

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:
(499) 269-53-97, 269-55-10
Факс (499) 269-55-10

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

СОДЕРЖАНИЕ

ПОДЗЕМНЫЕ РАБОТЫ

| | |
|---|---|
| Габов В.В., Задков Д.А., Лыков Ю.В., Гурымский А.И., Шпилько С.И. Особенности эксплуатации проходческих комбайнов на шахтах ОАО "Воркутауголь" | 2 |
| Мышляев Б.К., Титов И.В. Техничко-экономический анализ современных механизированных крепей | 6 |

БУРОВЫЕ РАБОТЫ

| | |
|--|----|
| Страбыкин Н.Н., Коледин Ю.М., Горячкин В.М., Красноштанов С.Ю., Шевченко А.Н. Перспективы эффективного применения станков вращательного бурения в сложных горно-геологических и суровых климатических условиях карьеров Сибири и Севера | 11 |
| Катанов Б.А., Колчанов В.Д. О рациональной конструкции комбинированных буровых долот | 16 |

СТАЦИОНАРНЫЕ УСТАНОВКИ

| | |
|---|----|
| Сташинов Ю.П., Боченков Д.А. К пересчету напорной характеристики центробежного насоса при изменении частоты вращения рабочих колес | 18 |
|---|----|

НАДЕЖНОСТЬ. ДИАГНОСТИКА

| | |
|--|----|
| Миронов В.И., Лукашук О.А., Якушев А.В. Прогнозирование усталостного ресурса элементов оборудования с учетом аномалии свойств поверхностного слоя материала | 21 |
|--|----|

ГОРНЫЙ ТРАНСПОРТ

| | |
|---|----|
| Галкин В.И., Рассказов В.А. Многофакторный анализ показателей надежности автосамосвалов большой грузоподъемности | 25 |
| Шешко Е.Е. Крутонаклонные ленточные конвейеры с прижимной лентой на горных предприятиях | 28 |

НАУЧНЫЕ РАЗРАБОТКИ

| | |
|---|----|
| Чудновский В.Ю. Динамические проблемы карьерных роторных экскаваторов и их решение | 33 |
| Серегин Д.В. Разработка сенсорной системы рабочего органа тоннельного укладчика | 38 |
| Реутов А.А. Моделирование буксования привода ленточного конвейера | 40 |
| Зеньков С.А., Ереско С.П. Моделирование процесса копания грунта вибрирующим ковшовым рабочим органом при отрицательной температуре | 44 |

ИНФОРМАЦИЯ

| | |
|---|----|
| Константину Георгиевичу Асатуру 100 лет | 49 |
| Николаю Николаевичу Страбыкину 70 лет | 50 |
| Указатель статей, опубликованных в журнале "Горное оборудование и электромеханика" в 2008 г. | 51 |

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 622.232.72

В.В. Габов, д-р техн. наук, проф., **Д.А. Задков**, канд. техн. наук, доц., **Ю.В. Лыков**, канд. техн. наук, доц., **А.И. Гурымский**, инж., СПГГИ (ТУ) им. Г.В. Плеханова, **С.И. Шпилько**, канд. техн. наук, зам. директора по производству, ОАО "Воркутауголь"

Особенности эксплуатации проходческих комбайнов на шахтах ОАО "Воркутауголь"

Анализируются особенности и результаты эксплуатации комбайнов избирательного действия на шахтах ОАО "Воркутауголь", обосновываются направления совершенствования комбайнов для повышения их эффективности.

Ключевые слова: проходческий комбайн, компоновка, анкерная крепь, крепеустановщик, динамика нагрузок, длительность цикла, эффективность.

V.V. Gabov, D.A. Zadkov, Yu.V. Lykov, A.I. Gurimsky, Saint-Petersburg State Mining Institute,
Shpil'ko S.I., "Vorkutaugol" JSC

Exploiting Heading Machines at Vorkutaugol' JSC's Mines

In the article the peculiar features and results of operation of the selective heading machines at the mines of Vorkutaugol' JSC are analyzed, the directions of their improvement for the increased efficiency are given ground.

Keywords: heading machine, grouping, bolts, bolting machine, dynamics of support loads, duration of cycle, efficiency.

В последнее десятилетие шахты ОАО "Воркутауголь", несмотря на сложные горно-геологические условия (табл. 1), достигли значительного увеличения нагрузки на комплексно-механизированные очистные забои, что явилось результатом целенаправленной политики перехода на современные высокопроизводительные комплексы. Однако фактическая производительность комплексов значительно ниже технической возможной. Одной из основных причин такого положения является ограничение интенсивности работ по газовому фактору. В связи с этим осуществляемая в шахтах ОАО "Воркутауголь" подготовка к многоштрековой на-

резке участков и выемке длинных столбов приведет к необходимости проведения большого объема подготовительных выработок в ограниченное время.

При достигнутых в настоящее время скоростях проведения выработок 150...380 м/мес (табл. 2) не могут быть обеспечены своевременная подготовка выемочных столбов и их отработка с большими скоростями подвигания очистных забоев. Как отмечается в концепции [1], горно-подготовительные работы должны обеспечивать своевременную подготовку выемочных столбов с резервом времени не менее двух месяцев. При раскройке полей шахт с двухштрековой под-

Таблица 1

Горно-геологические и технические характеристики подготовительных забоев по обрабатываемым пластам шахт Воркутского месторождения

| Показатели | Пласты | | | |
|--|--|--|--|---|
| | "Пятый" | "Четвертый" | "Тройной" | "Мощный" |
| Глубина расположения выработок, м | 900...1000 | 800...1050 | 800...1000 | 900...1200 |
| Сечение выработки, м ² | 12,8...17,3 | 10,3...17,3 | 12,8...17,3 | 12,8...21,8 |
| Мощность пласта, м | 0,9 | 1,4 | 2,7 | 3,9 |
| Структура забоя ($\sigma_{сж}$ – среднее значение по забою) | Присечка породы до 75 %, $\sigma_{сж} = 55$ МПа ($f = 5...6$) | Присечка породы до 55 %, $\sigma_{сж} = 45$ МПа ($f = 4...5$) | Присечка породы до 15 %, $\sigma_{сж} = 50$ МПа ($f = 5...6$) | Уголь $\sigma_{сж} = 15$ МПа ($f = 1,5$) |
| Прочность пород кровли на сжатие, МПа: | | | | |
| непосредственной | 30...60 | 40...50 | 30...50 | 30...40 |
| основной | 70...90 | 50...80 | 50...80 | 50...70 |

Характеристика проходческих комбайнов, работающих по отработываемым пластам шахт Воркутского месторождения

| Шахта | Пласт | | | |
|-----------------|--|---|---|---|
| | "Пятый" | "Четвертый" | "Тройной" | "Мощный" |
| | Марка комбайна (темп проходки, м/мес), вид крепи | | | |
| "Воркутинская" | – | ГПКС, П110-01 (150...200), рама | КПД (200...250), рама | – |
| "Северная" | АВМ20 (380), анкер; П110-01 (200), рама | П110-01, ГПКС (150...250), рама/анкер | КСП32(33) (280), анкер; (160), рама | П110-01 (180...200), анкер; ГПКС01 (200), рама |
| "Комсомольская" | – | П-110-01, КСП32 (150...250), рама/анкер | ГПКС (180...250), рама | КПД, ГПКС (300), арка |
| "Заполярная" | – | П-110-01, П-110, ГПКС (180...230), рама/анкер | П-110-01 (200...300), рама | – |

готовкой выемочных участков скорость проходки должна составлять 540...900 м/мес, трехштрековой – 760...1160 м/мес, четырехштрековой – 990...1440 м/мес [2].

Попытки интенсификации проходческих работ с использованием комбайнов избирательного действия со стреловидным избирательным органом, получивших преобладающее распространение в угольных шахтах, выявили ряд факторов, ограничивающих их возможности на данном уровне развития.

В условиях Воркутского месторождения подготовка и отработка выемочных столбов осуществляются на глубинах 800...1200 м по пластам "Пятый", "Четвертый", "Тройной" и "Мощный" со средней мощностью 0,9; 1,4; 2,7 и 3,9 м соответственно. Пласты "Четвертый" и "Пятый" отработываются в свите первыми и являются защитными по отношению к вышележащим опасным по динамическим явлениям пластам "Тройной" и "Мощный". Пласт "Четвертый" опасен по горным ударам. Пласты Воркутского месторождения обладают высокой природной газоносностью (до 30 м³/т). Увеличение нагрузок и, соответственно, скоростей подвигания очистных забоев по защитным пластам "Четвертый" и "Пятый" является необходимым условием интенсификации отработки продуктивных пластов "Тройной" и "Мощный".

В настоящее время на угольных шахтах ОАО "Воркутауголь" непосредственно в работе находятся более 20 проходческих комбайнов избирательного действия со стреловидным исполнительным органом: ГПКС (разных модификаций), П-110, П-110-01, КСП32(33), КСП43, КПД, КП-21 и один комбайн типа "Континиус Майнер" – АВМ20.

Подготовительные выработки по пластам "Четвертый" и "Пятый" проводятся с присечкой породы до 55...75 %. Считается экономически оправданным ис-

пользование проходческих комбайнов со стреловидным исполнительным органом по породам прочностью около двух третей от максимально возможной, указанной в их технической характеристике [3]. Таким образом, для условий Воркутского месторождения режущий орган проходческого комбайна при работе с присечкой пород должен быть рассчитан на породы с максимальной прочностью не менее 100 МПа.

Учитывая горно-геологические условия угольных шахт Воркутского месторождения, исходя из технических характеристик и опыта эксплуатации проходческих комбайнов, как у нас в стране, так и за рубежом, для угольных пластов при многострековой подготовке рекомендуются проходческие комбайны, представленные в табл. 3.

Анализируя табл. 1–3, можно сделать вывод, что в большинстве случаев комбайны, применяемые в шахтах Воркуты, соответствуют по своим паспортным данным крепости разрушаемых пород.

Следует отметить некоторые особенности предложенных машин. Так, комбайны типа П-110 обла-

Таблица 3

Применение проходческих комбайнов по пластам Воркутского месторождения

| Пласт | | | |
|-------------------------|-------------|-----------|-----------------|
| "Пятый" | "Четвертый" | "Тройной" | "Мощный" |
| П110-01/04/01М | | | П110 |
| П-110 | | | КПД |
| КПД | | | КСП32(33) |
| КСП32(33) | | | КП-21 ГПКС |
| АМ75 АМ105 | | | Dosco MD-1100 |
| Dosco LH-1300A LH-1400A | | | АМ65 АМ75 АВМ20 |
| АВМ20 | | | 12СМ30 (JOY) |

дают универсальностью. Машина П-110-04 с осевой коронкой полностью унифицирована с базой серийно выпускаемых НКМЗ комбайнов П-110-01 с радиальными коронками. Возможна быстрая замена исполнительных органов при изменении горно-геологических условий. На наклонных пластах комбайн более эффективно работает с осевой коронкой, на горизонтальных (при минимальных переделках) – с радиальной. Исполнительный орган комбайна П-110-01М оснащен редуктором с двухскоростным электродвигателем, что обеспечивает работу комбайна с рациональными режимами, как на мягких, так и на крепких породах.

