (2)$$

где $\Pi_3 = \frac{t - a_k + 1,5}{10,3h(1 - \Pi_1) - 0,07h^2 + 1,5}$; $D = \sin(\alpha + \Omega) + f_n \cos(\alpha + \Omega)$.

В формулах (1), (2) и на рис. 2 обозначено:

Π_1 – параметр, характеризующий хрупко-вязкие свойства породы; a_k – длина главной режущей кромки резца, см; $N_n, N_{п max}$ – нормальная сила, действующая на переднюю грань резца, и максимальная нормальная сила в конце фазы, действующая на переднюю грань резца, соответственно; $C_{дин}, C'_{дин}$ – коэффициенты динамичности, учитывающие ударное действие резца; $h_x, h_{xкр}, h$ – величина заглупления резца в массив, критическая глубина заглупления и глубина резания, см; α, φ, Ω – рабочий угол резания резца, конструктивный угол приострения его передней грани и угол скола элемента, °; $\tau_{др.п}, \tau_{ср}, \tau_{сб}$ – предельные разрушающие напряжения породы при объемном напряженном состоянии дробления и сдвига элемента по главной и боковой площадкам скола соответственно, МПа; f_n – коэффициент трения по передней грани резца; k_ϕ – коэффициент формы передней грани резца; t – шаг резания, см; l_p – расстояние между элементами очередного скола, см; v_n, v_p – скорости подачи и резания соответственно, м/с.

Для выявления физической сущности механизма разрушения при виброактивном резании породы важным является знание характера изменения критической величины $h_{xкр}$ (см. рис. 2) заглупления резца в массив в момент прерывания процесса дробления сколом крупного элемента. Этот момент и значение при этом максимальной силы $N_{п max}$ находили аналитически итерационным методом бисекций из совместного решения уравнений (1) и (2) при условии: $h_{xкр} = h_x$ при $P_{др.п} = P_{ск}$.

Оптимальное значение угла скола Ω при этом вычисляли из выражения $\frac{dP_{ск}}{d\Omega} = 0$.

Результаты этих исследований применительно к лабораторным экспериментам по резанию углеродистого блока, имеющего пределы прочности $\sigma_{сж} = 22$ МПа и $\tau_c = 6,6$ МПа, приведены в таблице.

В таблице обозначено: d – процент увеличения высоты верхней части элемента скола, не разрушенного дроблением ($h - h_{xкр}$); $N'_{п max}$ – максимальное усилие $P_{ск}$, определяемое по уравнению (2) при $h_x = h$; ε – разница между силами $N'_{п max}$ и $N_{п max}$.

Из анализа результатов таблицы следует, что в сравнении с механическим при виброактивном

h, мм	Механическое резание						Виброактивное резание						
	$f_n = 0,4$						$f_n = 0,1$						
	$\Omega, ^\circ$	$h_{кр},$ мм	$h - h_{кр},$ мм	$N_{п max},$ Н	$N'_{п max},$ Н	$\varepsilon, \%$	$\Omega, ^\circ$	$h_{кр},$ мм	$h - h_{кр},$ мм	$d, \%$	$N_{п max},$ Н	$N'_{п max},$ Н	$\varepsilon, \%$
10	36	8,0	2,0	3707	3780	2,0	36	5,82	4,18	52,1	2637	2890	9,6
20	38	17,5	2,5	9300	9440	1,5	48	13,25	6,75	63,0	6315	6600	4,5
30	38	23,8	6,2	12 220	12 590	3,0	50	16,25	13,75	54,9	7920	8820	11,3
40	38	28,5	11,5	15 120	15 850	4,8	50	19,1	20,9	44,9	9460	11 030	16,6

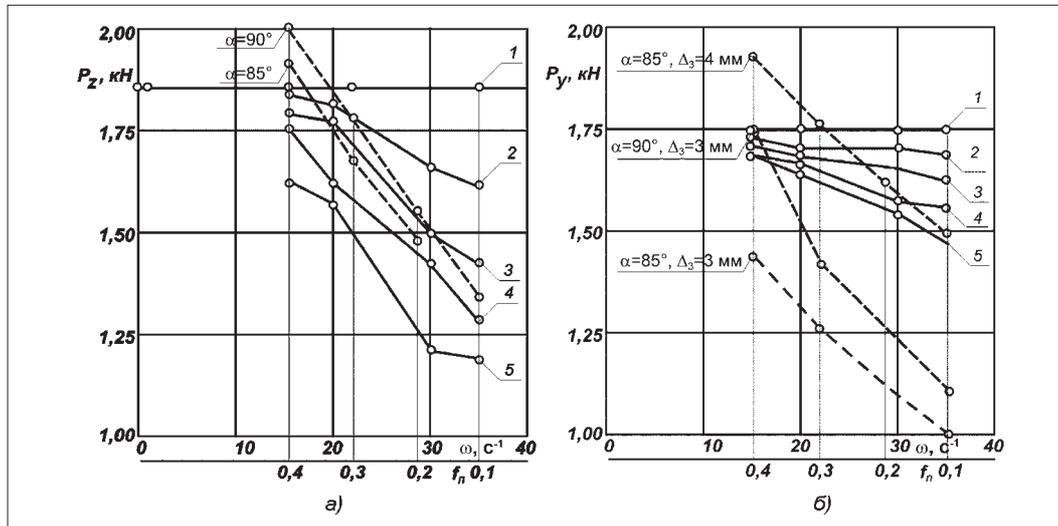


Рис. 3. Результаты экспериментального (—) и теоретического (----) определения составляющих P_z (а) и P_y (б) усилия резания при $h = 10$ мм в зависимости от частоты ω и амплитуды A колебаний резца и коэффициента трения f_n : 1 – механическое резание; 2–5 – виброактивное резание: 2 – $A = 1,5$ мм; 3 – $A = 3$; 4 – $A = 5$; 5 – $A = 10$ мм

резании с наложением колебаний ($A = 10$ мм, $\omega = 30$ с⁻¹) в направлении вектора V_p ; высота контактной зоны передней грани резца с массивом ($h_{кр}$) резко уменьшается; увеличение нераздробленной части элементов скола ($h - h_{кр}$), что характеризует улучшение гранулометрического состава продуктов разрушения, составляет 44,9...63 %; максимальные усилия $N_{п max}$ уменьшаются в 1,4–1,6 раза; интенсивность этого уменьшения возрастает с повышением глубины резания.

Отмеченное качественно поясняет физическую суть механизма разрушения виброактивным резанием и подтверждает результаты лабораторных экспериментов по определению сортности продуктов разрушения.

Из таблицы также следует, что разница ε между силами $N'_{п max}$ и $N_{п max}$ для виброактивного резания значительно больше, чем при механическом, но находится в пределах разброса экспериментальных данных. Это положение дает основание упростить методику определения усилий резания при проектировочных расчетах.

Анализ силовых параметров механического и виброактивного резания проводился сопоставлением средних значений составляющих P_z и P_y усилия резания, полученных расчетами по зависимостям работы [1] и опытным путем.

Результаты сопоставления приведены на рис. 3 и 4. На рис. 3 для наглядности значения коэффициента трения f_n условно совмещены на оси абсцисс с частотами колебаний вибраций.

Из рис. 3 следует, что: 1) значение коэффициента $f_n = 0,4$ по составляющим P_z и P_y усилия примерно соответствует механическому резанию, когда $A = 0$ и частота $\omega = 0$; 2) с уменьшением коэффициента трения f_n усилие виброактивного резания уменьшается по аналогичной закономерности, связанной с повышением амплитуды и частоты колебания резца при виброактивном резании; 3) составляющая P_y в сравнении с P_z более чувствительна к изменению угла резания и износа резца Δ_3 , что особенно заметно при малых значениях коэффициента трения f_n . Это объясняется разным соотношением составляющих нормальной силы N_n и силы N_3 , действующей на заднюю грань резца. Для резца с $\alpha = 85^\circ$ значение $f_n = \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha} = 0,0875 \approx 0,1$ соответствует принятому в исследованиях. Тогда $P_y \approx N_3$, что объясняет замеченную в экспериментальных исследованиях с виброактивным резанием неизменность отношения $k_y = \frac{P_{y max}}{P_{y ср}}$.

Из рис. 4 также следует, что: 1) тесная корреляционная связь между коэффициентом трения f_n , ам-

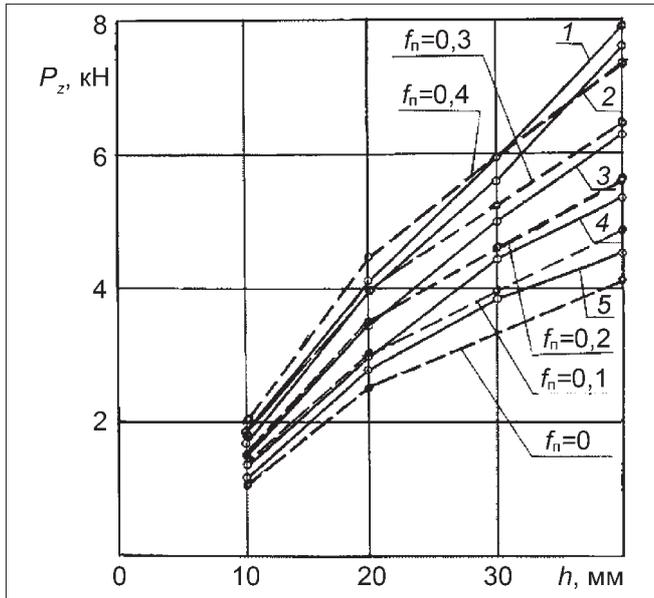


Рис. 4. Результаты экспериментального (—) и теоретического (---) определения составляющей P_z усилия резания при $\omega = 30 \text{ с}^{-1}$ и $\Delta_3 = 3 \text{ мм}$ в зависимости от глубины резания h : 1 – механическое резание; 2–5 – виброактивное резание: 2 – $A = 1,5 \text{ мм}$; 3 – $A = 3$; 4 – $A = 5$; 5 – $A = 10 \text{ мм}$

плитудой и частотой колебания резца при виброактивном резании существует и при глубинах резания $h > 10 \text{ мм}$. Наименьшее значение $f_n = 0,1$ соответствует параметрам $\omega = 30 \dots 35 \text{ с}^{-1}$, $A = 10 \text{ мм}$; 2) результаты теоретических и экспериментальных исследований механического и виброактивного резания с наложением возбуждений в направлении вектора V_p практически совпадают в качественном и количественном отношениях.

Следует отметить, что теоретическое исследование виброактивного резания выполнено без учета ударного воздействия резца на массив (при $C_{\text{дин}} = C'_{\text{дин}} = 1$).

На основании выполненного анализа физической сущности механизма разрушения можно сделать окончательный вывод о том, что следствием колебательных движений инструмента при виброактивном резании является прежде всего уменьшение трения резца о породу. С учетом фактора трения в механизме процесса разрушения представляется, что виброактивные машины должны быть больше "трясащими", чем ударными.

В целях прогнозирования на стадии проектирования рациональных режимных параметров и объективной оценки эффективности виброактивного резания выполнены теоретическое исследование и анализ работы характерных проходческих комбайнов применительно к стендовым и шахтным условиям их испытаний. Анализ проведен на компьютере по методике проектировочного расчета [5], основанного на установленной выше общности математического описания процессов разрушения пород при вибрационном и механическом резании. Различия между ними характеризовали только величиной коэффициента трения f_n .

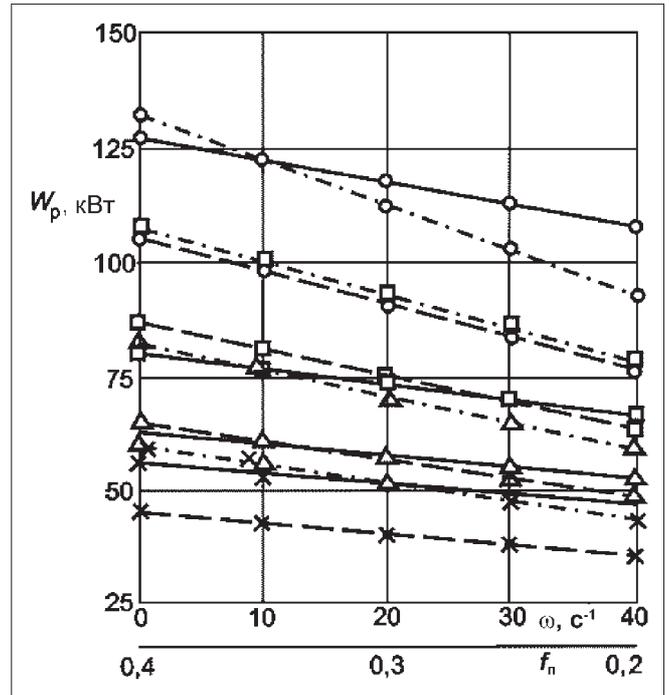


Рис. 5. Сравнение результатов стендовых испытаний (—) с теоретическими данными по механическому ($\omega = 0$, $f_n = 0,4$) и виброактивному ($f_n = 0,3$; $\omega = 0,2$) резанию пород прочностью $\sigma_{сж} = 44$ (---), 55 (---) МПа при $B = 0,4 \text{ м}$ и скорости $v_n = 1,9$ (○—), $1,5$ (□—), $1,1$ (△—), $0,7$ (×—) м/мин

При исследовании решали две задачи: прямую – определение необходимой на резание мощности W_p главного двигателя при заданных скоростях подачи v_n ; обратную – определение максимальной скорости подачи и производительности комбайна при стабильной нагрузке установленного на нем главного двигателя. Результаты вычислений рассматривали в пределах двух технических ограничений рационального формирования глубины резания: верхнего – чтобы глубина резания h не превышала вылета резца относительно кулака, нижнего – при $P_3 > 0$, соответствующего началу нерационального глубоко блокированного режима резания.