Комбайн Dosco LH-1300 (Великобритания) избирательного действия характеризуется высокой производительностью. Модель Dosco LH-1300A комплектуется навесным оборудованием для бурения шпуров и установки анкерной крепи. При этом расчетное время цикла установки крепи по пластам "Пятый" и "Четвертый" составит 30 мин, а скорость проходки – 6...7 циклов в смену.

Известны результаты скоростной комбайновой проходки – более 1000 м/мес. Бригада А.М. Сахарова (шахта "Воргашорская") за 31 рабочий день одним забоем прошла 1172 м грузолюдского штрека сечением 8,5 м² в свету. При этом среднемесячная скорость проходки выработок составила 600 м [4]. Впечатляющие результаты по проведению выработок достигнуты на шахтах Китая. С использованием комбайна Dosco MD-1100 за месяц было проведено 1120 м штрека сечением 14,5 м² с 50%-ной присечкой породы и с арочным креплением (шахта Пингдингшагская № 1) [5]. Но, несмотря на отдельные успехи, обеспечение необходимых, обозначенных выше, скоростей проведения выработок проходческими комбайнами избирательного действия весьма проблематично.

Основными факторами, сдерживающими увеличение скорости проведения выработок проходческими комбайнами со стреловидным исполнительным органом, являются несовершенство технологии работы и средств механизации установки крепи, сложность формирования качественной поверхности выработок, высокая динамика нагрузок на исполнительном

органе и неполное совмещение основных операций проходческого цикла.

В условиях Воркутского месторождения в зависимости от устойчивости и прочности пород кровли выработки крепятся рамной податливой металлической или анкерной крепью. Наличие ложной и трещиноватой кровли осложняет применение анкерного крепления во всех проходимых выработках.

Как показывает практика, проведение выработок проходческими комбайнами со стреловидным исполнительным органом сопровождается получением неровных поверхностей почвы, кровли и боковых стенок выработки, выемкой лишнего объема пород, необходимостью забутовки закрепленного пространства. Для достижения необходимого качества поверхности и точности контура выработки затрачивается дополнительное время (дополнительные операции). Достижение заданного уровня качества поверхности выработки и эффективность работы комбайнов избирательного действия в значительной степени зависят от квалификации машиниста и правильности выбора схемы обработки забоя.

Обеспечение ровных поверхностей выработки выбором формы коронки возможно только в случае совпадения центра качания стрелы с осью выработки, при этом сечение выработки должно иметь круглую форму. Создание формы коронки, обеспечивающей ровную поверхность почвы выработки, приводит на практике, как правило, к увеличению неровности поверхности кровли и боковых стенок выработки. Поэтому в конкретных горно-геологических условиях в зависимости от размеров и формы сечения выработки необходимо выбирать форму коронки, соответствующую определенным требованиям к реально достижимому качеству поверхности кровли, боковых стенок или почвы выработки.

Выравнивание поверхностей выработки дополнительными (специальными) движениями исполнительного органа значительно увеличивает время цикла. С увеличением скорости проведения выработок резко снижается качество их поверхностей, увеличиваются относительные затраты времени на установку крепи и забутовку, снижается, в конечном итоге, и качество

крепления. В таких условиях существенную значимость имеет уровень квалификации комбайнера. Назрела реальная необходимость создания специальных современных стандов-тренажеров с программным обеспечением для подготовки и повышения квалификации комбайнеров.

При работе проходческих комбайнов избирательного действия имеют место значительные по амплитуде колебания скорости подачи исполнительного органа. Высокая динамика нагрузок комбайнов избирательного действия является следствием как неравномерного движения исполнительного органа по забою, так и неоднородности



Износ резцов PSH33-85/17,5 после разрушения керна

Ресурс проходческих комбайнов (данные заводов-изготовителей)

| Проходка | Комбайны | | | | |
|--|--|--------|--------|--------|--------|
| | П-110-01 | П-110 | КПД | КСП32 | ГПКС |
| | 80%-ный ресурс до капитального ремонта, не менее, м ³ | | | | |
| По углю | Н.д.* | 49 000 | Н.д. | 55 000 | 59 500 |
| По углю и породе с $\sigma_{сж} \leq 30$ МПа | 65 000 | Н.д. | 80 000 | 30 400 | 35 000 |
| По породе с $\sigma_{сж} \leq 80$ МПа | 16 000 | 8000 | 10 000 | 12 000 | 6000 |
| По породе с $\sigma_{сж} \leq 100$ МПа | Н.д. | 6000 | 7000 | 7000 | — |
| *Н.д. – нет данных. | | | | | |

разрушаемого массива и возрастает с увеличением длины стрелы комбайна. Это, в свою очередь, приводит к случайным отклонениям толщины среза от ее среднего значения, соответствующего средней скорости подачи. В результате резцы исполнительного органа даже при относительно малой средней скорости подачи, но при ее максимальной амплитуде, внедряются в массив до резцедержателей, что приводит к интенсивному износу кулаков, затиранию форсунок, излому кернов при встрече резцов с твердыми включениями. Скол кернов в таком случае носит случайный характер во времени и не всегда является следствием износа головки резца. Любой скол кернов вызывает последующий прогрессивный износ резцов, как правило, с образованием одной, двух, трех, реже пяти плоскостей (см. рисунок), что связано с неустойчивым вращением и заклиниванием резцов. Образование плоскостей износа в свою очередь резко увеличивает нагрузки на резцах, динамику нагрузок стреловидного исполнительного органа и, следовательно, скорость выработки ресурса комбайна в целом. Случайный преждевременный выход резцов плохо контролируется, поэтому их замена, как правило, несвоевременна.

Расход резцов существенно повышается при эксплуатации комбайна по крепким породам. По данным фирмы-производителя "Dосco", соотношение расходов резцов по углю и песчанику с $\sigma_{сж} = 100$ МПа доходит до 100 раз (300 м³/резец для угля и 3 м³/резец для песчаника). С повышением крепости пород резко снижается и ресурс комбайнов (табл. 4). Причем на пределе допустимой по паспорту крепости пород ресурс снижается на порядок и использование комбайна, как правило, становится нецелесообразным.

Известные попытки снижения колебаний скорости подачи коронок проходческих комбайнов избирательного действия и снижения их динамических нагрузок установкой специальных демпфирующих устройств [6], к сожалению, пока не получили последующего развития.

Стремление повысить устойчивость и эффективность комбайнов по разрушению крепких пород за счет увеличения установленной мощности двигателей, применения боковых распорных и выносных опорных устройств, использования носка питателя для удлинения опорной базы привело к резкому росту массы комбайна и незначительному повышению устойчивости положения центральной цапфы (жесткости подвески стрелы). Однако при возросшей реали-

зуемой мощности на резание возросли и реактивные силы на коронку со стороны обрабатываемого забоя, что при значительной длине стрелы и увеличенной жесткости ее подвески привело к росту динамических нагрузок и ограничило рост ресурса комбайна по сравнению с ожидаемым.

Существенными недостатками проходческих комбайнов со стреловидным исполнительным органом являются сложность и небезопасность совмещения операций по разрушению забоя с установкой временной и возведением постоянной крепи. Опыт эксплуатации даже наиболее устойчивого комбайна АВМ20 с навесным оборудованием по пласту "Пятый" шахты "Северная" показал невозможность совмещения операций выемки и установки анкерной крепи. Из-за большой присечки породы вибрация комбайна (даже при массе машины 90 т) передается на бурильную машину, буровую штангу, происходит срыв процесса бурения из-за недопустимых деформаций и поломок штанг.

Для достижения заданного уровня интенсификации проходческих работ необходимо сокращение в два-три раза времени обработки забоя, в два раза времени бурения шпуров и установки анкерной крепи при условии совмещения во времени операций обработки забоя и крепления.

Частично эти возможности заложены в комплексах непрерывного действия типа "Континиус Майнер" – АВМ20, 30МЗ (ДВТ) и JOY 12СМ30, КПА, в известном отечественном комплексе КН-5Н.

Для повышения интенсивности процесса проведения выработок до необходимого уровня требуются нетрадиционные технические решения совершенствования конструкции комбайнов избирательного действия, позволяющие снизить динамику нагрузок и повысить их ресурс, достичь качества поверхностей выработок и установки крепи, совмещения основных операций и двукратного сокращения времени цикла.

Список литературы

1. Линник Ю.Н., Крашкин И.С., Мерзляков В.Г. и др. Концепция развития очистного, проходческого, конвейерного и бурового оборудования на период до 2020 г. // Горное оборудование и электромеханика. 2006. № 2. С. 2–12.
2. Казанин О.И., Долоткин Ю.Н., Задавин Г.Д. Возможности и перспективы скоростного проведения выработок при многоштрековой подготовке выемочных участков на шахтах ОАО "Воркутауголь" // Уголь. 2007. № 12. С. 4–8.

3. Семенченко А.К., Шабает О.Е., Семенченко Д.А. и др. Перспективы создания проходческих комбайнов нового технического уровня. Каталог-справочник "Горная техника". СПб.: Славутич, 2005. С. 60–69.

4. Субботин А.Н., Дмитриук Н.Ф., Опарин И.Н. Шахта "Воргашорская" – флагман Печорского угольного бассейна: Экспресс-информ. М.: ЦНИЭИуголь, 1986. 28 с.

5. Захаров С.С. Оборудование от "Доско" – европейское качество по приемлемой цене. СПб.: Славутич, 2006. С. 97.

6. А.с. SU 1461910 СССР, МКИ4 E21C 27/02, 35/00. Устройство для регулирования положения исполнительного органа горной машины / Э.А. Загривный, В.В. Габов, Ю.Н. Смирнов и др. (СССР). Опубл. 28.02.89; Бюл. № 8.

УДК 622.232.05

Б.К. Мышляев, д-р техн. наук, **И.В. Титов**, инж., ННЦ ГП-ИГД им. А.А. Скочинского

Технико-экономический анализ современных механизированных крепей

Дается обзор современного состояния механизированных крепей и технико-экономический анализ их эксплуатации в зависимости от конструкции и горно-геологических условий.

Ключевые слова: анализ, механизация, крепь, секция, стойка.

B.K. Myshlyaev, I.V. Titov, NSC SE-IGD named after A.A. Skochinskiy

Technical and Economic Analysis of Modern Mechanized Timbering

In clause (article) the review of a modern condition mechanized timbering and the technical and economic analysis of their operation is given depending on a design and mountain-geological conditions.

Keywords: analysis, mechanization, timbering, section, stand.

В работах [1, 2] показано, что в благоприятных условиях эксплуатации очистных комплексов, обусловленных, в первую очередь, хорошим состоянием боковых пород, незначительными углами наклона пласта и отсутствием горно-геологических нарушений, основную роль в обеспечении высоких показателей по нагрузке на забой, производительности труда и себестоимости добычи угля играет выемочная машина.

В усложненных по данным факторам условиях, свойственных большей части шахт РФ, в обеспечении высоких показателей работы комплексно-механизированного забоя (КМЗ) основную роль играют механизированные крепи.

Известно, что доля массы крепи составляет 0,65...0,8 от массы комплекса, а доля ее первоначальной стоимости достигает 0,6...0,75 от стоимости комплекса.