Исследование работы оснащенной резцами РКС-2 опытного образца коронки с встроенным вибровозбудителем выполнено применительно к испытаниям комбайна ПК-9р на стенде ОАО "Скуратовский экспериментальный завод". Определение загрузки главного двигателя в зависимости от различных режимов работы возбудителя колебаний выполнено при постоянном захвате $B = 0,4 \text{ м}$ и частотах вращения коронки $n_k = 60$ и 98 мин^{-1} . Режимы работы вибровозбудителя крутильных колебаний имитировались изменениями коэффициента трения: $f_n = 0,4$ – вибровозбудитель выключен, происходит механическое резание; $f_n = 0,3$; $0,2$; $0,1$ – вибровозбудитель включен, увеличиваются дискретно частота и амплитуда колебаний, происходит виброактивное резание.

На рис. 5 приведены результаты теоретических исследований в сравнении со стендовыми испытаниями, выполненными при амплитуде колебаний $A =$

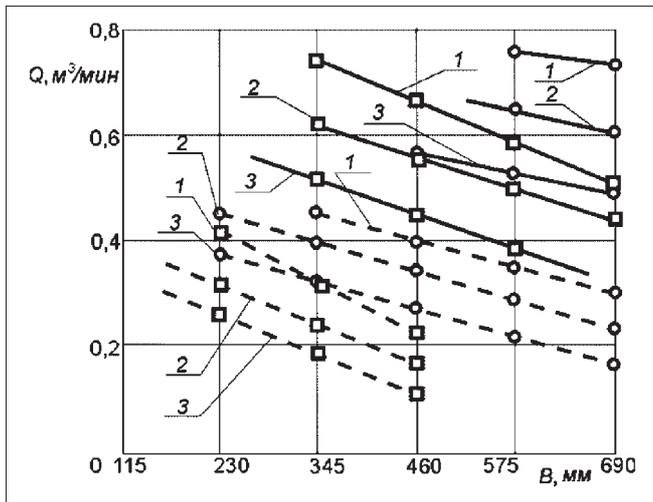


Рис. 6. Зависимость производительности комбайна типа КП-25 от величины захвата первоначального вруба при виброактивном (—) и механическом (---) резании породы прочностью $\sigma_{сж} = 65$ (1), 75 (2), 85 (3) МПа с $n_k = 27,5$ (—○—), 55 (—□—) мин^{-1} и $W_p = 132$ кВт

= 5 мм с осциллографированием крутящего момента на валу режущей коронки ($n_k = 60 \text{ мин}^{-1}$).

Из рис. 5 следует, что: 1) теоретические и, в пересчете крутящего момента на мощность W_p , экспериментальные данные по механическому и виброактивному резанию массива коронкой практически совпадают: при $v_n = 1,9$ и $0,7$ м/мин — для породы с $\sigma_{сж} = 55$ МПа, при $v_n = 1,5$ и $1,1$ м/мин — для породы с $\sigma_{сж} = 44$ МПа; 2) совпадение этих результатов имеет место при изменении коэффициента трения только в диапазоне $f_n = 0,4 \dots 0,2$.

Из последнего следует важный вывод, что при групповом виброактивном воздействии резцов на породу с амплитудой колебаний режущего инструмента $A = 5$ мм коэффициент f_n не достигает своего минимального значения, характерного для упругого контакта, и ограничивается величиной 0,2. Данный вывод полностью согласуется с результатами лабораторных испытаний одиночным резцом (см. рис. 4, кривая 4), когда амплитуда $A = 5$ мм соответствует коэффициенту $f_n = 0,2$. Следовательно, при разрушении горной породы средней крепости с частотой колебаний $\omega = 30 \dots 35 \text{ с}^{-1}$ и с амплитудой $A = 5$ мм не полностью используются возможности виброактивного резания.

Исследование закономерности разрушения крепких горных пород прочностью $\sigma_{сж} = 65; 75$ и 85 МПа выполнены применительно к работе коронки комбайна КП-25, оснащенной двумя резцами РКС-3 в каждой из 25 линий резания. Особенностью исследуемого варианта является кратное изменение частоты вращения коронки n_k , что при $v_n = \text{const}$ кинематически соответствует как бы разрядке резцов в линиях резания. Наличие на комбайне автоматического регулятора скоростей перемещения исполнительного органа в зависимости от величины тока главного электродвигателя обуславливает актуальность прогнозирования ха-

рактера его нагрузки при различных режимах работы машины.

Исследования проведены по изложенной выше методике с варьированием величины захвата B первоначального вруба от 115 до 690 мм при стабильной нагрузке главного двигателя. Для виброактивного и механического резания принято $f_n = 0,1$ и $0,4$ соответственно. Результаты исследования приведены на рис. 6.

Из анализа результатов исследований следует, что при резании крепких пород проходческими комбайнами: 1) наблюдается более интенсивное уменьшение производительности с увеличением величины захвата; 2) эта интенсивность возрастает с повышением частоты вращения коронки; 3) большая производительность обеспечивается при меньшей частоте вращения коронки, когда диапазон рациональной работы при виброактивном резании сужается в области большого захвата, что уменьшает динамическую нагрузку на комбайн, а при механическом резании — расширяется в область уменьшения захвата, что повышает динамические нагрузки из-за малого числа контактирующих с массивом резцов; 4) заметное смещение верхнего и нижнего ограничений по технически допустимой глубине резания позволяет однозначно сопоставить производительность только в весьма узком диапазоне величины захвата, который в шахтных условиях трудно определить; 5) виброактивное резание при $B = 460$ мм позволяет увеличить производительность процесса разрушения примерно в 1,7 раза по сравнению с механическим при $B = 230$ мм резанием при работе по крепкой породе с $\sigma_{сж} = 85$ МПа и $n_k = 27,5 \text{ мин}^{-1}$.

Итак, при разрушении крепких пород виброактивное резание может обеспечить при рациональных режимах существенное повышение (до 70 %) теоретической производительности проходческого комбайна и уменьшение динамических нагрузок действующих на его исполнительный орган со стороны массива. Выполненным исследованием также установлено, что при виброактивном резании горных пород проходческими комбайнами заметно возрастает выход крупных фракций продуктов разрушения, уменьшается пылеобразование и повышается стойкость поворотных резцов. Последнее связано с уменьшением трения в гнездах резцедержателей, исключением их заштыбовки и с равномерным износом головок резцов.

Список литературы

1. **Виброактивное** разрушение горных пород проходческими комбайнами / В.А. Бреннер, И.П. Кавыршин, В.А. Кутлуни, В.Б. Струков, И.Г. Шмакин, Нин Чжун Лян, Т.В. Ковалева, Ю.В. Антипов. Тула: Тульский полиграфист, 2000. 203 с.
2. **Слободкин М.И.** Основы аналитической теории резания углей. М.: Углетехиздат, 1947, Пекин, 1957. 207 с.
3. **Шмакин И.Г.** Исследование основных закономерностей процессов разрушения хрупких анизотропных тел резцовым инструментом: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. ТулПИ: Тула, 1966.
4. **Разрушение** горных пород виброактивным резанием / В.А. Бреннер, Д.Е. Бударин, В.Б. Струков, И.Г. Шмакин // Мат. 2-й Международной конференции по проблемам рационального природопользования. Тула: ТулГУ, 2002. С. 417–425.
5. **Шмакин И.Г.** Расчет на ПЭВМ режимов работы горных машин // Фонды ТулГУ, рег. № 2365. Тула, 2000. 16 с.

Определение параметров контактного взаимодействия рабочих поверхностей гидростойки механизированной крепи

Рассмотрены вопросы контактного взаимодействия рабочих поверхностей гидростойки механизированной крепи. Параметры контактного взаимодействия определяются методом конечных элементов с использованием программного комплекса SolidWorks-COSMOSWorks. Результаты моделирования напряженного состояния гидростойки на ЭВМ позволяют обосновывать и назначать ее конструктивные параметры.

Ключевые слова: механизированная крепь, гидростойка, поверхностное контактное взаимодействие, параметры.

Yu.F. Nabatnikov, O.V. Beliankina, Moscow State Mining University

Defining Contact Interaction Parameters of Working Surfaces of a Powered Roof Support Hydraulic Jack

In the article the issues of working surface contact interaction of powered roof support hydraulic jacks are considered. Contact interaction parameters are defined by the way of application of finite element method using SolidWorks-COSMOSWorks software complex. The results of simulation on a personal computer of hydraulic jack stressed state do allow to validate and to specify hydraulic jack design parameters.

Keywords: powered roof support, hydraulic jack, surfaces, contact interaction and parameters.

В состав современных механизированных комплексов для добычи угля входит значительное количество гидростоек (стоек). К стойкам как к опорным элементам, создающим сопротивление опусканию кровли, предъявляются жесткие технические требования как по качеству их изготовления, так и по надежности эксплуатации.

Стойка находится в сложном деформированном состоянии, подвергаясь внецентровому сжатию, поперечному и продольному изгибам. Внутренняя поверхность гидроцилиндра и грундбуксы, а также наружные поверхности штока и поршня являются рабочими, и их состояние оказывает решающее влияние на ресурс и работоспособность стойки. Из анализа повреждений деталей стоек следует, что изломы и деформации составляют около 36 % от общего объема повреждений. Около 20 % приходится на износ, а около 28 % повреждений составляют задиры и риски.

Основные причины повреждений – конструкционные и технологические. В первом случае конструктивные параметры не обеспечивают требуемой прочности и элементы стоек деформируются и разрушаются под действием внешних нагрузок, а во втором – технологические процессы изготовления деталей не обеспечивают требуемую износостойкость рабочих поверхностей. В результате надежность и ресурс отечественных стоек значительно ниже, чем у зарубежных аналогов.

В настоящее время выбор и обоснование конструктивных параметров стойки проводят на основе отраслевого стандарта, предусматривающего расчеты конструкции на устойчивость и статическую проч-

ность [1]. Из-за наличия зазоров в соединениях и эксцентрично приложенной внешней нагрузки возникает перекося штока относительно цилиндра. Характер перекося зависит от конструктивных параметров стойки и зазоров в соединениях, а также от деформаций поверхностей под действием нагрузок.

В результате в местах контакта поршня с цилиндром и штока с грундбуксой возникают значительные контактные напряжения, приводящие к задирам и схватыванию, которые не учитываются отраслевым стандартом. Поэтому оценку напряженного состояния стойки в зависимости от ее конструктивных параметров, действующих нагрузок и контактного взаимодействия поверхностей предложено проводить с использованием метода конечных элементов. Для моделирования напряженного состояния стойки был использован программный комплекс SolidWorks-COSMOSWorks [2].

Предварительно была создана твердотельная модель стойки и проведена настройка конечно-элементного комплекса в соответствии с действующими нагрузками. Основные конструктивные параметры, включенные в модель (рис. 1): наружный ($D_{ц}$) и внутренний ($d_{ц}$) диаметры цилиндра, диаметр поршня ($d_{п}$), диаметр штока ($d_{шт}$), наружный ($D_{гп}$) и внутренний ($d_{гп}$) диаметры грундбуксы, длина цилиндра ($l_{ц}$), длины штока ($l_{шт}$) и поршня ($l_{п}$), длина грундбуксы ($l_{гп}$), радиусы опорных элементов (r_0), зазоры в соединениях "цилиндр–поршень" и "грундбукса–шток" (a), осевой зазор между грундбуксой и поршнем (h). Исходные данные для расчета твердотельной модели стойки: рабочее расчетное

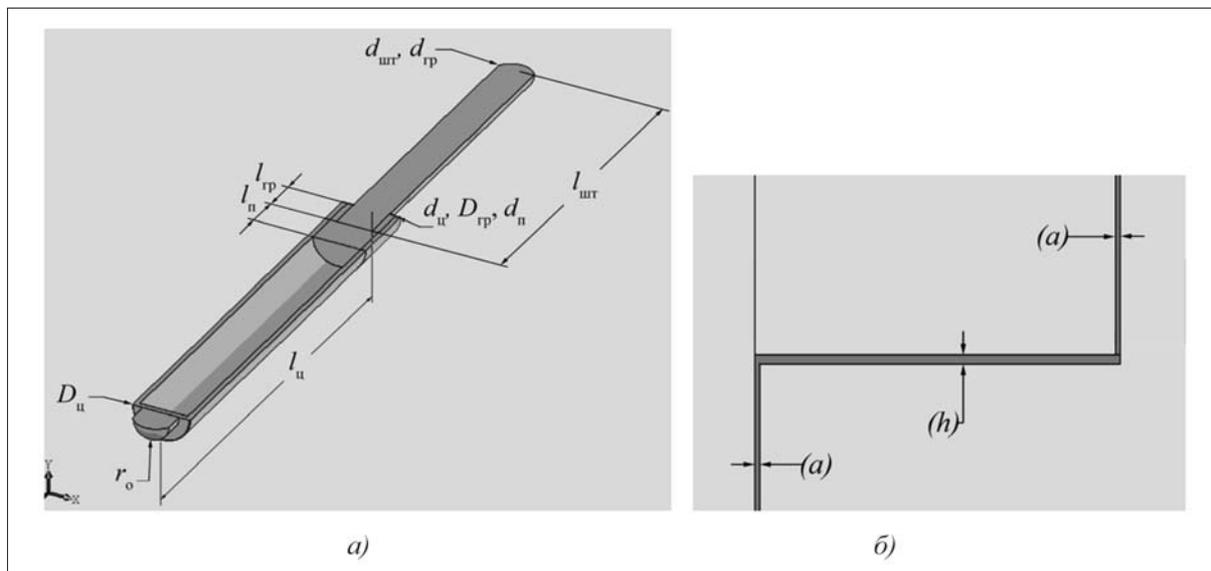


Рис. 1. Основные конструктивные параметры стойки:

a – конструктивные параметры, включенные в модель; *б* – зазоры в соединениях "цилиндр–поршень", "грудбукса–шток"

сопротивление стойки (P_c), эксцентриситет приложения нагрузки на опорах стойки (e_o), давление рабочей жидкости (Q), ограничения на перемещение опор. При этом давление рабочей жидкости действует на стенку цилиндра, торцовую плоскость поршня и дно внутри цилиндра. Ограничения на перемещения верхней опоры не накладываются, а для нижней опоры запрещены перемещения по всем осям и вращение вокруг них. Сверху на шток действует эксцентрично приложенная нагрузка

(P_n), равная расчетному рабочему сопротивлению стойки. Эксцентриситет приложения нагрузки возникает из-за трения в опорах, зависит от их конструкции и рассчитывается в соответствии с отраслевым стандартом.

На основе результатов моделирования напряженного состояния стойки на ЭВМ определяются:

- вид деформированной стойки по сравнению с исходным состоянием (рис. 2, см. 3-ю стр. обложки). Помимо выявления деформированного состояния стойки

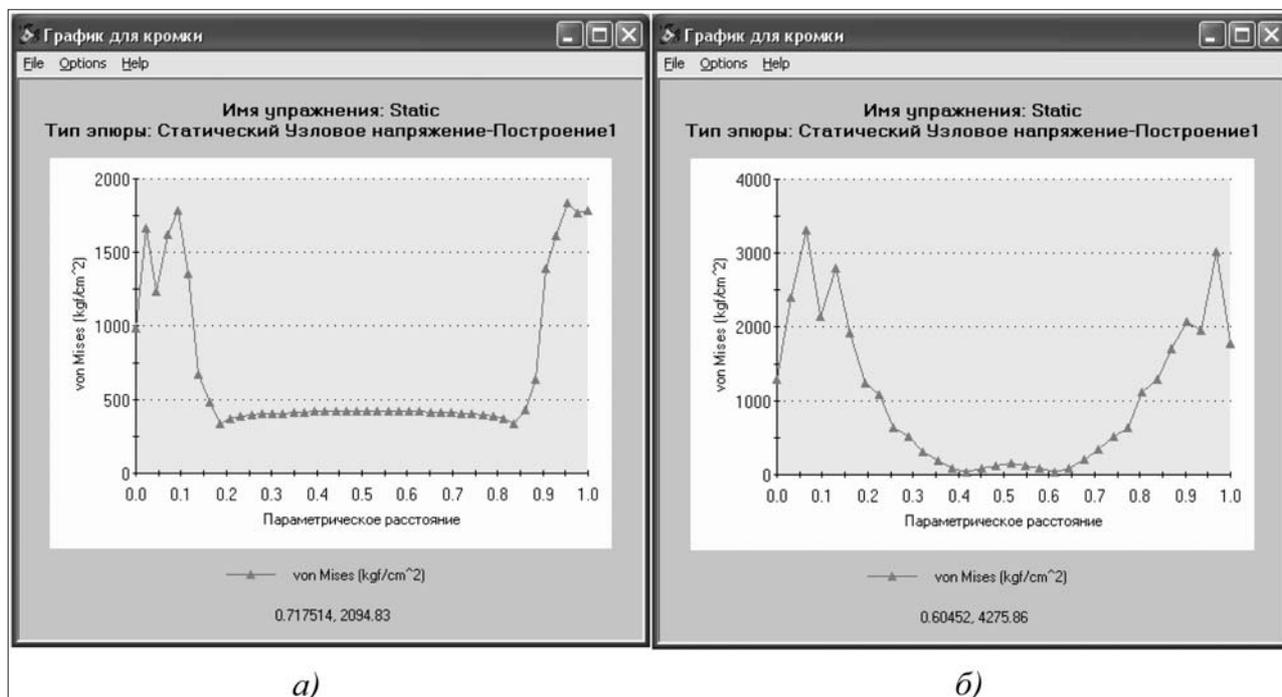


Рис. 4. Эпюры распределения напряжений ($\text{кгс}/\text{см}^2$) по кромкам:

a – грудбуксы; *б* – поршня

Выбранный список

Имя упражнения: Static
 Тип элюры: Статический Узловое
 Выбранная поверхность: Сумма:

Выбранная поверхность:	Сумма:	Значение	Единицы
N/A		21103	kgf/cm ²

Выбранные элементы: 1 Кромка

Отобразить рисунок кромки

Узел	von Mises (kgf/cm ²)	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
415	7.326e+002	-36.697	-266.49	154.4
8570	8.388e+002	-35.965	-255.17	154.4
416	8.922e+002	-33.634	-244.05	154.4
8562	8.655e+002	-29.745	-233.36	154.4
417	7.198e+002	-24.373	-223.32	154.4
8556	3.985e+002	-17.622	-214.14	154.4
418	3.353e+002	-9.6242	-.206	154.4
8552	3.769e+002	0.53956	-199.08	154.4
419	3.949e+002	9.4494	-193.52	154.4
8546	3.979e+002	20.139	-189.43	154.4
420	4.042e+002	31.31	-186.92	154.4

Сохранить Обновить Элюра Закрыть Справка

Рис. 5. Таблица результатов моделирования

в целом, система фиксирует распределение напряжений в элементах, выделяя их интенсивность соответствующей окраской. Это позволяет определить:

- области контактного взаимодействия поршня с цилиндром, штока с грядкой (рис. 3, см. 3-ю стр. обложки) и распределение напряжений по кромкам контактирующих элементов (рис. 4);

- количественные значения силовых параметров, напряжений, деформаций и перемещений, которые выдаются пользователю по запросу в виде таблицы, характерный пример которой представлен на рис. 5. По этой таблице можно определить средние, минимальные и максимальные значения запрошенного расчетного параметра на интересующей пользователя поверхности. Кроме того, доступны значения требуемого параметра в любом узле стойки в соответствии с сеткой разбиения на конечные элементы.

Необходимо отметить, что точность результатов расчетов и продолжительность вычислений существенно зависят от масштаба построения сетки (рис. 6, см. 3-ю стр. обложки), на которую разбивается модель для последующего расчета. Масштаб сетки мы

считали установленным и обеспечивающим требуемую точность, если при дальнейшем увеличении частоты сетки результаты расчетов практически не изменялись (менее 1 %).

Для выявления зависимостей контактных напряжений в элементах стойки от конструктивных параметров было проведено моделирование на ЭВМ напряженных состояний с использованием программного комплекса SolidWorks-COSMOSWorks по следующему алгоритму:

- фиксировался параметр, влияние которого на напряженное состояние стойки необходимо было выявить (P_i);
- определялся диапазон изменения зафиксированного параметра ($P_{i\min} \dots P_{i\max}$);
- на ЭВМ строилась модель стойки, включающая все конструктивные параметры. Значение зафиксированного параметра на первом шаге моделирования ($n = 1$) принималось $P_n = P_{i\min}$;
- на ЭВМ моделировалось напряженное состояние стойки, определялись наиболее нагруженные элементы и величина напряжений;
- зафиксированный параметр изменялся на величину (Δ) $P_n = P_{i\min} + \Delta(n - 1)$. Значения всех остальных конструктивных параметров оставались неизменными;
- моделирование продолжалось до тех пор, пока значение зафиксированного параметра не становилось больше $P_{i\max}$.

По значениям напряжений в элементах стойки строилась их зависимость от величины зафиксированного параметра (P_i). Результаты моделирования

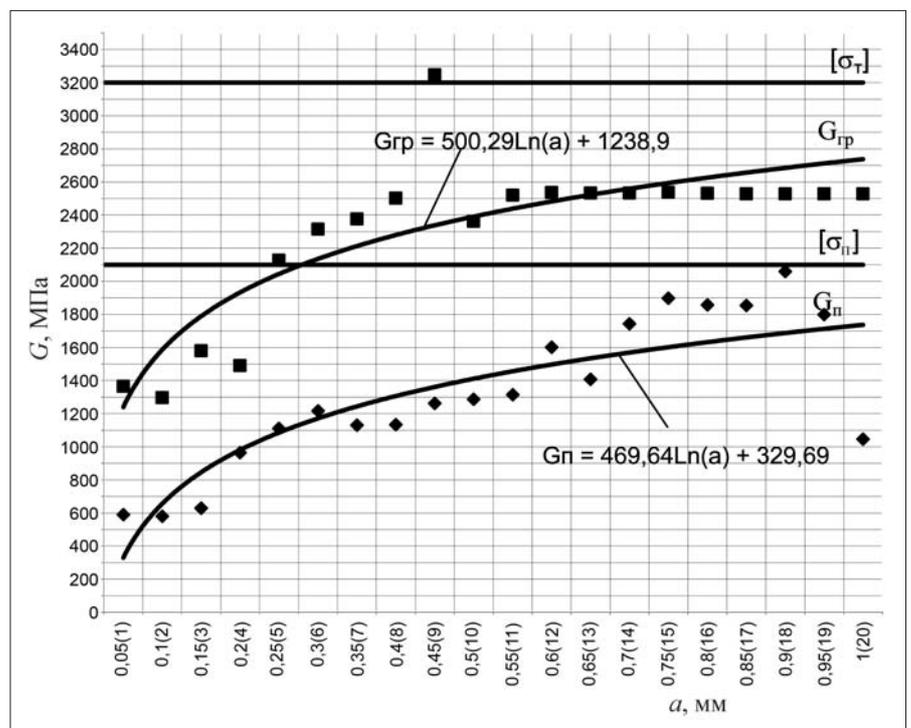


Рис. 7. Зависимость контактных напряжений на грядке ($G_{гр}$) и поршне (G_n) от величины зазора (a , мм) между рабочими поверхностями стойки:

$[\sigma_t] = 3200$ МПа – предел текучести материала; $[\sigma_n] = 2100$ МПа – граница допустимых напряжений при запасе прочности $n = 1,5$

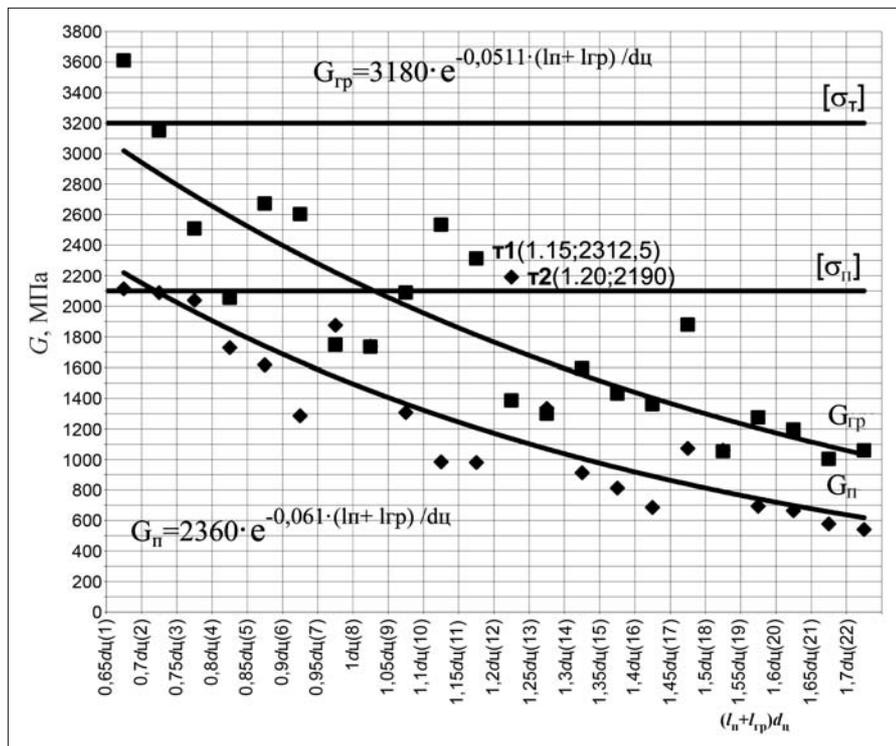


Рис. 8. Зависимость контактных напряжений на грундбуксе ($G_{гр}$) и поршне ($G_{п}$) от соотношения базы заделки и внутреннего диаметра цилиндра $(l_n + l_{rp})/d_c$: $[\sigma_t] = 3200$ МПа – предел текучести материала; $[\sigma_n] = 2100$ МПа – граница допускаемых напряжений при запасе прочности $n = 1,5$

на ЭВМ показали, что наибольшее влияние на контактное взаимодействие рабочих поверхностей стойки оказывают зазоры в соединениях и величина базы заделки. От этих конструктивных параметров зависят угол перекоса штока относительно цилиндра, который влияет на контактные силы, длины дуг контакта поршня с цилиндром, штока с грундбуксой и контактные напряжения.