Исследование доли удельных затрат на добычу 1 т угля в зависимости от длины лавы и мощности пласта, приходящихся на крепь, показывает, что эта доля составляет 0,45...0,6 от удельных затрат на комплекс с учетом первоначальной стоимости крепи и затрат на ее техническое обслуживание и ремонт, а с учетом затрат на монтажно-демонтажные работы может достигать 0,65...0,75 от удельных затрат на комплекс.

Учитывая указанные факторы, следует считать, что целесообразно ведение работ по поиску наиболее рациональных конструкций механизированных крепей, позволяющих снизить долю затрат от их применения.

Эффективность применения механизированных крепей зависит от следующих факторов:

– квалификации основных разработчиков и знания ими условий эксплуатации очистного оборудования;

– качества изготовления, заводских испытаний и сервисного обслуживания крепи и ее комплектующих;

– уровня подготовленности операторов и обслуживающего персонала к управлению крепью и ее техническому обслуживанию [3].

Технико-экономические показатели работы крепей зависят также от горно-геологических, горно-технических факторов и конструкции крепи и ее параметров, к которым относятся:

– вынимаемая мощность пласта и ее колебания по длине лавы;

– углы наклона пласта в пространстве и их изменения в пределах обрабатываемого столба;

– характеристики основной кровли по проявлению горного давления, величине сопротивления и уровню предварительного распора крепи;

- длина лавы и ее отклонения в пределах вынимаемого столба; длина вынимаемого столба и величина ее отношения к длине лавы;
- наличие и мощность ложной кровли и устойчивость непосредственной кровли;
- прочность непосредственной почвы и склонность ее к размоканию и пучению;
- наличие и сложность горно-геологических нарушений пласта в пределах вынимаемого столба;
- наличие и интенсивность отжима угля из забоя;
- тип крепи по взаимодействию с боковыми породами пласта;
- конструктивная схема секции крепи;
- направленность отработки вынимаемого столба: по простиранию, падению или восстанию пласта;
- исходное положение секции крепи и схема крепления;
- система управления секциями крепи (индивидуальное каждой секцией, дистанционное, автоматизированное);
- тип гидростоек по раздвижности (одинарная или двойная гидравлическая или гидромеханическая);
- кратность усилия домкрата передвижения секции к ее массе;
- пространственная устойчивость секции во время работы;
- надежность работы крепи (горные и механические отказы);
- ресурс работы крепи;
- технология и уровень механизации работ по монтажу-демонтажу крепи.

За последние пятьдесят лет в основных угледобывающих странах разработано, изготовлено и поставлено шахтам более двух тысяч типов и типоразмеров комплектных и агрегатированных крепей поддерживающего, оградительно-поддерживающего и поддерживающе-оградительного типов.

Только фирма "Хемшайдт" (ФРГ) в период 1971–1992 гг. поставила на мировой рынок более двухсот типов и типоразмеров механизированных крепей.

К 1990 г. в мировой практике подавляющее применение получили агрегатированные поддерживающе-оградительные крепи, обеспечивающие наиболее высокие технико-экономические показатели работы КМЗ.

Только на шахтах Украины и РФ продолжают и продолжают применять поддерживающие и оградительно-поддерживающие крепи, а также комплектные, включая многосекционные комплектные крепи типа М130 и М145.

Наибольший вклад в развитие и создание современных крепей внесли институты "Гипроуглемаш", ПНИУИ и фирмы ФРГ – "Хемшайдт" и "Вестфалия".

По предложению ПНИУИ в крепях был применен четырехзвенный механизм – "прямоугольник Чебышева" для кинематической и силовой связи перекрытия и основания секций крепи. Это решение до настоящего времени применяется практически во всех современных механизированных крепях мира.

Институт "Гипроуглемаш" впервые в мировой практике создал:

- механизированную крепь с резервированным исходным положением секций; это решение заложено в подавляющем большинстве крепей в мире;

- поддерживающе-оградительную механизированную крепь с двойным резервированием исходного положения секции и прохода для обслуживающего персонала; это решение заложено в большинстве современных крепей в мире для тонких и средней мощности пластов;

- механизированную крепь для мощных пластов с двухстоечными однорядными секциями крепи с шагом установки 2,2 м, не заряженными в исходном положении, с защищенным проходом в крепи и креплением выдвигными верхняками;

- механизированную крепь для пластов средней мощности с тяжелыми кровлями с двухрядными секциями и трехзвенным механизмом связи перекрытия с основанием;

- блочно-модульную крепь с шагом установки секций 1,0, 2,0 и 3,0 м.

Фирма "Хемшайдт" впервые создала щитовые механизированные крепи для струговой выемки тонких пластов, состоящие из однорядных секций с наклонным расположением стоек для повышения коэффициента раздвижности, и для мощных пластов, состоящие из однорядных секций, "заряженных" в исходном положении с выдвигной консолью, с гидравлически управляемыми рычагами четырехзвенника, с откидной передней консолью, обеспечивающей поддержание призабойной части кровли в зонах интенсивного отжима угля; секция обеспечивала опережающее крепление до 2,0...2,2 м.

Фирма "Вестфалия" впервые предложила крепь с двухрядными, четырехстоечными секциями с мощным четырехзвенником, обеспечивающим сохранение связи перекрытия с основанием в любом состоянии секции; "Гипроуглемаш" ранее выступал против развития работ по крепям в этом направлении из-за возможного разрушения четырехзвенного механизма в условиях тяжелых кровель.

На ярмарках-выставках 2006–2007 гг. в Кузбассе и Донецке отечественные поставщики предлагали шахтам более 90 типов и типоразмеров крепей в натуральных образцах, в каталогах и проспектах, а зарубежные фирмы – около 110 образцов крепей.

Вместе с тем, принципиально новых схемных и конструктивных решений в предлагаемых крепях не отмечено.

Преимущественно предлагаются крепи, для которых характерны: однорядные двухстоечные, "заряженные" в исходном положении секции высокого сопротивления; шаг установки 1,5 или 1,75 м, полезный шаг передвижения не менее 0,8 м; стойки двойной гидравлической раздвижности с рабочим диаметром первой ступени до 400 мм; электрогидравлическая система управления с ресурсом работы до 30 тыс. циклов передвижения секций и срок службы до 10–12 лет.

Зарубежные крепи предпочтительнее по качеству изготовления и надежности работы, по уровню совершенства систем управления и по ресурсу. Однако в условиях отечественных шахт только эти качества не

Таблица 1

обеспечивают экономических преимуществ из-за высокого уровня первоначальной стоимости крепей и высоких затрат на их техническое обслуживание. В связи с этим заметим, что поставщики механизированных крепей, представляя данные по ресурсу, не дают информации о затратах на техническое обслуживание и ремонт в течение регламентированного ресурса.

В 2006 г. на шахтах РФ в наличии было 203 лавокомплекта механизированных крепей (ориентировочно 27...28 тыс. секций), из которых 106 лавокомплектов находились в работе. В табл. 1 представлено распределение крепей по типам, уровню совершенства конструкций (поколения крепей) и разработчикам.

Из табл. 1 видно, что механизированные крепи "Гипроуглемаша" занимают ведущее положение на шахтах РФ по общему количеству (41,4 %), в том числе по количеству крепей третьего поколения: в наличии 66 лавокомплектов из 105, или 62,8 %, и в работе находятся 37 лавокомплектов из 58, или 63,8 %.

Для сравнения: в этот же период времени на шахтах РФ было по 6 лавокомплектов крепей ПНИУИ второго и третьего поколений, или всего 5,9 %, а в работе находились соответственно 3 и 4 лавокомплекта, или 6,6 %, из них 3,8 % третьего поколения. Прекращение институтом "Гипроуглемаш" в 2002 г. работы по крепям приводит к потере в РФ рынка по этому оборудованию для отечественных заводов.

Характерно высказывание по данной проблеме одного из последних генеральных директоров "Юрмаша" В.И. Лебедева [4].

"Уже более 10 лет юргинцы производят технику для шахтеров, успешно работающую на шахтах Кузбасса, Воркуты, Дальнего Востока, и имеют солидный арсенал собственных разработок. Но Юргинская техника стала серьезно уступать по многим параметрам зарубежным аналогам, поэтому заказов становилось все меньше и меньше. ...мы при поддержке польской фирмы "Тагор" начинаем осваивать у себя в производстве крепь нового технического уровня с диаметром стойки 400 мм с сопротивлением 1200 кН/м²".

"Солидный арсенал собственных разработок" — это повторение работ, выполненных институтом "Гипроуглемаш" в конце 1980-х — начале 1990-х годов по крепям типа М138, выпускаемым "Юрмашем" после 2000 г. под шифром МКЮ.

Естественно, за прошедшие два десятилетия крепи типа М138 "постарели". На смену этим крепям, а также крепям типа М142 и М144 "Гипроуглемашем" разработаны крепи нового поколения типа М147, М144Б и М174 для выемки пластов мощностью от 0,8 до 6,0 м с любыми кровлями по тяжести проявления горного давления.

В последние годы ПКБ "Горные машины", созданное на основе ведущих специалистов "Гипроуглемаша", подготовило ряд принципиально новых представлений по механизированным крепям для сложных условий шахт РФ по состоянию боковых пород пласта, тяжести проявления горного давления для повышенных углов наклона пластов.

Работа над созданием крепей для тяжелых горно-геологических условий потребовала анализа взаимодействия крепи с боковыми породами. При разра-

| Обозначение | Поколение | Разработчик | Количество лавокомплектов | |
|--------------------------------------|-----------|----------------------------|---------------------------|------------|
| | | | в наличии | в работе |
| Отечественные крепи | | | | |
| М87, М88 | I | "Гипроуглемаш" | 6 | 4 |
| М103 | II | — | 3 | 0 |
| М130, М145 | II | — | 11 | 4 |
| М138 | III | — | 51 | 26 |
| М142 | III | — | 5 | 4 |
| М144 | III | — | 10 | 7 |
| Итого крепей "Гипроуглемаша": | | | 86 | 45 |
| УКП | II | ПНИУИ | 6 | 3 |
| КМ700/800, КМ800 | III | — | 6 | 4 |
| ОКП70, ОКП 70Б | II | "Крангормаш" | 50 | 26 |
| МКЮ | III | "Юрмаш" | 9 | 5 |
| Итого отечественных крепей: | | | 155 | 83 |
| Импортные крепи | | | | |
| КД80, КД90 | II | "Донгипроуглемаш", Украина | 19 | 10 |
| "Глиник" | III | "Глиник", Польша | 12 | 4 |
| "Фазос" | III | "Фазос", Польша | 3 | 2 |
| "Пиома" | III | "Пиома", Польша | 2 | 1 |
| МВ7 | II | "Острой" | 1 | 0 |
| ДБТ | III | ДБТ, Германия | 5 | 3 |
| "Джой" | III | "Джой" | 4 | 3 |
| Итого импортных крепей: | | | 46 | 23 |
| Всего крепей: | | | 201 | 106 |

ботке крепей для усложненных условий по тяжести проявления горного давления боковых пород большое значение имеет сопротивление крепи.

Основной вклад в создание научных основ взаимодействия механизированных крепей с боковыми породами пластов внесли специалисты ВНИМИ, ИГД им. А.А. Скочинского, "Гипроуглемаша", ПНИУИ, ДонУГИ и "Крангормаша".