Отметим, что с использованием разработанных информационного и программного обеспечения можно оперативно исследовать напряженное состояние стойки при любом сочетании ее конструктивных параметров и действующих нагрузок. Так, из зависимостей, представленных на рис. 7, следует, что максимально допустимый зазор в соединениях поршня с цилиндром и штока с грундбуксой не должен превы-

шать величины $a = 0,280$ мм. Такая величина зазора соответствует посадке по 9-му качеству точности. Учитывая износ рабочих поверхностей в процессе эксплуатации, мы рекомендуем назначать точность рабочих поверхностей деталей стойки не менее чем по 8-му качеству. Зависимость контактных напряжений от базы заделки представлена на рис. 8. Из этой зависимости следует, что контактные напряжения в точках 1 и 2 больше величины $[\sigma_n] = 2100$ МПа при значениях $(l_n + l_{rp})d_c = 1,15$ и $1,20$ соответственно. Поэтому база заделки должна быть больше внутреннего диаметра цилиндра не менее чем на 25 %.

Выводы

1. При обосновании конструктивных параметров стойки необходимо учитывать контактное взаимодействие рабочих поверхностей, возникающее из-за перекоса штока относительно цилиндра.

2. Разработана конечно-элементная модель взаимосвязи напряженного состояния и конструктивных параметров стойки, учитывающая контактное взаимодействие поршня с цилиндром и штока с грундбуксой.

3. Наиболее значимыми конструктивными параметрами стойки, влияющими на условия контакта рабочих поверхностей и величину контактных напряжений, являются база заделки и величина зазоров в соединениях рабочих поверхностей.

Список литературы

- ОСТ 12.44.245–83. Крепи механизированные. Стойки и домкраты. Расчет на прочность. Методика проверочного расчета на статическую прочность и устойчивость. М.: Гипроуглемаш, 1984. 76 с.
- Алямовский А.А. SolidWorks/COSMOSWorks. Инженерный анализ методом конечных элементов. М.: ДМК Пресс, 2004. 432 с. ил.

С.В. Доронин, канд. техн. наук, **Д.В. Косолапов**, асп., Институт вычислительного моделирования СО РАН, г. Красноярск

Оценка конструктивных решений и расчетное обоснование рациональных параметров деталей машин ударного действия для разрушения горных пород

Исследованы особенности деформирования деталей машин ударного действия для разрушения горных пород при импульсном нагружении. На методической базе численного анализа сплошной среды осуществлены постановка и реализация основных задач расчета деталей: оценка показателей прочности и ресурса, расчеты взаимодействия инструмента и породы.

Ключевые слова: машины ударного действия, импульсное нагружение, напряженно-деформированное состояние, прочность, ресурс, моделирование, проектные расчеты.

S.V. Doronin, D.V. Kosolapov, Institute of Computational Modelling SB RAS

Estimation of Structural Decisions and Calculation Substantiation of Rational Parameters of Details of Percussion Machines for Fracture Rock

The features of deformation of details of percussion machines for fracture rock at the impulsive loading are investigated. On the methodical basis of numerical analysis of continuous environment there are formulated and realized some basic tasks of calculation of details: estimation of indexes of strength and durability, calculations of interaction of instrument and rock.

Keywords: percussion machines, impulsive loading, stress-strain state, strength, durability, modeling, design calculations.

Актуальность расчетов деталей машин ударного действия численными методами

Создание и совершенствование современных методов расчета деталей машин ударного действия имеют исключительно важное значение для обоснования рациональных конструктивных решений и обеспечения эффективности работы оборудования. В настоящее время проектирование породоразрушающего инструмента является преимущественно эмпирическим процессом, отсутствуют общепринятые методики расчетного обоснования ряда геометрических и физических характеристик машин. При рассмотрении возможных путей совершенствования методов расчета породоразрушающих машин и инструмента основное внимание следует уделить задачам, аналитическое решение которых затруднительно или невозможно, но которые могут быть успешно реализованы с использованием современных численных методов.

Для деталей машин ударного действия наиболее актуальны основывающиеся на информации об их напряженно-деформированном состоянии (НДС) расчеты динамики, прочности и ресурса.

Рассмотрение имеющихся в литературе данных по НДС породоразрушающего инструмента в связи с его надежностью и долговечностью позволяет утверждать, что влияние НДС на прочность и ресурс признается практически всеми исследователями. Однако в большинстве случаев речь идет о построении качественной картины: расчетные количественные зависимости показателей прочности, ресурса и эффективности инструмента от параметров НДС отсутствуют, а экспериментальные, полученные методами тензометри-

рования и фотоупругости, носят ограниченный характер. Это обусловлено тем, что для экспериментального построения этих зависимостей отсутствует достаточное количество статистического материала, а для теоретического построения в настоящее время нет адекватной физической и математической модели.

В качестве объекта исследования приняты детали машин ударного действия, разрабатываемые и совершенствуемые Институтом горного дела СО РАН [1, 2] и производимые на ФГУП "Серовский механический завод". Важнейшая особенность рассматриваемых деталей, определяющая ограниченную применимость известных методов расчета, заключается в их конструктивной форме, а именно в том, что они представляют собой преимущественно объемные тела достаточно сложной конфигурации (рис. 1). В силу этого к ним неприменимы наиболее широко используемые в машиностроении линейные и плоские расчетные схемы, а известный перечень моделей массивных тел [3] позволяет утверждать, что в настоящее время отсутствуют расчетные схемы и аналитические методы расчета трехмерных тел, близких по форме к конструкциям породоразрушающего инструмента.

Таким образом, целенаправленный выбор конструктивных решений и параметров деталей машин ударного действия требует решения на стадии проектирования ряда расчетных задач, основными из которых являются определение характеристик НДС и прочности, получение оценок проектного ресурса, анализ взаимодействия породоразрушающего инструмента и забоя. Они могут рассматриваться как два решаемых на этапе проектирования обратных по отношению друг к другу типа задач: оценки и обеспечения

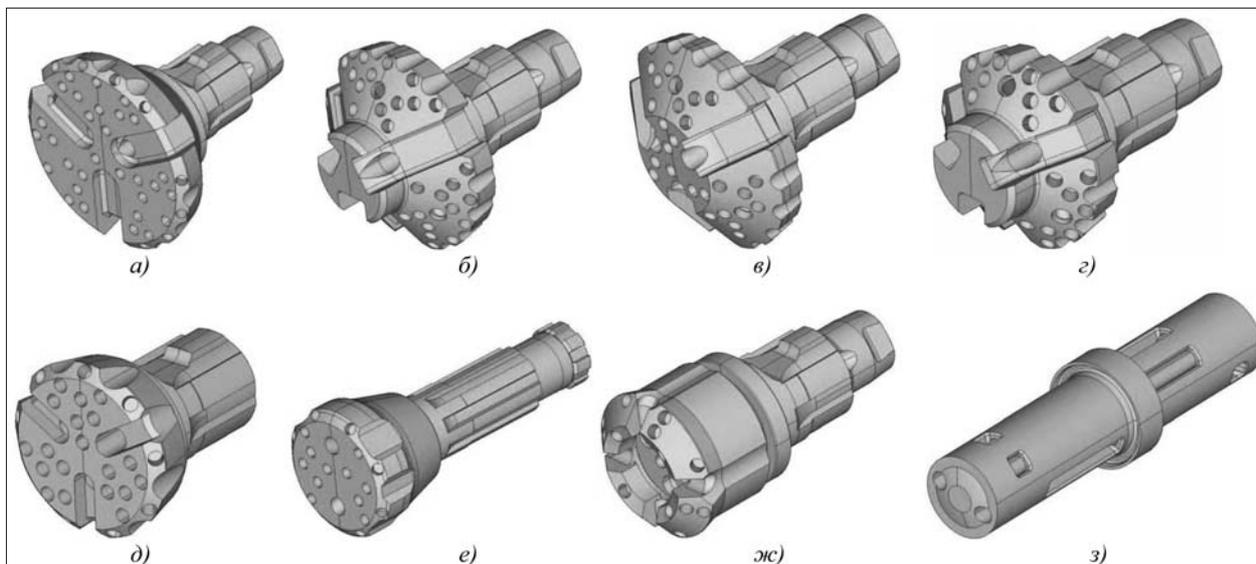


Рис. 1. Модели деталей машин ударного действия для разрушения горных пород (твердосплавные инденторы не показаны):
a – коронка \varnothing 250 мм; *б* – коронка \varnothing 220 мм № 1; *в* – коронка \varnothing 220 мм № 2; *г* – коронка \varnothing 180 мм; *д* – коронка \varnothing 170 мм; *е* – коронка \varnothing 160 мм; *ж* – коронка \varnothing 155 мм; *з* – ударник

требуемых значений количественных показателей. Рассмотрение задачи как задачи оценки (анализа) или задачи обеспечения (проектирования) зависит от того, что рассматривается первичным: конструктивная форма детали или показатели ее прочности и ресурса. При этом подходы к решению задач обоих типов основаны на детальном исследовании НДС.

Это, в свою очередь, предполагает применение комплекса моделей и методов, позволяющих описать поведение деталей с учетом особенностей их конструктивной формы и условий нагружения. Основным методом при расчете деталей машин ударного действия является метод конечных элементов, позволяющий снять ограничения, накладываемые на конструктивную форму деталей известными расчетными схемами. Все расчеты в настоящей работе выполнены в среде пакета конечно-элементного моделирования ANSYS.

Для адекватного описания характера деформирования применяется модель упругопластического тела. В качестве уравнения состояния материала (определяющего уравнения) применяется аппроксимация экспериментальной диаграммы деформирования, учитывающей эффекты "задержки" пластической деформации при достижении предела текучести и последующего его "всплеска" [4]. При расчетах используются объемные конечные элементы, поддерживающие упругопластическое деформирование материала в соответствии с указанным уравнением состояния. Обеспечение сходимости решения к точному значению осуществляется многовариантным решением каждой задачи с варьированием параметров сетки конечных элементов.

Расчеты прочности и ресурса деталей машин ударного действия требуют предварительного анализа характера их деформирования с учетом фактических конструктивных форм и режима нагружения.

В силу влияния большого числа факторов на форму ударного импульса в настоящее время нет достаточно достоверных аналитических обоснований формы импульса для конкретных типов машин и деталей. Наиболее адекватны результаты расчета при нагружении деталей с использованием экспериментально полученных данных о форме и длительности ударного импульса. Эти характеристики оп-

ределяются свойствами и скоростью соударяющихся деталей и не всегда доступны на этапе проектных расчетов. При отсутствии этих данных задаются одной из типичных форм импульса. Варьирование соотношения периодов времени возрастания τ_1 и спада τ_2 нагрузки показало наличие чувствительности максимальных значений интенсивности напряжений к соотношению периодов $\tau_1: \tau_2$ при постоянной общей длительности импульса $\tau_1 + \tau_2$. При предварительных расчетах можно задаваться формой импульса с меньшим соотношением $\tau_1: \tau_2$ как приводящей к большим напряжениям с дальнейшим экспериментальным обоснованием формы импульса.

Общая характеристика деформирования деталей машин ударного действия

Постановка и решение задач расчета деталей машин ударного действия в значительной степени зависят от особенностей их НДС, которые определяются степенью влияния волновых явлений и процессов, возможностью сведения динамической задачи к квазистатической.

На основании представленных в литературе результатов аналитических и экспериментальных исследований можно сделать вывод, что волновыми явлениями и процессами в деталях машин ударного действия можно пренебречь, поскольку детали представляют собой относительно короткие массивные тела, а скорости их соударения невелики (менее 20...30 м/с); продольные линейные размеры деталей намного меньше длины ударного импульса. Однако анализ частот и форм собственных колебаний типовых деталей показал следующее. Значения низшей частоты (s^{-1})/наибольшего периода (мкс) собственных колебаний составляют: для коронки \varnothing 250 мм – 32710/28,70; для коронки \varnothing 220 мм №1 – 36146/27,66; для коронки \varnothing 220 мм № 2 – 34841/28,70; для коронки \varnothing 180 мм – 41722/23,97; для коронки \varnothing 170 мм – 54316/18,41; для коронки \varnothing 160 мм – 19543/51,17; для коронки \varnothing 155 мм – 34729/28,79; для ударника – 19680/50,81. Таким образом, наибольший период собственных колебаний всех деталей оказался сравним с длительностью удара (40 мкс), а волновыми явлениями можно пренебречь, если длительность удара в 8–10 раз превышает наибольший пе-

риод собственных колебаний. Следовательно, можно предположить, что волновые явления играют важную роль в формировании НДС деталей машин ударного действия.

Это подтверждается и следующими соображениями. В общем случае решения о параметрах деталей и машин ударного действия могут быть основаны на сведениях динамической задачи к статической в том случае, если продолжительность удара велика по сравнению со временем, которое требуется волне напряжений для прохождения наибольшего размера одного из соударяющихся тел. Для рассматриваемых деталей последнее заключено в диапазоне 28...80 мкс, что сравнимо с продолжительностью ударного импульса. Следовательно, решение статической задачи недостаточно информативно. Тем не менее, выполнен сравнительный анализ НДС при статическом и импульсном нагружении. Во всех случаях прикладывался импульс треугольной формы длительностью 40 мкс с максимальным значением нагрузки 1000 кН в момент времени 16 мкс. Сравнивались максимальные значения интенсивности напряжений и характер их распределения при статическом и импульсном нагружении. В последнем случае детально анализировалось НДС в моменты времени 16 и 40 мкс после начала действия ударного импульса. Кроме того, выполнено детальное моделирование напряженного состояния деталей при прохождении ударного импульса и отраженных волн деформаций на протяжении первых 100 мкс с момента начала действия ударного импульса.

В результате анализа установлены следующие особенности НДС:

1. При статическом нагружении зона высоких напряжений невелика по объему и локализована в области приложения нагрузок. Максимальные значения напряжений, как правило, выше таковых при импульсном нагружении. Таким образом, имеем дело с концентрацией напряжений, обусловленной локальным характером нагружения.

2. При импульсном нагружении максимальные значения напряжений характерны для момента времени 16 мкс (пика импульса), при этом они не выше таковых при статическом нагружении, а зона высоких напряжений рассредоточена по объему детали.

3. Наблюдается существенная разница в максимальных значениях напряжений и их распределении по телу детали в моменты времени 16 и 40 мкс. Установлено, что в момент времени 40 мкс, соответствующий окончанию действия приложенного импульса, относительный уровень максимальных напряжений тем меньше, чем меньше длина детали и сложнее ее конструктивная форма. Это свидетельствует о том, что в последнем случае возрастает роль отраженных от противоположного торца детали, ее наклонных по отношению к оси поверхностей волн напряжений, взаимодействующих с напряжениями (уменьшающих их уровень вследствие разного знака) от приложенного импульса в момент окончания его действия.

4. В течение первых 100 мкс максимальные значения интенсивности напряжений изменяются в широком диапазоне, при этом локальная зона максимума напряжений первоначально смещается вдоль оси детали по направлению действия ударного импульса. На протяжении времени его действия эта зона достигает противоположного торца детали и возвращается обратно, при этом пиковые напряжения многократно возникают в зонах геометрических особенностей, рассматриваемых обычно в качестве концентраторов напряжений.

5. Анализ компонент тензора напряжений показывает, что практически на всех временных промежутках деформирования деталей после соударения вклад первых, вторых и третьих главных напряжений в формирование общей кар-

тины НДС оказывается сравнимым, что свидетельствует о высокой степени объемности напряженного состояния.

Таким образом, волновые явления и процессы играют определяющую роль в формировании общей картины распределения напряжений и деформаций. Основными задачами расчета деталей машин ударного действия являются оценка и обеспечение их прочности и ресурса с учетом скорости, характера распределения и сложного взаимодействия приложенных и отраженных волн напряжений и деформаций.

Оценка прочности деталей машин ударного действия

При динамическом нагружении в каждый момент времени напряженное состояние в любой области конструкции определяется особенностью распространения волн деформаций. Поэтому в качестве оценок прочности не могут быть рассмотрены статические, независимые от времени величины.

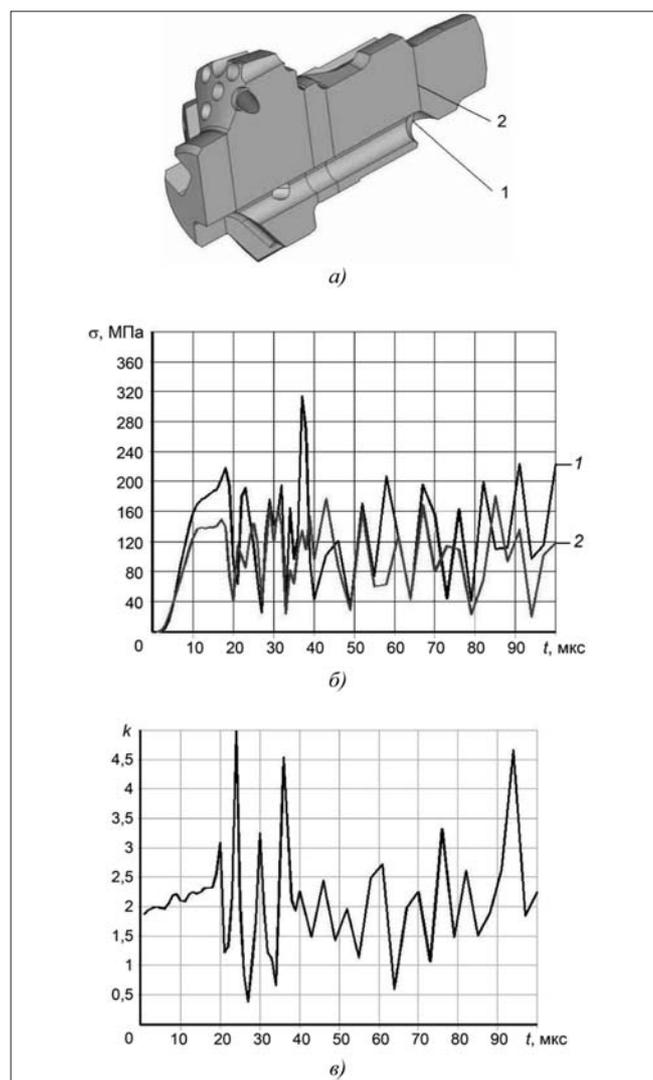


Рис. 2. Типичные временные характеристики прочности (на примере одного концентратора напряжений коронки $\varnothing 180$ мм):

a – зона концентрации напряжений 1 и зона 2, удаленная от концентратора в одном поперечном сечении (коронка рассечена продольной плоскостью симметрии); *б* – интенсивность напряжений в зонах 1 и 2; *в* – зависимость коэффициентов концентрации напряжений от времени $k = g(t)$

Оценки прочности и ресурса деталей

Коронка диаметром, мм	Концентратор	Максимальное значение $k(t)$	Расчетный ресурс блоков нагружения	Коэффициент снижения ресурса β
250	1	9,2	$5,2 \cdot 10^7$	47,5
	2	24,0	$2,2 \cdot 10^7$	19,5
	3	21,3	$4,6 \cdot 10^5$	1536,0
220 № 1	1	28,5	$3,1 \cdot 10^7$	426 702,0
	2	2,0	$9,7 \cdot 10^8$	3,1
	3	8,2	$1,3 \cdot 10^7$	70,0
	4	26,0	$4,2 \cdot 10^5$	941,5
220 № 2	1	8,1	$7,4 \cdot 10^9$	0,7
	2	7,4	$1,3 \cdot 10^8$	16,0
	3	10,3	$1,7 \cdot 10^7$	26,5
	4	24,0	$1,1 \cdot 10^5$	1732,0
180	1	7,0	$2,5 \cdot 10^6$	91 872,0
	2	36,0	$5,0 \cdot 10^9$	0,32
	3	3,8	$1,2 \cdot 10^7$	54,5
	4	24,0	$3,9 \cdot 10^5$	783,0
170	1	5,0	$9,4 \cdot 10^7$	34,5
	2	5,0	$2,0 \cdot 10^7$	74,0
	3	7,0	$5,1 \cdot 10^9$	80,3
160	1	6,1	$7,9 \cdot 10^8$	0,3
	2	3,8	$2,1 \cdot 10^5$	997,0
	3	1,9	$2,8 \cdot 10^{10}$	0,5
155	1	5,7	$1,9 \cdot 10^6$	116 750,0
	2	2,8	$9,4 \cdot 10^9$	0,1
	3	5,6	$1,1 \cdot 10^7$	29,4
	4	10,6	$4,0 \cdot 10^5$	1138,0

Основой оценки прочности являются процессы изменения напряжений во времени $\sigma = f(t)$ в характерных сечениях деталей, полученные конечно-элементным моделированием уравнений их движения как упругопластических тел. Особое внимание уделялось анализу зон конструктивной концентрации, лимитирующих прочность и долговечность деталей. При этом следует иметь в виду следующее. Классические понятия концентрации и концентратора напряжений разработаны для условий статического (квазистатического) нагружения и предполагают локальное повышение параметров напряженного состояния по сравнению с их номинальными значениями вследствие перераспределения силовых потоков, вызванного геометрическим концентратором. В настоящей статье понятие концентратора напряжений распространяется на условия динамического нагружения и вынужденно трактуется более широко. Говоря здесь о концентраторах напряжений, имеем в виду такие геометрические особенности деталей, которые по аналогии с условиями статического нагружения могут привести к локальному повышению параметров напряженного состояния. Анализ конструкций деталей и их НДС позволил установить для каждой детали 3–4-й зоны (характерный пример на рис. 2, а), рассматриваемые в дальнейшем в качестве концентраторов напряжений (табл. 1). Рассмотрение характерных процессов $\sigma = f(t)$ для зон концентрации напряжений и зон вне конструктивной концентрации в том же сечении, соответствующих значений коэффициентов концентрации напряжений $k = g(t)$ (см. рис. 2), показывает, что в течение времени затухания колебаний неоднократно коэффициент концентрации оказывается меньше единицы,

т.е. напряжения в зоне концентратора оказываются меньше таковых вне зон геометрических особенностей — зон концентрации.

Анализ полученных процессов $\sigma = f(t)$ позволил установить характерные зоны концентрации напряжений, построить графики зависимости коэффициентов концентрации напряжений от времени $k = g(t)$, определить максимальные их значения (см. табл. 1) и сделать вывод об обеспеченности прочности всех рассмотренных деталей при однократном импульсном нагружении с учетом упрочнения в локальных зонах упругопластического деформирования. При этом следует иметь в виду, что максимальные значения $k(t)$ не дают представления ни о среднем уровне концентрации напряжений, ни о характеристиках процесса $k = g(t)$.

При расчетах прочности породоразрушающего инструмента необходимо учитывать возможные неровности забоя скважины и неравномерное опирание при ударе на точку, линию, площадку, размеры и локализация которых не поддаются аналитическому прогнозированию в силу практически неограниченного количества конфигураций поверхности забоя. Значимость этого фактора подтверждается следующими результатами вычислительных экспериментов.

При ударе коронки $\varnothing 180$ мм о забой, представляющий собой плоскость, нормальную оси коронки, максимальные значения интенсивности напряжений составляют 955 и 776 МПа соответственно в моменты времени 16 и 40 мкс (рис. 3, см. 4-ю стр. обложки). При моделировании такой поверхности забоя, при которой коронка взаимодействует с ним третью своих инденторов, максимальные значения напряжений

возрастают до 1679 и 1645 МПа в те же моменты времени. В связи с этим в качестве самостоятельной задачи можно рассматривать проведение серии вычислительных экспериментов для обоснования наиболее неблагоприятных условий взаимодействия инструмента и породы.

Оценка ресурса

Для виброударных систем, в которых частота соударений соизмерима с частотой собственных колебаний взаимодействующих элементов, в большинстве случаев промежутков времени между ударами больше времени, необходимого для затухания колебаний, что позволяет рассматривать процесс нагружения как последовательность независимых ударов. Поскольку для рассматриваемых деталей частота собственных колебаний намного больше частоты соударений, необходим дополнительный анализ взаимодействия отдельных соударений.