Следует отметить, что на первом этапе создания отечественных механизированных крепей для шахт Донбасса при практически полном отсутствии обоснованных рекомендаций по сопротивлению, "Гипроуглемаш" с участием ВНИМИ (А.А. Орлов) в 1950-е годы заложил при разработке крепи для агрегата А2 сопротивление 700 кН/м² при средней вынимаемой мощности пласта 1,0 м.

Несколько позднее на основе теоретических исследований с учетом результатов работ ДонУГИ с индивидуальными крепями ВНИМИ (С.Т. Кузнецов) подготовил рекомендации по сопротивлению крепи, которое было ниже в 3,5—4,0 раза заложенного в агрегате А2.

Использование этих рекомендаций привело к отрицательным результатам работы механизированных крепей, так как они в недостаточной мере учитывали систематическую полную разгрузку секций в зоне их передвижения на новое место установки.

Повышение сопротивления крепи для легких кровель по проявлению горного давления в 1,7–2,0 раза позволило решить эту проблему и получить положительные результаты работы механизированных крепей типа М87, М97, М81 и др.

В 1980-е годы шахты "Распадская" в Кузбассе и "Молодогвардейская" в Донбассе превратились в полигоны для испытания новых типов механизированных крепей для условий с тяжелыми кровлями.

На шахте "Распадская" были проведены испытания и опытная эксплуатация крепей ОКП и ОКП70 оградительно-поддерживающего типа производства "Кранормаша", поддерживающе-оградительных крепей типа МК и оградительно-поддерживающих крепей типа 1 УКП и 2УКП, разработанных ПНИУИ, поддерживающе-оградительных крепей типа М81, М138 и М142, поддерживающих крепей типа МТ и М130 и оградительно-поддерживающих крепей типа М136 института "Гипроуглемаш".

На шахте "Молодогвардейская" были испытаны поддерживающие крепи типа М87 и МТ "Гипроуглемаша", поддерживающие крепи типа М87П ИГД им. А.А. Скочинского и оградительно-поддерживающие крепи типа 1УКП ПНИУИ.

Результаты испытаний и исследований, проведенных на этих шахтах, позволили:

- рекомендовать, как наиболее эффективные для применения в условиях тяжелых кровель поддерживающе-оградительные крепи;

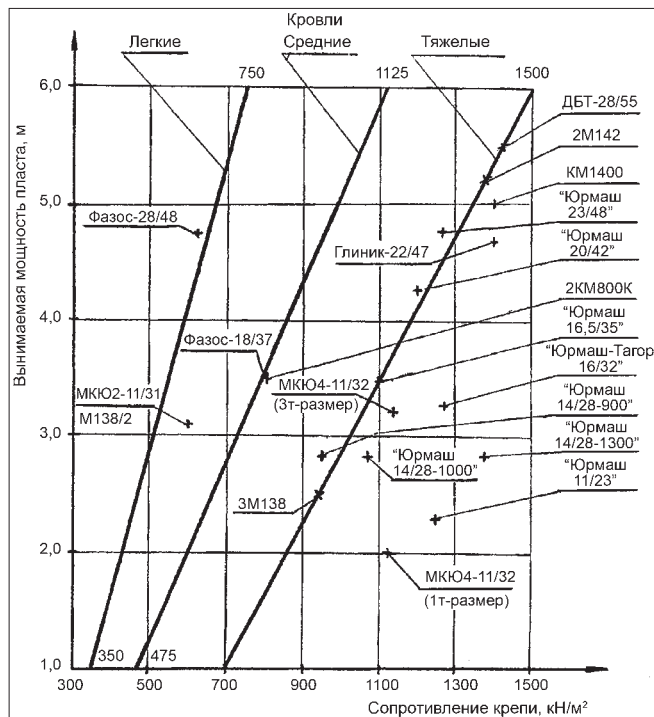
- уточнить величины сопротивления крепей для выемки пологонаклонных пластов мощностью 1,0...5,0 м;

- установить уровень предварительного распора крепи не менее 0,6 и не более 0,8 от рабочего сопротивления. Превышение этого уровня может привести к произвольному срабатыванию предохранительных клапанов стоек под действием рабочего давления, создаваемого насосными станциями.

Теоретические исследования специалистами США крепей для труднообрушаемых кровель показывают, что чрезмерное повышение сопротивления этих крепей может приводить к возникновению удароопасной обстановки в лаве из-за повышенной жесткости крепи.

Подобное поведение труднообрушаемых кровель было отмечено в конце 1950-х годов в условиях пласта "Несветаевский" мощностью 1,8...2,2 м при применении индивидуальных органных стоек (стенки) типа МОС. Посадка основной кровли в лаве с этими стойками носила резко динамичный характер и приводила к обрзу кровли у забоя и к разрушению органных стоек.

Анализ характеристик крепей, разработанных ОАО "Юргинский машзавод" совместно с фирмой "Тагор" (Польша), показывает значительное завышение сопротивления этих крепей по сравнению с рекомендациями ГОСТ Р 52.152–2003 "Крепи механизированные" для эксплуатации в условиях с тяжелыми кровлями.



Графоаналитическая оценка сопротивления крепей

Это можно видеть на приводимом в статье рисунке, где дана графоаналитическая оценка сопротивления механизированных крепей для кровель легких, средних и тяжелых. Так, например, сопротивление крепи "Юрмаш 14/28-1300" завышено в 1,45 раза, крепи "Юрмаш 11/23" – в 1,34 раза, крепи "Юрмаш-Тагор 16/32" – в 1,2 раза.

Это приводит к увеличению массы крепи, ее первоначальной стоимости и затрат на эксплуатацию крепи, включая затраты на монтаж-демонтаж.

Следует учитывать, что на шахтах РФ, по данным ИГД им. А.А. Скочинского, кровли по тяжести проявления горного давления распределяются следующим образом:

- легкие – 23...25 %;
- средние – 40...42 %;
- тяжелые – до 35 %.

Анализ влияния сопротивления крепи на ее металлоемкость показал следующее:

- повышение сопротивления крепей типа 3М138 и М138/4 с 1000 до 1180 кН/м² увеличило металлоемкость крепи 3М138 с 8,7 до 10 т/м (на 15 %), а крепи М138/4 – с 9,5 до 11,4 т/м (на 20 %);

- повышение сопротивления крепи М138/2 с 630 до 800 кН/м² (на 27 %) повысило ее металлоемкость с 9,1 до 11,1 т/м (на 22 %), а крепи М138/22 – с 650 до 950 кН/м² (на 46 %) повысило ее металлоемкость на 22 %;

- повышение сопротивления крепи "Юрмаш 14/28" с 945 до 1075 кН/м² (на 14 %) повысило ее металлоемкость с 11,3 до 12 т/м (на 6 %), а при повышении сопротивления с 1075 до 1375 кН/м² (на 28 %) повысило ее металлоемкость с 12 до 14,3 т/м (на 19 %).

В среднем повышение сопротивления крепи на 10 % приводит к повышению металлоемкости на

6,0...6,5 %, а соответственно, и первоначальной стоимости крепи, и затрат на ее монтаж-демонтаж.

Проведенный анализ позволяет сделать выводы, что сопротивление механизированных крепей следует определять в соответствии с рекомендациями ГОСТ Р 52.152–2003.

На эффективность работы механизированной крепи влияет ресурс ее работы. Ресурс отечественных крепей типа М138, М142, М144 составлял 8 тыс. циклов передвижки секций при шести годах службы и 10 тыс. циклов при восьми годах службы, что практически полностью удовлетворяло требования по их применению в комплексе-механизированных забоях КМЗ на шахтах РФ до 2000–2002 гг.

Ресурс крепей фирм Германии составлял до 30 тыс. циклов передвижки секций при 12 годах службы.

При разработке нового ГОСТ Р на механизированные крепи прогнозировалось значительное повышение нагрузок на забой к 2010–2012 гг. и в связи с этим рекомендовалось, начиная с 01.01.07 г. закладывать в отечественные крепи ресурс 30 тыс. циклов передвижения секций при восьми годах службы крепи, т.е. была принята интенсивность отработки вынимаемого столба в 1,5 раза выше, чем в зарубежных КМЗ. Однако прогноз не оправдался. К 2012–2015 гг. следует ожидать в 25...30 % КМЗ интенсивность нагрузки на уровне 15 т/сут. на 1 м² забоя, где могут быть обоснованно применены крепи с ресурсом 30 тыс. циклов; в 45...50 % КМЗ следует ожидать интенсивность нагрузки на уровне 10 т/сут. на 1 м² забоя, а в 20...25 % КМЗ – на уровне 5 т/сут. на 1 м² забоя, чему соответствует 20 тыс. и 10 тыс. циклов передвижения секций.

Анализ показывает, что металлоемкость (первоначальная стоимость) крепей с ресурсом 30 тыс. циклов передвижения секций в 1,12–1,15 раза выше крепей с ресурсом 20 тыс. циклов и в 1,20–1,25 раза выше крепей с ресурсом 10 тыс. циклов.

В связи с этим следует рекомендовать согласовывать ресурс работы крепей с заказчиком, чтобы "не наказывать его рублем"!

Шаг установки секций крепи также влияет на эффективность работы. До последнего времени в крепях с двухрядными секциями преимущественно использовали шаг установки секций 1,5 м. При применении крепей с однорядными секциями в условиях тяжелых кровель стали использовать шаг 1,75 м для обеспечения прохода между стойками.

Как показывает анализ результатов создания и эксплуатации механизированных крепей, увеличение шага установки секций обеспечивает:

– увеличение скорости крепления практически пропорционально увеличению шага установки секций;

| Наименование элемента | Шаг установки секций, м | | |
|-----------------------|-------------------------|-----|-----|
| | 1,5 | 2,0 | 3,0 |
| Гидростойка, шт. | 268 | 200 | 134 |
| Блоки управления, шт. | 134 | 100 | 67 |

– повышение пространственной устойчивости секции крепи, что повышает стабильность работы крепи с дистанционным или автоматизированным управлением;

– снижение насыщенности крепи гидравлическими силовыми элементами, а также гидравлическими, электрическими и электронными элементами системы управления крепью.

В табл. 2 приведены данные по количеству гидростоек и блоков управления для крепей с двухстоечными секциями, отличающихся шагом установки при равном сопротивлении для лав длиной 200 м.

Анализ показывает, что при переходе на крепи с увеличенным шагом установки секций затраты на изготовление и обслуживание гидростоек практически не изменяются, а затраты на элементы питания (рукава), управления (блоки управления), контроля (клапаны предохранительные и гидрозамки) снижаются обратно пропорционально изменению шага установки.

Разработка "Гипроуглемашем" блочно-модульной крепи М151 для выемки тонких пластов с шагом установки секций 1,0, 2,0 и 3,0 м показала, что увеличение шага установки секций приводит к увеличению ее металлоемкости на 5...7 %, что с учетом снижения затрат на систему управления секцией практически не влияет на первоначальную стоимость крепи в целом.

Эти работы показали, что переход на крепи блочно-модульной конструкции с шагом установки секций 2,0 и 3,0 м при модуле соответственно равном по шагу установке 1,0 и 1,5 м для благоприятных условий по состоянию боковых пород пласта обоснован.