Выполненные расчеты показали, что для разных деталей время затухания колебаний, возникших вследствие воздействия ударного импульса продолжительностью 40 мкс, составляет 2...3 тыс. мкс. При частоте соударения деталей 18 с^{-1} промежутки между соударениями составляют порядка 55 тыс. мкс. Таким образом, правомерно рассматривать процесс нагружения как последовательность независимых ударов (рис. 4).

Следствием импульсного нагружения деталей машин ударного действия являются их последующие свободные колебания, приводящие к циклическому знакопеременному деформированию материала. Разрушение материала в данном случае связано с накоплением усталостных повреж-

дений. В связи с этим для оценки ресурса использована скорректированная линейная гипотеза накопления повреждений, в соответствии с которой ресурс детали, выраженный числом блоков нагружения λ до появления трещины, составляет [5]:

$$\lambda = \frac{a_p \sigma_{-1д}^m N_G}{\sum_{\sigma_{ai} \geq \sigma_{-1д}} \sigma_{ai}^m v_{i\sigma}}$$

где a_p – скорректированное значение суммы относительных долговечностей, соответствующее предельному повреждению; $v_{i\sigma}$ – число циклов повторения амплитуд σ_{ai} в блоке нагружения; m – показатель наклона кривой усталости в двойных логарифмических координатах; $\sigma_{-1д}$ – предел выносливости с учетом конструктивно-технологических факторов; N_G – абсцисса точки перелома кривой усталости.

Оценки величин σ_{ai} и $v_{i\sigma}$ для процессов $\sigma = f(t)$ получались их схематизацией методом полных циклов [5].

В качестве блока нагружения рассматривался период времени, равный 500 мкс после начала действия ударного импульса. Это обусловлено тем, что вследствие затухания колебаний напряжения, действующие на протяжении от 500 мкс до полного затухания волны напряжений, как правило, меньше $\sigma_{-1д}$ и вносят незначительный вклад в накопление повреждений и формирование долговечности.

Представляют интерес полученные как абсолютные, так и относительные оценки ресурса. Последние позволяют оценить влияние конструктивного оформления зон концентрации с помощью коэффициента снижения ресурса $\beta = T_d/T_k$, где T_d – расчетная оценка ресурса детали без учета концентрации напряжений; T_k – расчетная оценка ресурса в связи с наличием конкретного концентратора (наработка до возникновения в рассматриваемом концентраторе усталостной трещины). Оценки T_d и T_k получают в одном поперечном сечении детали. Выполненные расчеты позволили систематизировать конструктивные оформления зон концентрации напряжений по степени влияния на ресурс деталей (см. табл. 1).

Совместное рассмотрение данных табл. 1 приводит к следующему выводу. Для деталей машин ударного действия не наблюдается явной зависимости между уровнем максимума концентрации напряжений в области геометрической особенности детали и расчетной оценкой времени до зарождения в этой области усталостной трещины. При достаточно высоких величинах максимумов коэффициентов концентрации напряжений расчетный ресурс может быть достаточно велик и даже превышать ресурс конструктивных зон, не содержащих геометрических особенностей. Это объясняется следующим образом.

Ресурс детали при накоплении усталостных повреждений определяется не только общим уровнем параметров напряженного состояния, но преимущественно особенностями процесса $\sigma = f(t)$ в рассматриваемой области. Другими словами, повреждающее воздействие процесса нагружения $\sigma = f(t)$ определяется характером чередования амплитуд напряжений различной величины, т.е. самим процессом $\sigma = f(t)$. При динамическом нагружении и сложной картине взаимодействия отраженных от разных поверхностей детали волн деформаций повреждающее воздействие процессов $\sigma = f(t)$ колеблется в очень широком диапазоне, что выра-

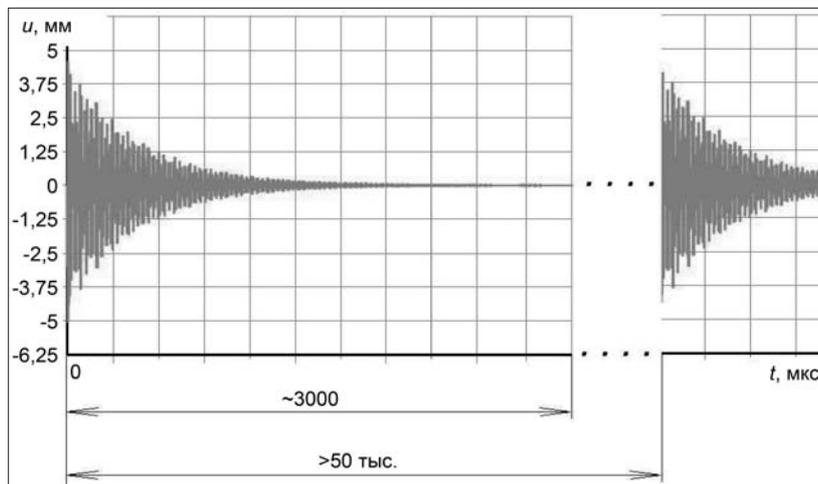


Рис. 4. Типичный характер затухания колебаний в деталях импульсных машин:

u – поступательные перемещения воспринимающего удар торца детали вдоль ее продольной оси

жается в полученных оценках ресурса и соответствующих коэффициентах его снижения β . Таким образом, для геометрически достаточно близко расположенных и конструктивно сходных концентраторов значения β могут значительно отличаться, что объясняется именно преобладающим влиянием на интенсивность накопления повреждений в любой зоне детали локального НДС, формирующегося как результат взаимодействия отраженных от всех поверхностей детали волн деформаций. Эти рассуждения подтверждаются практикой проектирования, производства и эксплуатации деталей, из которой известно, что в некоторых случаях внесение конструктивных изменений в деталь приводит к резкому уменьшению интенсивности зарождения усталостных трещин в области концентраторов, удаленных от зоны конструктивных изменений. Это является следствием изменения условий взаимодействия отраженных волн деформаций. Именно в этом наблюдается принципиальное отличие формирования показателей ресурса при статическом (квазистатическом) и импульсном нагружениях. Если при статическом (квазистатическом) нагружении высокая концентрация напряжений обязательно сопровождается резким снижением ресурса, то при импульсном нагружении это не так обязательно.

Моделирование взаимодействия инструмента и породы

Нами выполнен сравнительный анализ влияния формы инденторов на напряженное состояние блока породы. Рассматривались три типа инденторов, непосредственно взаимодействующих с блоком породы (рис. 5). Анализ полученных результатов показывает, что напряженное состояние породы при воздействии инденторами типов II и III характеризуется более высокими абсолютными максимальными значениями напряжений, однако высокий уровень напряжений сохраняется на протяжении промежутка времени, гораздо короче длительности ударного импульса. Кроме того, вторые и третьи главные напряжения уменьшаются заметно быстрее первых, что приводит к более низкому уровню объемности напряженного состояния.

Напротив, воздействие на породу сферическими инденторами типа I приводит к несколько меньшим значениям максимальных напряжений, но достаточно высокий их уровень сохраняется на протяжении всей длительности ударного импульса, при этом сохраняется высокий уровень объемности напряженного состояния.

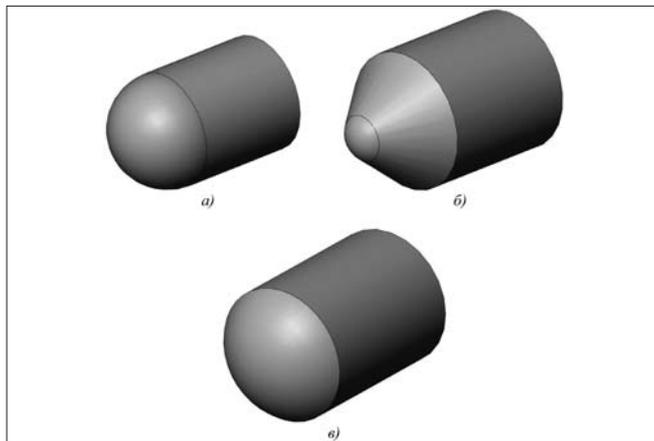


Рис. 5. Типы инденторов:
 а – тип I; б – тип II; в – тип III

В дальнейших расчетах взаимодействия коронок и блока породы моделировались сферические инденторы типа I.

Интерес представляют сравнительные оценки НДС блока породы и коронок при их ударном взаимодействии. Моделирование взаимодействия инструмента и породы осуществлялось путем решения контактной задачи. В качестве контактирующих тел рассматривались коронки с инденторами и блок породы. Степень воздействия инструмента на блок породы в первом приближении оценивалась напряженно-деформированным состоянием породы. Поскольку при взаимодействии инструмента и породы требуется обеспечить прочность инструмента и разрушение породы, то соотношение параметров их напряженно-деформированного состояния можно рассматривать в качестве предварительной оценки эффективности инструмента. В качестве такого соотношения может рассматриваться величина $q = \sigma_k / \sigma_n$ (σ_k – максимальное значение параметра напряженного состояния в коронке; σ_n – максимальное значение параметра напряженного состояния в блоке породы). Эта величина рассчитана для интенсивности (q_i) первых (q_1), вторых (q_2), третьих (q_3) главных напряжений в моменты времени 16 и 40 мкс (соответственно q^{16} и q^{40}) (табл. 2). Предполагается, что чем ниже величина q , тем при тех же максимальных значениях в блоке породы ниже напряжения в коронке, следовательно, такая коронка в первом приближении может рассматриваться более эффективным породоразрушающим инструментом.

Как следует из полученных результатов, по интегральному показателю q_i можно ранжировать коронки по степени их эффективности (в порядке ее убывания) следующим образом: $\varnothing 220$ мм № 2; $\varnothing 220$ мм № 1; $\varnothing 160$ мм; $\varnothing 155$ мм;

$\varnothing 170$ мм; $\varnothing 180$ мм; $\varnothing 250$ мм. В этом случае рассматривались усредненные величины q_i для моментов времени 16 и 40 мкс. Анализ величин $q_1 - q_3$ менее информативен, но следует отметить высокие величины q для всех компонент напряжений для всех временных интервалов для коронки $\varnothing 250$ мм.

Оценка эффективности конструктивных решений

Полученные результаты позволяют рассматривать предложенные расчетные показатели (коэффициенты концентрации k , снижения ресурса β , относительной напряженности коронки и породы q) как интегральные характеристики качества и эффективности конструктивных решений. Систематизация деталей машин ударного действия по этим показателям открывает возможность установить удачные конструктивные решения отдельных деталей.

Предлагается считать более удачными те конструктивные решения, которые характеризуются меньшими значениями k , β и q и большими значениями расчетного ресурса. По параметру относительной напряженности q , являющемуся интегральной характеристикой детали, ранжирование коронок выполнено в предыдущем разделе.

Поскольку величины k и β в пределах одной детали могут значительно отличаться, то оценку эффективности следует выполнять не для деталей в целом, а для отдельных их характерных геометрических особенностей – концентраторов напряжений. При этом можно выделить следующие группы конструктивных решений.

I. Геометрические особенности, характеризующиеся низкими значениями коэффициентов концентрации и снижения ресурса: концентраторы 2 – коронки $\varnothing 220$ мм № 1; 3 – коронки $\varnothing 160$ мм; 1 – коронки $\varnothing 155$ мм.

II. Геометрические особенности, характеризующиеся низкими значениями коэффициентов снижения ресурса и повышенными значениями коэффициентов концентрации: концентраторы 1 – коронки $\varnothing 220$ мм № 2; 2 – коронки $\varnothing 180$ мм; 1 – коронки $\varnothing 160$ мм.

III. Геометрические особенности, характеризующиеся высокими значениями коэффициентов снижения ресурса и низкими значениями коэффициентов концентрации: концентраторы 3 – коронки $\varnothing 180$ мм; 2 – коронки $\varnothing 160$ мм.

IV. Геометрические особенности, характеризующиеся высокими значениями коэффициентов снижения ресурса и коэффициентов концентрации: все остальные концентраторы рассмотренных деталей.

Очевидно, наиболее эффективными с позиций обеспечения прочности и ресурса являются геометрические особенности группы I, далее групп II–IV.

Таблица 2

Оценки относительной напряженности коронок и породы

Коронка диаметром, мм	q_i^{16}	q_i^{40}	q_1^{16}	q_1^{40}	q_2^{16}	q_2^{40}	q_3^{16}	q_3^{40}
250	3,01	2,77	3,79	4,41	6,10	3,09	7,55	3,87
220 № 1	1,02	1,10	1,13	1,81	1,83	1,36	7,76	1,71
220 № 2	1,03	0,96	0,80	0,54	0,80	1,31	2,14	1,44
180	1,68	1,56	0,82	0,87	1,65	1,12	1,84	2,69
170	1,15	1,65	3,74	3,10	1,89	2,81	1,35	28,11
160	1,23	0,66	2,59	2,05	2,04	1,78	4,92	3,03
155	1,21	0,75	1,05	0,55	1,02	0,64	2,23	0,72

Заключение

1. Несмотря на широкое распространение численного моделирования прочности изделий машиностроения, в литературе практически отсутствует описание результатов моделирования прочности деталей машин ударного действия. Полученные результаты частично демонстрируют спектр возможных задач расчета конструкций этого класса на базе современных численных методов и технологий вычислительного моделирования.

2. Систематизация геометрических особенностей и конструктивных решений деталей по показателям k и β может рассматриваться как информация для принятия предварительного решения о конструктивной форме детали. Эффективному использованию проанализированных конструктивных вариантов препятствует следующее обстоятельство. Показатели k и β характеризуют параметры прочности и ресурса не просто конструктивного элемента, а конструктивного элемента в составе рассмотренной детали. Поскольку конфигурация детали непосредственно влияет на характер распространения и отражения волн деформации, эти показатели для одного и того же конструктивного элемента могут оказаться различными, если этот элемент включен в конструктивную схему различных деталей. В связи с этим полученные результаты следует рассматривать как элемент многовариантной итерационной схемы проектных расчетов деталей машин ударного действия.

3. Оценка эффективности машин ударного действия по характеристикам НДС блока разрушаемой горной породы является весьма приближенной, однако полученная информация может быть положена в основу расчета критериев разрушения пород. Реализация физико-математической модели разрушения горных пород деформирующимся инструментом и построение на ее основе методики конструирования породоразрушающих машин – основные направления дальнейших исследований.

Список литературы

1. Алексеев С.Е., Репин А.А., Пятнин Г.А. Создание пневмопневматических буровых снарядов для проходки скважин увеличенного диаметра // Горное оборудование и электромеханика. 2006. № 5. С. 25–27.
2. Алексеев С.Е., Репин А.А., Пятнин Г.А. Создание и внедрение в производство мощных погружных пневмоударников / В сб. Фундаментальные проблемы формирования техногенной геосферы. Т. II. Машиноведение. Новосибирск: ИГД СО РАН, 2007. С. 9–13.
3. Краткий справочник конструктора нестандартного оборудования: В 2 т. / В.И. Бакуменко, В.А. Бондаренко, С.Н. Косоруков и др.; под общ. ред. В.И. Бакуменко. М.: Машиностроение, 1997. Т. 2. 524 с.
4. Погодин-Алексеев Г.И. Динамическая прочность и хрупкость металлов. М.: Машиностроение, 1966. 244 с.
5. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. М.: Машиностроение, 1993. 364 с.

УДК 621.879.48:534.282

В.Ю. Чудновский, д-р техн. наук, проф., Израиль

Исследование динамической устойчивости электромеханической системы поворота роторных экскаваторов

Исследовано влияние механической характеристики электропривода и конструктивных особенностей режущего оборудования рабочего органа на устойчивость системы поворота (вращения) роторного экскаватора. Выявлены области неустойчивых рабочих режимов. Определены условия их устранения и достижения высокой динамической устойчивости системы, возрастающей с увеличением крепости разрабатываемой горной породы.

Ключевые слова: копание, боковая подача, динамика, устойчивость, демпфирование колебаний.

V.Yu. Chudnovsky, Izrael

Investigation of Dynamic Steadiness of the Bucket-Wheel Excavators' Electromechanical System of Drive Turning

Was investigated the influence of Electric drive unit's mechanical character and the design peculiarities of cutting equipment on the dynamic steadiness of the Bucket-Wheel Excavator's turning system. Are detected the areas of unsteadiness of the turning system. Are determined the conditions of their obviation and achievement of high dynamic steadiness of the system which grows with increasing of the firmness of excavating material.

Keywords: digging, side feed, dynamic, steadiness, damping vibrations.

Ковшовое колесо (ротор) карьерного роторного экскаватора разрабатывает забой в режиме фрезерования с боковой подачи. В статье [1] динамическая устойчивость движения ротора при боковой подаче исследовалась в предположении, что поворотная платформа с надстройкой и привод поворота (вращения) в колебательном процессе не участвуют. Исследования выявили причины повышенной склонности ротора к колебаниям и определили условия, обеспечивающие их эффективное подавление. Учитывая, что электродвигатели обладают способностью демпфировать колебания вращающихся масс за счет электромеханической связи, пред-

ставляет интерес исследовать влияние на устойчивость системы боковой подачи ротора механической характеристики электродвигателей привода и инерционности поворотной платформы с надстройкой.

При составлении схемы замещения реальной системы роторную стрелу и поворотную платформу с надстройкой представим твердыми телами. Будем считать, что упругие свойства системы определяются податливостью элементов и узлов, связывающих роторную стрелу с поворотной платформой, а упругостью звеньев передаточного механизма привода можно пренебречь. Учтем также, что уточнения линейных и инерционных пара-

метров системы в связи с изменением в процессе работы угла наклона стреловой конструкции к горизонту в рассматриваемой задаче несущественны. Принятые допущения приводят к расчетной схеме с двумя массами и одной упругой связью, показанной на рис. 1, где 1 – роторная стрела; 2 – поворотная платформа с надстройкой; 3 – приводные электродвигатели; P_6 – боковая сила сопротивления грунта резанию, преодолеваемая приводом поворота; \dot{x} – скорость точки приложения силы P_6 при упругих колебаниях ротора относительно забоя.

Во время работы действие силы P_6 приводит к упругому отклонению роторной стрелы от поворотной платформы на некоторый угол θ_1 . Одновременно из-за скольжения электродвигателей привода поворота происходит отставание платформы на некоторый угол θ_2 от положения $s-s$, которое она занимала бы при вращении с заданной постоянной частотой ω_n . Уравнения движения масс системы, используя принцип Даламбера, запишем в виде

$$\left. \begin{aligned} I_1 \ddot{\theta}_1 + I_1 \ddot{\theta}_2 + \mu_1 \dot{\theta}_1 + c \theta_1 - P_6 l = 0; \\ (I_1 + I_2) \ddot{\theta}_2 + I_1 \dot{\theta}_1 + \mu_2 \dot{\theta}_2 + M_n - P_6 l = 0, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где I_1 – момент инерции роторной стрелы относительно оси вращения экскаватора, проходящей через центр o ; I_2 – момент инерции поворотной платформы с надстройкой и вращающихся масс привода относительно центра o ; μ_1, μ_2 – коэффициенты вязкого сопротивления роторной стрелы и поворотной платформы; c – коэффициент круговой жесткости упругого звена; M_n – момент эквивалентного привода, приведенный к поворотной платформе.

Относительная низкочастотность колебаний системы поворота позволяет, идеализируя электропривод, представить механическую характеристику эквивалентного привода в виде

$$M_b = (M_k / \omega_0)(\omega_0 - \omega_b), \quad (2)$$

где M_b – момент на валу привода при частоте вращения ω_b ; M_k, ω_0 – момент короткого замыкания и частота вращения холостого хода.

Учитывая, что $M_n = M_b i_n \eta_n$, $\omega_b = (\omega_n - \dot{\theta}_2) i_n$, где i_n, η_n – передаточное число и КПД механизма привода поворота, и подставив эти значения в (2), имеем

$$M_n = \overline{M}_n + \mu_n \dot{\theta}_2, \quad (3)$$

где $\overline{M}_n = M_k i_n \eta_n (1 - \omega_n i_n / \omega_0)$ – момент, независящий от колебаний; $\mu_n = M_k i_n^2 \eta_n / \omega_0$ – коэффициент вязкого сопротивления электродвигателя.

Для описания силы P_6 воспользуемся полученной в [2] зависимостью для работы острыми режущими зубьями в случае, когда частота черпаний ковшей ω_c существенно выше частоты свободных колебаний системы ω_{cb} (соотношение, характерное для современных роторных экскаваторов),

$$P_6 = \overline{P}_6(t) - \kappa \dot{x}, \quad (4)$$

где $\overline{P}_6(t)$ – составляющая боковой силы, независящая от колебаний; κ – коэффициент вязкого сопротивления в составе силы P_6 ,

$$\begin{aligned} \kappa = k_F a_{cp} b_0 z_{cp} [2 - \sin \psi \operatorname{ctg} \delta (v_p / v_n) - \\ - \sin^2 \psi \sin^{-2} \delta] / v_p, \end{aligned} \quad (5)$$

где k_F – коэффициент крепости разрабатываемого грунта, Н/см²; a_{cp} – средняя по дуге резания толщина стружки; b_0 – расчетная ширина стружки; z_{cp} – среднее число ковшей в забое; ψ – угол, который режущая кромка зубьев составляет с направлением боковой подачи ротора; $\delta = (\alpha_k - v_p \sin \psi / v_n + \rho)$; α_k – передний угол режущих зубьев; v_p, v_n – скорости резания и боковой подачи ротора; ρ – угол трения стали о грунт.

Подставим (3), (4) в (1) и, учитывая, что в условиях рассматриваемой задачи $\dot{x} = l(\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2)$, введем оператор дифференцирования $p = d/dt$. После преобразований в отклонениях имеем

$$\left. \begin{aligned} p^2 \theta_1 + C_1 p \theta_1 - C_2 p \theta_2 + C_3 \theta_1 = 0; \\ p^2 \theta_2 + C_4 p \theta_2 - C_5 p \theta_1 - C_6 \theta_1 = 0, \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

где $C_1 = [(I_1 + I_2)\mu_1 + I_2 \kappa l^2] / I_1 I_2$; $C_2 = [I_1(\mu_2 + \mu_n) - I_2 \kappa l^2] / I_1 I_2$; $C_3 = (I_1 + I_2)c / I_1 I_2$; $C_4 = (\mu_2 + \mu_n) / I_2$; $C_5 = \mu_1 / I_2$; $C_6 = c / I_2$.

Решение системы линейных уравнений (6) ищем в виде $\theta_1 = \alpha_1 \exp(pt)$, $\theta_2 = \alpha_2 \exp(pt)$, где α_1, α_2 – некоторые комплексные коэффициенты. После подстановки составим определитель системы и приравняем его нулю

$$\begin{vmatrix} p^2 + C_1 p + C_3 & -C_2 p \\ -C_5 p - C_6 & p^2 + C_4 p \end{vmatrix} = 0.$$

Раскрыв определитель, получаем характеристическое уравнение системы (6) четвертого порядка

$$p^4 + (C_1 + C_4) p^3 + (C_1 C_4 - C_2 C_5 + C_3) p^2 + (C_3 C_4 - C_2 C_6) p = 0.$$

Характеристическое уравнение не имеет свободного члена, что связано с отсутствием в системе с электроприводом однозначной зависимости M_n от θ_2 . Условия устойчивости по критерию Рауса–Гурвица принимают в этом случае вид

$$\begin{aligned} (C_1 + C_4) > 0; \quad (C_1 C_4 - C_2 C_5 + C_3) > 0; \\ (C_3 C_4 - C_2 C_6) > 0; \end{aligned}$$

$$[(C_1 + C_4)(C_1 C_4 - C_2 C_5 + C_3) - (C_3 C_4 - C_2 C_6)] > 0.$$

После подстановки значений $C_{1..6}$ из (6) первое условие устойчивости приводится к неравенству

$$\kappa > E_1 = -[\mu_1 + (\mu_1 + \mu_2 + \mu_n) I_1 / I_2] / l^2,$$

второе условие – к неравенству

$$\kappa > E_2 = -[\mu_1(\mu_2 + \mu_n) + c(I_1 + I_2)] / (\mu_1 + \mu_2 + \mu_n) l^2,$$

третье условие – к неравенству

$$\kappa > E_3 = -(\mu_2 + \mu_n) / l^2,$$

четвертое условие – к неравенству

$$(\kappa - \kappa_1)(\kappa - \kappa_2) > 0, \quad (7)$$

где κ_1, κ_2 – корни полинома второй степени, который получаем, раскрыв выражение в левой части условия устойчивости. Полином имеет положительные коэффициенты и отрицательные корни, поэтому $\kappa_1 > \kappa_2$ и условие (7) принимает вид

$$\kappa > E_4 = \kappa_1. \quad (8)$$

Расчеты значений $E_{1..4}$, выполненные для экскаватора ЭР-1250 с двухдвигательным приводом поворота и

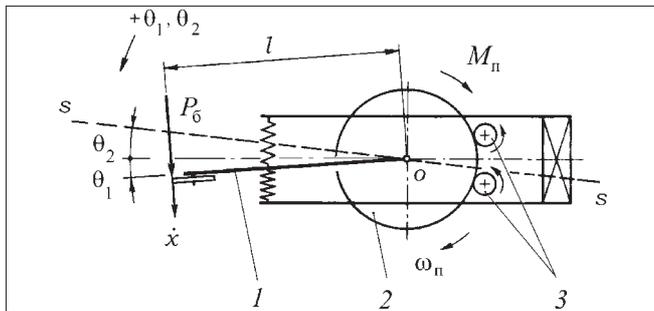


Рис. 1. Схема замещения динамической системы поворота (вращения) роторного экскаватора

Rs-1200 с трехдвигательным приводом, свидетельствуют, что $E_1 \gg E_3 \ll E_2$, следовательно, для анализа устойчивости системы параметр E_3 не представляет интереса. Зависимости E_1 , E_2 и E_4 от жесткости характеристики эквивалентного привода M_k/ω_0 для экскаватора ЭР-1250 даны на рис. 2. Все они имеют отрицательные значения и при этом $E_1 < E_4 > E_2$, поэтому для устойчивости системы необходимо и достаточно выполнение только одного условия (8).