Список литературы

1. Мышляев Б.К. Оценка эффективности очистного оборудования // Информационный сборник. Вып. 5. ЦНИИЭуголь, 1990. С. 18–23.
2. Петров Н.А., Мышляев Б.К. О влиянии механизированной крепи на эффективность работы очистного комплекса // Уголь. 1991. С. 44–47.
3. Мохначук И.И., Титов С.В. Качество очистного оборудования – основа безопасности и эффективности работы комплексно-механизированных забоев // Уголь. 2006. № 10. С. 7–10.
4. Лебедев В.И. Юргинский машзавод – новый этап развития // Промышленник России. 2006. № 3. С. 64–67.

УДК 622.23.051

Н.Н. Страбыкин, д-р техн. наук, проф., **Ю.М. Коледин**, канд. техн. наук, проф., **В.М. Горячкин**, канд. техн. наук, доц., **С.Ю. Красноштанов**, канд. техн. наук, доц., **А.Н. Шевченко**, канд. техн. наук, ИрГТУ

Перспективы эффективного применения станков вращательного бурения в сложных горно-геологических и суровых климатических условиях карьеров Сибири и Севера

Предложено использовать различные типы породоразрушающего бурового инструмента с параметрами, соответствующими специфике строения, показателей крепости буримых пород, слагающих уступы, температурных характеристик и влажности. Приведены варианты устройств охлаждения продувочного потока для стабилизации температурного режима буримых скважин. В этом случае достигается существенное повышение производительности станков вращательного бурения, расширяется область их рационального применения в различных климатических условиях и обеспечивается их универсальность.

Ключевые слова: буровые станки, вращательное бурение, мерзлые и сложноструктурные массивы горных пород повышенной влажности, породоразрушающий буровой инструмент, эффективность использования буровой техники, очистка скважин.

N.N. Strabikin, Yu.M. Koledin, V.M. Goryachkin, S.Yu. Krasnoshtanov, A.N. Shevchenko, Irkutsk State Technical University

Effective Perspectives on the Application of Refrigeration Techniques on Rotation Drilling Benches in Complex Geological and Mining Domains in the Extreme Climates of Siberia and Northern Russia, with Universal Implications

Variety of drilling tools with parameters based on structure, resistance to drilling, and ore layer configuration, as well as temperature and moisture conditions were examined in the context of open pit mining. Various types of refrigeration equipment are recommended for the creation and stabilization of a constant temperature regime within the drill hole. We find that using refrigeration significantly increases productivity when using rotation drilling benches, and enables expansion of the use of this technology to a much wider range of climates that currently possible.

Keywords: drilling equipment, boring machine, borehole cleanup, rotation drilling, boring techniques efficiency.

Процесс бурения скважин складывается из выполнения операций по разрушению породы на забое и очистки призабойной зоны и затрубного пространства от буровой мелочи. Поэтому эффективность использования буровой техники зависит от конструктивного совершенства бурового станка, интенсивности разрушения забоя рабочим органом бурового инструмента и транспортирования продуктов разрушения от забоя до устья скважины. Специфика технологии бурения многолетнемерзлых пород карьеров обусловлена их низкой температурой, чувствительностью к нарушению теплового режима и явлениями переувлажнения пород. При бурении по глиносодержащим породам, свойства которых изменяются даже

в случае незначительных колебаний температуры, возникают осложнения, связанные с удалением продуктов разрушения из скважины. Причиной их является нарушение нормального температурного режима скважины, вызванное теплотой, выделяемой при разрушении породы и вносимой в скважину продувочным воздухом, имеющим температуру около плюс 60 °С. Наблюдается образование сальников в устье и затрубном пространстве скважины [1].

Интенсивность разрушения породы на забое во многом определяется соответствием параметров бурового инструмента физико-механическим свойствам пород, слагающих уступ, температурным состоянием массива, его обводненностью (льдиистостью) и свое-

временной очисткой забоя и затрубного пространства, исключая повторное разрушение буровой мелочи и образование нарушений очистки скважины.

Бурение взрывных скважин по породам небольшой крепости ($f < 7$ по шкале проф. М.М. Протодяконова) с использованием шарошечных долот нецелесообразно ввиду относительно низкой скорости бурения и невысокой их стойкости. Производительное бурение при более низких затратах в этом случае достигается применением режущих долот, оснащенных сменными резцами, армированными твердосплавными пластинами. В качестве твердого сплава рационально использовать металлокерамические вольфрамкобальтовые сплавы с добавкой тантала, повышающего износостойкость при высоких температурах, возникающих от трения на контакте резца с породой. Такие долота, работающие в сочетании со шнековой очисткой и продувкой скважины диаметром 160...320 мм, разработаны Иркутским, Кузбасским государственными техническими университетами и Красноярским институтом цветных металлов Сибирского федерального университета. Эти долота нашли широкое применение на угольных разрезах Кузбасса, Восточной Сибири, карьерах АК "АЛРОСА", золотодобывающих предприятиях северо-востока, Якутии [2]. Использование режущих долот позволяет осуществлять разрушение породы на забое крупным сколом, за счет чего существенно уменьшается выход мелких фракций буровой мелочи, а следовательно, пылеобразование и энергоемкость при работе станка. Освоение серийного изготовления и широкое внедрение режущих долот су-

щественно расширяют диапазон эффективного применения станков вращательного бурения типа СБШ.

Успешное бурение взрывных скважин возможно лишь при соответствии между интенсивностью образования и эффективностью удаления буровой мелочи. Однако параметры систем транспортирования продуктов разрушения из скважины часто принимались по экспериментальным данным без достаточного теоретического обоснования и учета специфики физико-механических свойств и температурных особенностей климатического района производства горных работ при открытой разработке месторождений полезных ископаемых. Шнековая очистка представляет собой разновидность винтового конвейера с изменяющейся длиной транспортирования, кожухом которого являются стенки скважины. В призабойной зоне движение продуктов разрушения происходит за счет их вытеснения на витки шнека, создавая дополнительные сопротивления вращению и подаче става на забой. При бурении в мерзлых породах существенно изменяются коэффициенты трения продуктов разрушения о спираль шнека и стенки скважины, что значительно влияет на транспортирующие способности шнекового бурового става. Кроме того, имеют место налипание и намерзание буровой мелочи на породоразрушающий инструмент и поверхность шнека, что также сопровождается нарушениями очистки скважины и часто требует очистки поверхности долота и спирали шнека. Это сопровождается остановками и простоями бурового станка, снижая его производительность.

Применение режущего бурового инструмента в мерзлых глинисто-илистых породах уменьшает вероятность оттаивания и последующего намерзания продуктов разрушения забоя с нарушениями очистки скважины шнековым буровым ставом. Важно правильно выбрать параметры режущего бурового инструмента (рис. 1) и задать оптимальные режимы бурения скважины [2].

Режим удаления буровой мелочи из скважины не будет нарушаться, если фактическая производительность шнека не превышает его возможную производительность. Применительно к параметрам бурового станка СБР-160-24А вероятность возникновения несоответствия между ними ограничивается скоростью подачи 2 м/мин. В случае большей скорости бурения интенсивность образования буровой мелочи превышает транспортирующую возможность шнека, что сопровождается нарушением режима очистки скважины и ограничивает область применения станка СБР-160-24А со шнековой очисткой в мягких породах. Аналитические зависимости определения фактической и возможной производительности шнекового бурового става, а также необходимой производительности компрессора бурового станка из условия беспрепятственного транспортирования буровой мелочи по затрубному пространству скважины приведены в [1].

Интенсификация очистки скважины шнековым буровым ставом предложена государст-

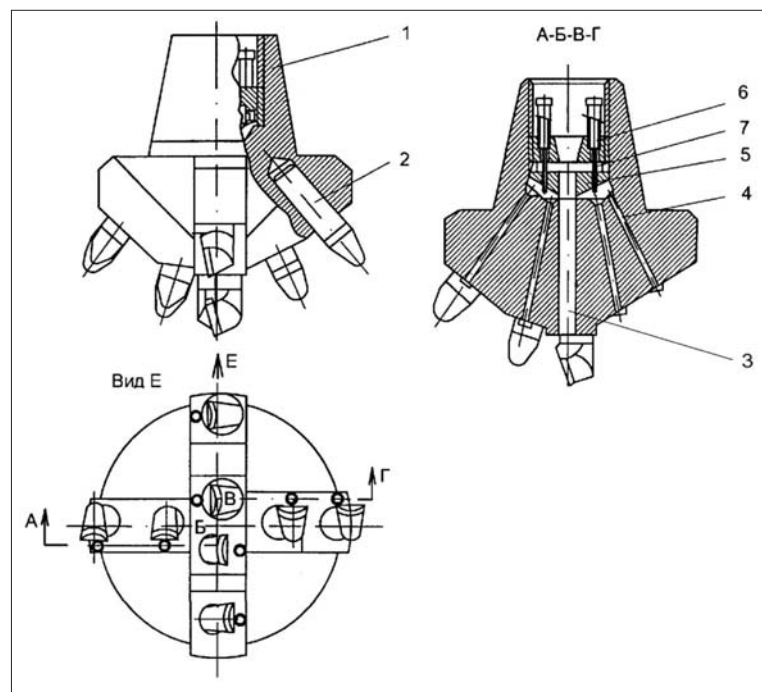


Рис. 1. Режущее долото с вихревыми трубками:

1 – корпус; 2 – резцы; 3 – центральный продувочный канал; 4 – боковой продувочный канал; 5 – обойма; 6 – вихревые трубки; 7 – диафрагма

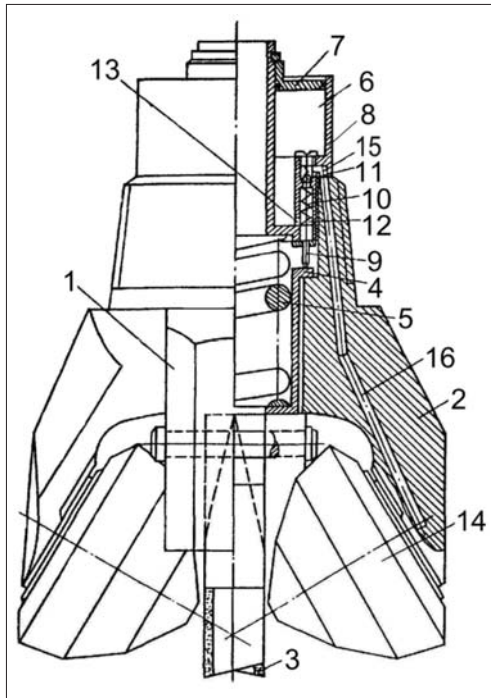


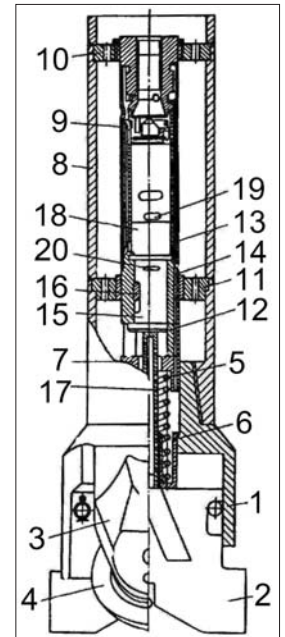
Рис. 2. Режуще-шарошечное долото:

1 – лапа режущего органа; 2 – лапа шарошечного органа; 3 – режущий орган; 4 – стакан; 5 – рабочая пружина; 6 – полость для смазки; 7 – крышка; 8 – гайка; 9 – шток плунжера; 10 – возвратная пружина плунжера; 11 – клапан; 12 – поршневая полость; 13 – канал; 14 – шарошечный орган; 15, 16 – каналы для подачи смазки



Рис. 3. Комбинированный буровой снаряд с ударным механизмом воздействия на режущий рабочий орган:

1 – лапа режущего органа; 2 – режущий орган; 3 – лапа шарошечного органа; 4 – шарошка; 5 – рабочая пружина; 6 – стакан; 7 – регулировочная гайка; 8 – переходник; 9 – пневмоударник; 10, 11 – верхний и нижний фланцы; 12 – шлицевая втулка; 13, 14 – продувочные каналы; 15 – боек; 16 – шпонка; 17 – шток; 18 – поршень-ударник; 19 – выхлопное отверстие; 20 – блокировочное отверстие



венным институтом горно-химического сырья (ГИГХС) и КузГТУ за счет подачи на забой сжатого воздуха, который подхватывает с забоя частицы буровой мелочи и подает их на первый виток спирали шнека. Производительность компрессора 5 м^3 является вполне достаточной. Вследствие интенсивной очистки забоя и охлаждения продувочным воздухом режущей кромки ее стойкость существенно увеличивается, не вызывая интенсивного пылеобразования при производстве буровых работ [2]. Станки СБР-160-24А и 2СБР-125-32А комплектуются компрессорными установками.

Задача совершенствования технологии очистки скважин в мерзлых породах сводится к нормализации теплового режима скважины в процессе ее бурения путем сохранения первоначального агрегатного состояния призабойной зоны, буровой мелочи и затрубного пространства. Уменьшение количества теплоты, выделяемой в призабойной зоне, достигается переходом к использованию менее энергоемких способов разрушения породы на забое скважины путем крупного скола породы режущим органом долота, обеспечивающего эффективное разрушение с более высокой скоростью проходки (см. рис. 1) [3].

При бурении вскрышных уступов, имеющих, как правило, сложноструктурное строение с чередованием пород различных физико-механических свойств, рационально применение комбинированных режуще-шарошечных или режуще-ударных буровых инструментов (рис. 2) [5], позволяющих осуществлять разрушение пород небольшой крепости резанием, а более крепких пропластков – зубьями шарошечного органа либо за счет создания ударных нагрузок на лезвие режущего органа (рис. 3) [6, 7]. В конструкции комбинированного долота целесообразно предусмотреть принудительную подачу консистентной смазки в

опорные подшипники шарошек в целях повышения их ресурса [8].

Подача продувочного воздуха от компрессора в скважину температурой около плюс 60°C приводит к оттаиванию частиц буровой мелочи и стенок скважины, что вызывает обрушение стенок и в результате является причиной образования сальников в затрубном пространстве скважины и нарушений ее очистки от продуктов разрушения. Регулирование температурного режима скважины при бурении с продувкой можно достичь за счет подачи в скважину охлажденного до определенной температуры воздушного потока. В холодное время года температура продувочного потока на выходе из долота составляет плюс $8...10^\circ\text{C}$, а общая температура воздуха в призабойной зоне – плюс $12...14^\circ\text{C}$. При такой температуре и использовании шарошечных долот оттаиванию подвергаются наиболее мелкие частицы, а при использовании режущих долот оттаивания не происходит. Во избежание оттаивания наиболее мелких частиц буровой мелочи необходимо поддерживать в призабойной зоне в случае использования шарошечных долот температуру минус 3°C , т.е. осуществлять охлаждение воздуха, поступающего на продувку забоя скважины. ИрГТУ разработана методика определения значений необходимой температуры воздуха, подаваемого в скважину, обеспечивающая сохранение продуктов разрушения забоя без оттаивания, что позволяет предотвратить нарушения очистки скважины [2]. Охлаждение продувочного воздуха может быть достигнуто теплообменником в виде вихревых трубок, смонтированных в корпусе режущего долота [4], или с помощью специальных холодильных установок [9]. Такие установки были изготовлены и испытаны на станках ЗСБШ-200-60 и СБШ-250 МН в условиях Депутатского оловодобывающего ГОКа, предприятий ПО "Северовостокзолото" и АК "АЛРОСА".

Рекомендуемые типы исполнительных органов и способов воздействия их породоразрушающих инструментов на забой скважины

| Буримость сложноструктурных и мерзлых массивов | Рекомендуемые типы исполнительных органов, способы воздействия их породоразрушающих инструментов на забой и очистки скважины от буровой мелочи | Область рационального применения рекомендуемых исполнительных органов буровых станков | |
|--|--|--|--|
| | | Наименование пород, слагающих мерзлый сложноструктурный массив (литологическое строение массива) | Структура залегания пород в массиве |
| Легкобуримые | Режущие долота вращательного бурения со шнековой очисткой или продувкой скважины | Растительный слой, торф, небольшое содержание глины или щебеночно-гравийного материала сланцев, плитняк размером до 20 см с прослойками песчаников, алевролитов, мергелей, льда | Слоистые |
| Среднебуримые | Режущие долота с созданием импульсной нагрузки на режущей кромке лезвия бурового инструмента с продувкой скважины | Аргиллиты, мелкозернистые песчаники на известковом цементе, доломиты, конгломераты осадочных пород на известково-глинистом цементе, сланцы метаморфизованные, туфы, выветрелые лимониты, граниты сильно выветрелые с прослойкой льда | Слоистые с редкой перемежаемостью слабых пород породами средней крепости |
| Труднобуримые | Агрегированные режущие-шарошечные долота с одновременным или поочередным воздействием породоразрушающих инструментов на забой и созданием импульсной нагрузки на режущем лезвии и продувкой скважины | Алевролиты с включением кварца, аргиллиты плотные, брекчии джаспероиднокварцевые, сильно выветрелые гранодиориты, известняки крупнозернистые мраморированные, доломитизированные крупнозернистые гнейсы, змеевики | Слоистые с частой перемежаемостью слабых пород более крепкими, линзами льда и толщами воды |
| Весьма труднобуримые | Долота ударного типа и агрегированные ударно-шарошечные долота с продувкой скважины | Базальты пористые мелкозернистые, скарны окремненные, песчаники кремнистые плотные, мелкозернистые габбро, граниты, гранодиориты, диабазы, джеспилиты, плотные илы, порфиры кварцевые | Чаще неоднородные высокоабразивные породы с супесчаным и суглинистым заполнителем |

| Буримость сложноструктурных и мерзлых массивов | Область рационального применения рекомендуемых исполнительных органов буровых станков | | | | | | |
|--|---|--|-----------------------|---|--------------|-------------------------------|-----------------------------------|
| | Крепость пород по шкале проф. М.М. Протодяконова | Временное сопротивление одноосному сжатию, МПа | Содержание валунов, % | Содержание гравийно-галечных включений, % | Влажность, % | Температура пород массива, °С | Наличие таликовых зон |
| Легкобуримые | 1...6 | 1...12 | – | До 5 | До 50 | –2...+30 | Отсутствуют |
| Среднебуримые | 6...10 | 15...45 | – | До 15 | 35 | –40...+1 | Редко встречаются в толще массива |
| Труднобуримые | 10...14 | 50...120 | До 5 | До 25 | 20 | –50...+3 | Встречаются в толще массива |
| Весьма труднобуримые | 14...20 | 130...300 | До 25 | До 50 | 15 | –50...+3 | Часто встречаются в толще массива |

Институтом "Востсибгипрошахт" рекомендована к использованию при проектировании буровых работ на карьерах, разрабатывающих вскрышные массивы, содержащие "островную" мерзлоту, предложенная ИрГТУ методика выбора и расчета теплообменника для станков СБШ.

Сибирским федеральным университетом предложен и прошел экспериментальные испытания пневмоэжекционный способ очистки скважины, при котором буровой став сформирован из гладкостенных штанг, в нижней части которых размещаются шнековый пневмоэжекционный эвакуатор и долото с эжекционными каналами. В процессе бурения скважины осуще-

ствляются регулирование параметров воздушного и концентрация воздушно-шламового потоков. Кроме того, возникает эжектирование воздушно-шламового потока разделенными струями сжатого воздуха, которые закручивают воздушно-шламовый поток в затрубном пространстве скважины по спирали шнека. Испытания этого способа при бурении закарстованных массивов, представленных обводненными глинисто-гравийными марганцовистыми породами крепостью 4...8 по шкале проф. М.М. Протодяконова, свидетельствовали о возможности увеличения скорости бурения скважины на 15 % [10].

В регионах, где распространена многолетняя мерзлота с продолжительностью холодного периода 8...9 месяцев в году, наиболее простым и целесообразным является охлаждение продувочного потока путем теплообмена его с низкотемпературным атмосферным воздухом. Для стабилизации температурного режима в призабойной зоне ИрГТУ разработаны, испытаны и внедрены на предприятиях Депутатского ГОКа и комбината "Куларзолото", АК "АЛРОСА", ПО "Северовостокзолото" и "Лензолото" батарейные и радиаторные установки охлаждения, монтируемые на буровых станках ЗСБШ-200Н и СБШ-250МНА, параметры которых выбраны с учетом происходящих теплообменных процессов. Применение таких установок позволило увеличить скорость бурения в среднем в 1,5 раза и снизить расход шарошечных долот в 1,3 раза.

В целях расширения технологических возможностей и повышения производительности бурового оборудования в условиях проходки взрывных скважин в мерзлых массивах, сложенных породами повышенной влажности, ИрГТУ предложено проводить охлаждение продувочного потока, подаваемого в призабойную зону и затрубное пространство скважины за счет эжекции воздушно-шламового потока. В результате перепада давления в потоке и, как следствие, расширения воздуха происходит понижение температуры потока, который, омывая забой и затрубное пространство скважины, препятствует оттаиванию частиц буровой мелочи и стенок скважины и предотвращает возникновение условий для нарушений очистки скважины и снижению производительности бурового станка.

В целях выбора рационального типа исполнительного органа, способов воздействия его породоразрушающих инструментов на забой и очистки скважины можно руководствоваться рекомендациями, приведенными в таблице. В соответствии с характеристиками сопротивляемости пород, слагающих уступы карьеров, и структурой их строения, а также содержания гравийного, гравийно-галечного материала и наличия валунных включений, показателей влажности и температурного состояния массива в таблице приведены рациональные типы исполнительных органов и области их применения. Проходку скважин в многолетнемерзлых массивах и массивах, содержащих "островную мерзлоту", целесообразно осуществлять с охлаждением потока продувочного воздуха, осуществляемого одним из вышеперечисленных способов, разработанных ИрГТУ. При

бурении влажных и закарстованных массивов, сложенных породами ниже средней крепости, — с использованием пневмо-шнековой очистки скважины, разработанной КузГТУ и ГИГХС.

Широкое внедрение разработанных рекомендаций и технических решений позволит достичь существенного повышения производительности станков вращательного бурения и расширить область рационального применения, обеспечивая их универсальность, как это имеет место в зарубежной практике. Вышеназванное обеспечит ускоренную подготовку горной массы к выемке на добычных работах при разработке месторождений полезных ископаемых открытым способом и существенно уменьшит количество и разнотипность буровой техники и повысит качество ее обслуживания.