Выявление границ устойчивости выполнено на плоскости параметров $\kappa - \psi$ (рис. 3), где показаны результаты расчетов по зависимости (5) для экскаватора ЭР-1250 при разработке грунта крепостью $k_F = 30 \text{ Н/см}^2$. Области I и II представляют значения κ в зависимости от $(\alpha_k + \rho)$ в границах, которые определены для $a = 20$ (кривые 1) и $a = 50$ см (кривые 2). На графике прямые $E_4^* = -11,5 \text{ кН}\cdot\text{с/м}$ и $E_4^{**} = -16 \text{ кН}\cdot\text{с/м}$, полученные с учетом (8) соответственно для $M_k/\omega_0 = 1$ и $2 \text{ кН}\cdot\text{м/с}$, указывают границу устойчивых и неустойчивых рабочих состояний системы. Как видим, из всех параметров наиболее сильное и неоднозначное влияние на коэффициент κ и устойчивость системы оказывает угол ориентации режущих зубьев ψ . При $(\alpha_k + \rho) = 65^\circ$ и $a = 20$ см неустойчивость движения ротора в забое может возникнуть при $\psi > 50^\circ$. При меньших углах $(\alpha_k + \rho)$ и большей толщине стружки a неустойчивость усиливается и может проявиться уже при $\psi > 15^\circ$. Отметим в связи с этим, что до сих пор конструирование ковшей для роторных экскаваторов не имеет научной базы и ведется исходя из инженерной интуиции, приводящей, казалось бы, к очевидному решению: ротор работает с боковой подачей, поэтому режущий инструмент ковшей должен быть развернут в сторону подачи. Как следствие, на всех применяемых на практике ковшах режущие зубья, выполняющие основную работу резания, установлены под углом $\psi \geq 30^\circ$. Статья [1] и результаты настоящего исследования указывают на нерациональность такой установки зубьев, поскольку она приводит к усилению чувствительности системы поворота к колебаниям и может вызвать появление неустойчивых режимов работы. Негативные последствия установки режущего инструмента ковшей под углом $\psi \geq 30^\circ$, как показано в статье [3], проявляются также в существенном увеличении энергоемкости резания и нагрузки главных приводов роторных экскаваторов.

На графике в нижней части области устойчивости $\kappa < 0$, что, учитывая зависимость (4), указывает на формирование в процессе резания силы отрицательного вязкого трения, совпадающей по направлению с колебательной скоростью \dot{x} , чем создается механизм "накачки" энергии от привода в колебательную систему и она регенерируется.

"Накачка" частично компенсирует диссипативные потери колебательной энергии в конструкции и электроприводе (в наших расчетах они учитываются коэффициентами μ_1, μ_2, μ_n), и добротность колебательной системы повышается. Система остается асимптотически устойчивой, однако ее чувствительность к внешним возмущениям существенно возрастает.

Максимальная степень динамической устойчивости системы достигается, когда $\kappa > 0$ и точка, характеризующая рабочий режим, наиболее удалена от границы области неустойчивости. Из графика видно, что это условие вне зависимости от других параметров конструкции, режима и условий работы машины реализуется, когда $\psi = 0$. В этом случае в составе силы P_0 формируется вязкое сопротивление, направленное встречно колебательной скорости \dot{x} , и затухание колебаний системы усиливается. Величина силы, демпфирующей колебания, определяется коэффициентом $\kappa_{(\psi=0)}$, который находим, подставив $\psi = 0$ в (5):

$$\kappa_{(\psi=0)} = 2k_F a_{cp} b_0 z_{cp}.$$

Оценим уровень затухания колебаний системы от диссипативных потерь в механической конструкции, электроприводе и при резании грунта, когда $\psi = 0$. Для этого, учитывая одночастотность исследуемой динамической системы, найдем логарифмический декремент ее колебаний δ , решив систему уравнений (6) с учетом $\kappa_{(\psi=0)}$. Перейдем к изображениям $\bar{\theta}_1(p) \rightarrow \theta_1(t)$, $\bar{\theta}_2(p) \rightarrow \theta_2(t)$ на основе интегрального преобразования Лапласа и напишем операторные уравнения системы при начальных условиях $\theta_1 = \dot{\theta}_1 = 0$, $\theta_2 = \dot{\theta}_2 = 0$:

$$\left. \begin{aligned} \bar{\theta}_1(p)(p^2 + C_1 p + C_3) - \bar{\theta}_2(p)C_2 p &= \\ = (p + C_1)\theta_{10} - C_2\theta_{20}; \\ \bar{\theta}_1(p)(C_5 p + C_6) - \bar{\theta}_2(p)(p^2 + C_4 p) &= \\ = C_5\theta_{10} - (p + C_4)\theta_{20}. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Решение системы уравнений вида (9) основывается на таблице изображений и теореме разложения и приводится в курсе математического анализа. В [4] интересное нас выражение декремента колебаний системы имеет вид

$$\delta = 2\pi(a_2 + a_3)\sqrt{a_2^2 + 6a_2 a_3 + a_3^2},$$

где коэффициенты a_2, a_3 определяются из системы уравнений

$$\begin{aligned} a_1 + a_2 + a_3 &= -C_1 - C_4; \quad a_1 a_2 + a_2 a_3 + a_1 a_3 = \\ &= C_1 C_4 - C_2 C_5; \quad a_1 a_2 a_3 = C_2 C_6. \end{aligned}$$

Результаты расчета декремента колебаний δ в зависимости от M_k/ω_0 для экскаватора ЭР-1250 при $k_F = 0$ (случай свободных колебаний), 30, 60 и 90 Н/см² приведены на рис. 4. Далее учтем, что $\delta = \delta_k + \delta_n + \delta_p$, где декремент δ_k определяет затухание, вызванное диссипативными потерями энергии колебаний в конструкции; δ_n — в электроприводе; δ_p — в процессе резания забоя. Декремент δ_k представляет ордината точки кривой 1 при $M_k/\omega_0 = 0$. Величину δ_n находим как разность ординат других ее точек и δ_k , а δ_p — как разность ординат точек кривых 2, 3, 4 и кривой 1.

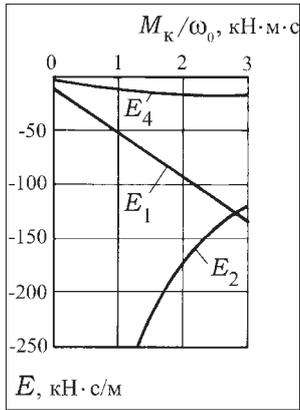


Рис. 2. Зависимости E_1, E_2, E_4 от жесткости механической характеристики эквивалентного электропривода M_k/ω_0

Рис. 3. Зависимости κ от ψ и границы устойчивости режима работы электромеханической системы поворота экскаватора ЭР-1250:

I – область значений κ для $(\alpha_k + \rho) = 65^\circ$; II – то же, для $(\alpha_k + \rho) = 45^\circ$. Границы областей I и II для $a = 20$ (кривые 1) и 50 см (кривые 2)

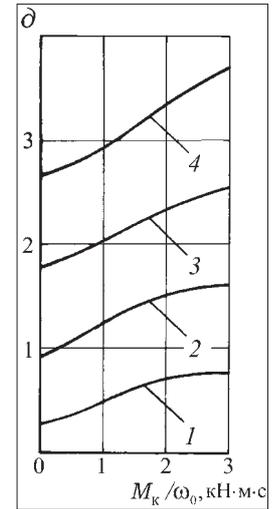
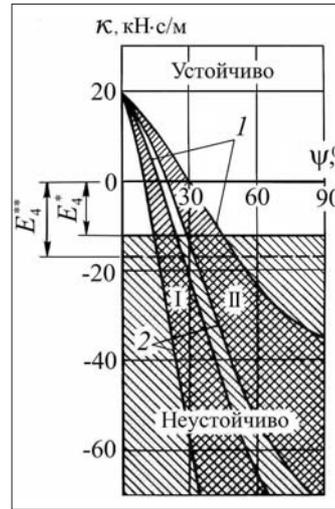


Рис. 4. Зависимость декремента колебаний δ от M_k/ω_0 :

$1 - k_F = 0$; $2 - 30$; $3 - 60$; $4 - 90$ Н/см²

Декремент $\delta_k = 0,28$, что свидетельствует о слабой способности механической конструкции поворота демпфировать колебания. Декремент δ_n замедленно возрастает с увеличением жесткости характеристики эквивалентного электропривода, достигая при $M_k/\omega_0 \geq 2$ кН·м·с предельного значения, равного 0,44. Значительно большее и возрастающее с увеличением крепости разрабатываемого грунта затухание колебаний создается при $\psi = 0$ в процессе резания грунта. Так, для $M_k/\omega_0 = 2$ кН·м·с, когда $k_F = 30$ Н/см², $\delta_p = 0,8$, долевое участие $\delta_k, \delta_n, \delta_p$ в общем декремента $\delta = 1,52$ составляет соответственно 18, 29 и 53 %; когда $k_F = 90$ Н/см² (расчетная крепость), имеем $\delta = 3,4$, $\delta_p = 2,7$ и долевое участие составляющих – 8, 13 и 79 %. Близкие результаты получены также в расчетах для экскаватора Rs-1200.

Низкий уровень конструкционного демпфирования является, как показано в [5], характерной особенностью роторных экскаваторов, способствующей при работе традиционной для практики конструкции ковшевой усилению чувствительности системы поворота к колебаниям. Отметим, что в [6] аналогичный вывод сделан и относительно повышенной склонности роторных экскаваторов к колебаниям в вертикальной плоскости.

Относительно слабое и снижающееся при разработке крепких горных пород влияние электропривода на затухание колебаний системы поворота объясняется значительной кинематической и динамической удаленностью электродвигателей от точки, где рабочий орган, взаимодействуя с забоем, формирует силовое возмущение. Кинематическая удаленность определяется тем, что передаточный механизм привода поворота имеет четырех- и даже пятизначное передаточное число, динамическая – тем, что рабочий орган и электродвигатели привода поворота разделены упругим звеном и поворотной платформой с надстройкой – звеном, имеющим большой момент инерции (как правило, соотношение $I_2/I_1 > 3$).

Таким образом, в работе установлено, что создаваемое электроприводом затухание колебаний системы поворота замедленно возрастает с увеличением жесткости механической характеристики эквивалентного привода

и стабилизируется при $M_k/\omega_0 \geq 2$ кН·м·с. Подтверждено применительно к электромеханической системе поворота принципиальное положение работы [1] о решающем влиянии на динамическую устойчивость характера силы вязкого сопротивления, формирующейся в процессе резания забоя при угле установки режущих зубьев на ковшах $\psi = 0$. При этом обеспечиваются устойчивость электромеханической системы поворота и сильное возрастающее на крепких горных породах демпфирование колебаний рабочего органа. Выполнены оценки декремента колебаний системы и его составляющих от диссипативных потерь в конструкции, электроприводе и в процессе резания. Приведенные в работе количественные оценки на примере экскаватора ЭР-1250 могут быть использованы в динамических расчетах системы поворота роторных экскаваторов как ориентировочные.

Список литературы

1. Чудновский В.Ю. Задача подавления горизонтальных колебаний рабочего органа роторных экскаваторов // Горное оборудование и электромеханика. 2007. № 2. С. 35–39.
2. Чудновский В.Ю. Механика роторных экскаваторов. Иерусалим: МИКА К.А., 2002. 329 с.
3. Чудновский В.Ю. Исследование условий снижения нагрузки главных приводов карьерных роторных экскаваторов // Горное оборудование и электромеханика. 2007. № 11. С. 42–48.
4. Пискунов Н.С. Дифференциальное и интегральное исчисление. М.: Наука, 1965. 312 с.
5. Чудновский В.Ю. Исследование динамических свойств конструкции роторных экскаваторов // Горное оборудование и электромеханика. 2006. № 1. С. 27–32.
6. Чудновский В.Ю. Колебания роторных экскаваторов в вертикальной плоскости и их подавление // Горное оборудование и электромеханика. 2007. № 6. С. 31–36.

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

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

Сдано в набор 18.08.08 г. Подписано в печать 12.09.08 г. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 6,86. Уч.-изд. л. 8,58. Заказ 1057. 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.