Список литературы

1. **Страбыкин Н.Н., Горячкин В.М., Шевченко А.Н.** Оценка эффективности шнекового и пневматического способов очистки взрывных скважин на карьерах Севера // Горное оборудование и электромеханика. 2007. № 3. С. 9–17.
2. **Страбыкин Н.Н., Коледин Ю.М., Долгун Я.Н., Шевченко А.Н.** Режущие долота для бурения взрывных скважин на карьерах со шнековой очисткой и продувкой // Горное оборудование и электромеханика. 2007. № 5. С. 2–14.
3. **Оценка** энергоемкости процесса разрушения породы на забое скважины различными исполнительными органами по гранулометрическому составу буровой мелочи // Горное оборудование и электромеханика. 2008. № 1. С. 42–48.
4. **Пат. СССР 1776285.** Буровое долото // авт. Страбыкин Н.Н., Сеницин Г.М., Бюлл. № 42, 1992.
5. **Страбыкин Н.Н., Черный А.А.** Обоснование и выбор конструктивных параметров и режимов бурения взрывных скважин породоразрушающим органом с устройством для создания ударных импульсов // Горное оборудование и электромеханика. 2005. № 2. С. 22–25.
6. **Перетолчин В.А., Страбыкин Н.Н., Шеметов Ю.П. и др.** Комбинированное шарошечно-лопастное долото. А.с. № 585267. Оpubл. 25.12.77. Бюлл. № 47.
7. **Страбыкин Н.Н., Ко-Тхя-Хва.** Комбинированный буровой снаряд. А.с. № 1218057. Оpubл. 15.03.86. Бюлл. № 10.
8. **Катанов Б.А.** Основные причины износа шарошечных долот и пути их снижения // Горные машины и автоматика. 2003. № 2. С. 13–14.
9. **Страбыкин Н.Н., Чудогашев Е.В., Горячкин В.М.** Стабилизация температурного режима скважины при бурении на карьерах Севера // Известия вузов. Горный журнал. 1995. № 3–4. С. 42–45.
10. **Буткин В.Д., Гилев А.В., Чесноков В.Т. и др.** Опыт и развитие технологии силового бурения резанием на карьерах. М.: МАКСПресс, 2005. С. 240–260.

Б.А. Катанов, д-р техн. наук, проф., В.Д. Колчанов, канд. техн. наук, доц., КузГТУ, г. Кемерово

О рациональной конструкции комбинированных буровых долот

Рассмотрены основные особенности конструкции и назначение комбинированных режуще-шарошечных долот. Отмечены их основные недостатки: непрерывный контакт режущих органов с породой, что влечет их интенсивный износ, и сложность конструкции долот с автоматическим отводом режущей части долота при разбуривании крепких прослоек. Предложена новая схема комбинированного долота с заменой режущих и шарошечных породоразрушающих элементов посредством изменения направления вращения (реверсирование) долота.

Ключевые слова: буровые долота, комбинированные режуще-шарошечные долота, реверсирование.

B.A. Katanov, B.D. Kolchanov, Kuzbass State Technical University, Kemerovo

About a Rational Design of Combined Drilling Bits

In the article the main design features and assigning of combined cutter-roller rock bits are reviewed. Their main lacks are marked: a continuous contact of cutting edges to rock, that attracts their intensive wearing, and complexity of a design of bits with automatic removal of a cutting part of a bit at drilling out of proof dirt bands. The new scheme of a combined bit with replacement cutting and roller rock bit of elements by means of a veering of rotation (reversing) of a bit is offered.

Keywords: drilling bits, combined cutter-roller rock bits, reversing.

Многолетними исследованиями и опытом эксплуатации доказано, что в сложноструктурных массивах угольных разрезов традиционные способы бурения часто неэффективны, а перспективным направлением развития технологии вращательного бурения, учитывающим специфические условия угольных месторождений, является создание комбинированных видов бурового инструмента и способов очистки.

Исследования по шнекопневматической очистке скважин от буровой мелочи показали, что ее использование является основой создания универсальных станков [1], оснащаемых различными породоразрушаемыми органами.

При бурении скважины определяющим рабочим процессом является разрушение горной породы на забое. Основная часть мощности приводов вращения и подачи передается буровому долоту, которое является самым высоконагруженным и ответственным элементом бурового станка.

Оснащая карьерные буровые станки только шарошечными долотами, нельзя обеспечить существенное увеличение их производительности.

Для этого необходимо искать новые решения в области породоразрушающего инструмента, т.е. буровых долот.

Сложноструктурное строение массивов затрудняет выбор типа бурового породоразрушающего инструмента. Переменение пород различной крепости усложняет определение рациональных параметров буровых долот, оптимальных режимов их обработки и снижает эффективность применения буровой техники.

Одним из перспективных направлений совершенствования бурового инструмента является создание

комбинированных долот, обеспечивающих эффективное бурение.

Весьма перспективными, например, можно считать режуще-шарошечные долота (РШД), которые позволяют в ряде случаев не только увеличить скорость бурения, но также и существенно повысить содержание крупных фракций в буровой мелочи. При этом оказывается возможным создание рациональной формы забоя скважины, а также использование всех преимуществ режущего и шарошечного породоразрушающего инструмента.

Так, например, шарошки наименее эффективно разрушают вязкую и пластичную породу, и разрушение включений и прослоек таких пород режущими элементами повышает эффективность работы долота. Однако перераспределение осевого усилия на долото, часть которого воспринимается режущими элементами, уменьшает нагрузку на шарошки, что снижает эффективность их работы.

Конструктивно режуще-шарошечные долота могут выполняться по различным схемам, которые отличаются друг от друга прежде всего взаимным расположением режущих органов и шарошек на долоте.

Наибольшее распространение получили комбинированные долота (рис. 1), у которых режущие элементы выполнены в виде режущих лопастей со сплошной режущей кромкой или оснащены съемными резцами, образующими прерывистую режущую кромку. При этом резцы 3 режущего элемента 2, расположенные между шарошками 1, опираются на пружину 4. Они могут смещаться в осевом направлении. Сжатие пружины 4 регулируется гайкой 5 таким образом, что осевое усилие, передаваемого ею на режущие элементы, достаточно для внедрения этих режущих элементов в породу небольшой крепости. Комбиниро-

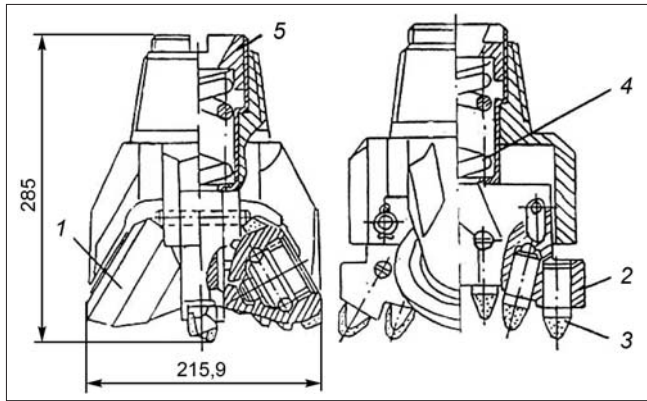


Рис. 1. Режуще-шарошечное долото с режущей частью, опирающейся на пружину

ванное долото в этом случае работает как режущее, поскольку вследствие малого сжатия пружины шарошки 1 долота забоя не касаются и в работу не вступают.

При разбуривании крепких пород предварительного сжатия пружины оказывается недостаточно для внедрения в породу режущих элементов и бурение прекращается. Тогда под действием увеличенного осевого усилия происходит дополнительное сжатие пружины и в контакт с породой вступают зубья шарошек. Далее, режущий и шарошечный породоразрушающие элементы, будучи прижаты к забою, разрушают породу совместно.

Основной недостаток комбинированных долот подобной конструкции — быстрый износ режущих элементов, которые оказываются непрерывно прижатыми к забою при бурении как слабых, так и крепких пород. Работа шарошек в этом случае также будет неэффективна, так как значительная часть осевого усилия будет восприниматься режущими элементами.

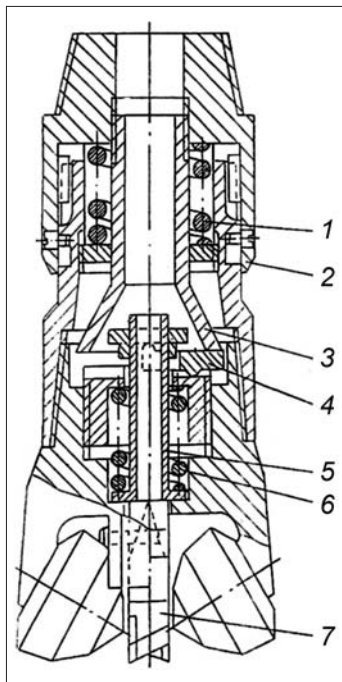


Рис. 2. Режуще-шарошечное долото с автоматическим отводом режущей части от забоя при разбуривании крепких прослоев

Иркутским государственным техническим университетом разработано режуще-шарошечное долото [2] с устройством для полной разгрузки режущего органа при бурении крепких пород. В этом долоте (рис. 2) при бурении на крепких породах, когда осевое усилие превысит силу сжатия пружины 1, происходит смещение хвост-

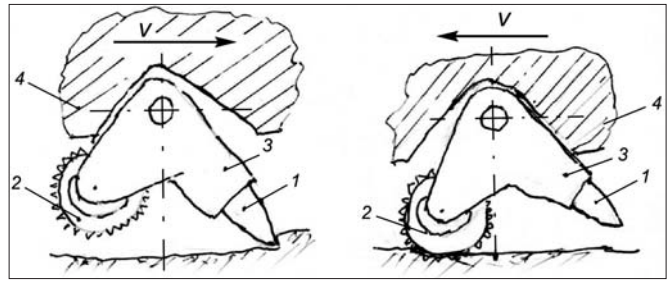


Рис. 3. Схема режуще-шарошечного долота с заменой породоразрушающих элементов посредством изменения направления вращения бурового става

вика, выполненного заодно с ниппелем 2 и нажимной трубкой 3 вниз. При этом двуплечий рычаг-вилка 4 через стакан 5 сжимает пружину 6 и смещает вверх режущую лопасть 7 долота, выводя ее из контакта с забоем, и долото начинает работать как шарошечное.

Основные недостатки долота подобного типа — чрезвычайная сложность конструкции, высокая стоимость и недостаточная надежность.

Между тем полное исключение из работы режущих элементов РШД при бурении крепкой породы может быть достигнуто простым изменением направления вращения долота, т.е. реверсированием бурового става.

Для этого режущие элементы 1 (рис. 3) и шарошки 2 долота достаточно разместить на поворотных каретках 3, шарнирно соединенных с корпусом 4 долота.

При реверсировании бурового става вследствие изменения величины усилия, действующего на режущий элемент (резец), произойдет нарушение его контакта с забоем, что вызовет поворот каретки в направлении, противоположном окружной скорости вращения, до упора в выступ каретки. Шарошка, расположенная на другом плече каретки, повернувшись вместе с кареткой, займет рабочее положение.

Реверсирование бурового става возможно на всех станках вращательного бурения существующих конструкций. Однако при этом должна быть изменена конструкция бурового става, поскольку резьбовое соединение его элементов друг с другом в этом случае неприемлемо и должно быть заменено кулачковым. Кулачки в этом случае могут иметь самую простую прямоугольную форму, а фиксация штанг в осевом направлении при помощи сквозного валика, например, также не представляет сложности. Буровые штанги с прямоугольными кулачками значительно проще в изготовлении, чем штанги с конической замковой резьбой.

Создание режуще-шарошечных долот с использованием приведенной выше новой конструктивной схемой существенно упростит их изготовление и внедрение в практику бурения.

Список литературы

1. Катанов Б.А. Шнекопневматика как универсальный способ очистки скважин при вращательном бурении // Горное оборудование и электромеханика. 2008. № 2. С. 22–24.
2. Техника, технология и опыт бурения скважин на карьерах // под ред. В.А. Перетолчина. М.: Недра, 1993. 285 с.

УДК 621.671:622.5(06)

Ю.П. Сташинов, канд. техн. наук, проф., Д.А. Боченков, асп., Шахтинский институт Южно-Российского государственного технического университета (НПИ)

К пересчету напорной характеристики центробежного насоса при изменении частоты вращения рабочих колес

Получено уравнение, позволяющее построить напорную характеристику центробежного насоса при различных частотах вращения рабочих колес, определить при известных параметрах сети подачу насоса с любой частотой вращения, а также необходимую частоту вращения для получения требуемой подачи.

Ключевые слова: характеристика, центробежный насос, колесо, частота вращения, напор, подача.

Yu.P. Stashinov, D.A. Bothenkov, Shakhty Institute of South-Russian State Technical University (NPI)

Recalculation of Centrifugal Pump Head-Delivery Characteristics on Changing Impeller Angular Frequency

The equation of centrifugal pump head-delivery characteristics for various impeller angular frequencies is derived. It enables to determine the value of pump delivery at any angular frequency and required motor speed to obtain the desired delivery.

Keywords: characteristic, centrifugal pump, impeller, angular frequency, head, delivery.

В связи с развитием работ по применению регулируемого электропривода центробежных насосов, в том числе на главных водоотливных установках шахт, возникает необходимость пересчета напорной характеристики насоса (зависимости развиваемого напора H от величины подачи Q) при изменении частоты вращения рабочих колес насоса. При решении данной задачи удобно воспользоваться приближенным описанием указанной зависимости при номинальной частоте вращения $n = n_n$ в общем случае полиномом N -й степени

$$H = \sum_{i=0}^N a_i Q^i, \quad (1)$$

где a_i – коэффициенты полиномиальной аппроксимации.

Известно, что в соответствии с законами подобия [1] подача и напор при регулировании частоты вращения n рабочих колес изменяются пропорционально соответственно первой и второй степени относительного изменения частоты вращения $n_* = n/n_n$. При этом произвольная точка напорной характеристики, например точка A на рис. 1, перемещается по траектории 2, описываемой квадратичной параболой

$$H(n_*) = R_A Q^2(n_*), \quad (2)$$

где R_A – константа, величина которой зависит от положения точки A на характеристике 1.

Для определения величины R_A воспользуемся условием, что для точки A справедливо равенство

$$R_A Q^2 = \sum_{i=0}^N a_i Q^i,$$

откуда

$$R_A = \sum_{i=0}^N a_i Q^{i-2}. \quad (3)$$

Уравнение (2) при этом переписывается в виде

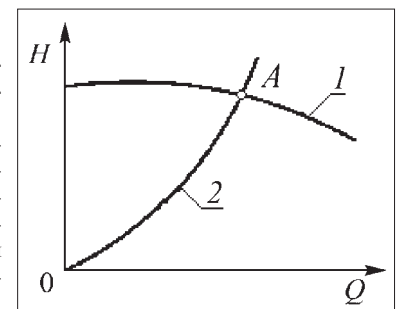
$$H(n_*) = \sum_{i=0}^N a_i Q^{i-2} Q^2(n_*). \quad (4)$$

Но из законов подобия

$$Q(n)/Q = n/n_n = n_*. \quad (5)$$

Рис. 1. К пересчету напорной характеристики центробежного насоса:

1 – напорная характеристика насоса при номинальной частоте вращения n_n ; 2 – траектория перемещения точки A при изменении частоты вращения



С учетом соотношений (4), (5) уравнение напорной характеристики центробежного насоса при относительной частоте вращения n_* принимает вид:

$$H(n_*) = \sum_{i=0}^N a_i n_*^{2-i} Q^i(n_*),$$

или в более компактной записи

$$H = \sum_{i=0}^N a_i n_*^{2-i} Q^i. \quad (6)$$

На практике обычно ограничиваются аппроксимацией напорной характеристики полиномом второй степени ($N = 2$) со следующим обозначением коэффициентов [1, 2]:

$$a_0 = H_0, \quad a_1 = A, \quad a_2 = -B.$$

Для данного частного случая уравнение (5) преобразуется к следующему виду:

$$H = H_0 n_*^2 + A n_* Q - B Q^2, \quad (7)$$

позволяющему определить изменение напора ΔH при одной и той же подаче Q в результате снижения относительной частоты вращения от 1 до n_* :

$$\Delta H = H_0 (n_*^2 - 1) + A (n_* - 1) Q.$$

При работе насоса на сеть с уравнением

$$H = H_r + R_r Q^2,$$

где H_r – геодезическая высота подачи; R_r – постоянная трубопровода; координаты рабочей точки (точки пересечения характеристик насоса и сети) в этом случае находятся из уравнения

$$H_0 n_*^2 + A n_* Q - B Q^2 = H_r + R_r Q^2,$$

которое можно разрешить относительно подачи или напора:

$$Q = \frac{A n_* \pm \sqrt{A^2 n_*^2 + 4(B + R_r)(H_0 n_*^2 - H_r)}}{2(B + R_r)}; \quad (8)$$

$$n_* = \frac{-A Q + \sqrt{[A^2 Q^2 + 4 H_0 (B + R_r)] Q^2 + 4 H_0 H_r}}{2 H_0}. \quad (9)$$

Полученные соотношения (7)–(9) позволяют: построить напорную характеристику насоса при любой частоте вращения рабочих колес; определить при известных параметрах сети подачу насоса при любой частоте вращения; определить частоту вращения для получения требуемой подачи.

В частности, они позволяют определить допустимый диапазон снижения частоты вращения из условия преодоления геодезической высоты подачи, а также обеспечения откачки суточного притока воды применительно к шахтным водоотливным установкам.

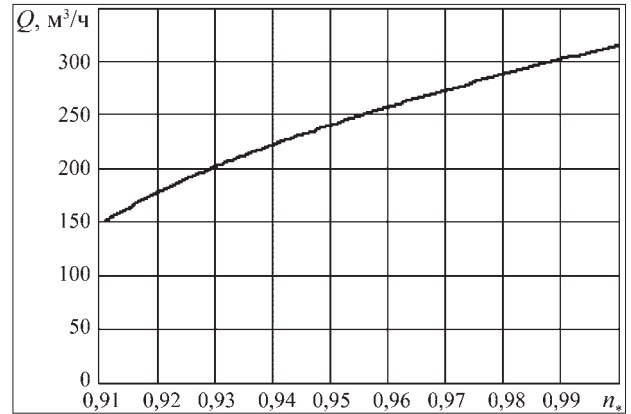


Рис. 2. Зависимость подачи насоса от относительной частоты вращения рабочих колес

Проиллюстрируем изложенное выше на конкретном примере. В качестве исходных данных используем результаты расчета параметров шахтной водоотливной установки, полученные в [1, с. 84–86]:

- номинальный приток шахтных вод $Q_n = 200 \text{ м}^3/\text{ч}$;
- геодезическая высота подачи $H_r = 500 \text{ м}$;
- центробежный насос ЦНС 300-120...600 с числом рабочих колес $z = 9$;
- рабочая подача насоса $Q_p = 318 \text{ м}^3/\text{ч}$;
- коэффициенты аппроксимации напорной характеристики:

$H_0 = 66,9 \cdot z = 602,1$; $A = 0,0401 \cdot z = 0,3609$; $B = 0,000221 \cdot z = 0,001989$; постоянная трубопровода $R_r = 0,000181$.

Определим вначале минимальное значение частоты вращения рабочих колес, при котором насос при запуске не сможет преодолеть геодезическую высоту подачи. Полагая в (9) $Q = 0$, получаем

$$n_*(0) = \sqrt{H_r / H_0}. \quad (10)$$

Для условий данного примера $n_*(0) = \sqrt{500/602,1} = 0,911$, т.е. теоретически максимально допустимое снижение частоты вращения из условия преодоления геодезической высоты подачи менее 9%. Реально же, с учетом необходимого запаса по напору H_0 при нулевой подаче, оно будет еще меньше.

На рис. 2 приведен график зависимости $Q(n_*)$, рассчитанной по формуле (8) при изменении относительной частоты вращения от $n_*(0) = 0,911$ до 1 с использованием верхнего знака "+" перед корнем, поскольку в этом случае сомножитель под корнем $H_0 n_*^2 - H_r > 0$.

Как видно, снижение частоты вращения на 8,9% уменьшает подачу насоса с 318 до 151,6 $\text{м}^3/\text{ч}$, т.е. более чем в два раза.

Из полученного графика находим также относительную частоту вращения, соответствующую подаче насоса, равной часовому притоку шахтных вод: $n_*(Q_n = 200) \approx 0,93$. Таким образом, для рассматриваемого случая допустимый диапазон снижения частоты вращения из условия обеспечения откачки притока

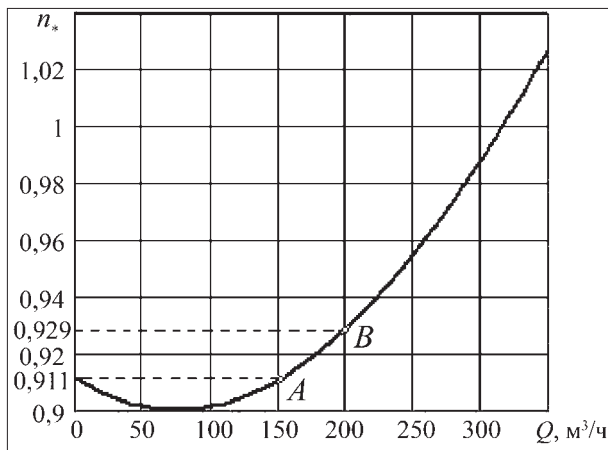


Рис. 3. Зависимость необходимой частоты вращения рабочих колес от требуемой подачи насоса

шахтных вод при непрерывной работе насосного агрегата составляет примерно 7 %.

На рис. 3 приведен график зависимости необходимой частоты вращения рабочих колес от требуемой подачи насоса $n_s(Q)$, полученный с использованием формулы (9).

На этом рисунке точки *A* и *B* соответствуют полученным выше минимально допустимым значениям относительной частоты вращения рабочих колес по условиям преодоления геодезической высоты подачи при запуске насосного агрегата и обеспечения откачки суточного притока шахтных вод при непрерывной его работе.

На рис. 4 приведены графики напорных характеристик насоса ЦНС 300-120...600 с числом рабочих

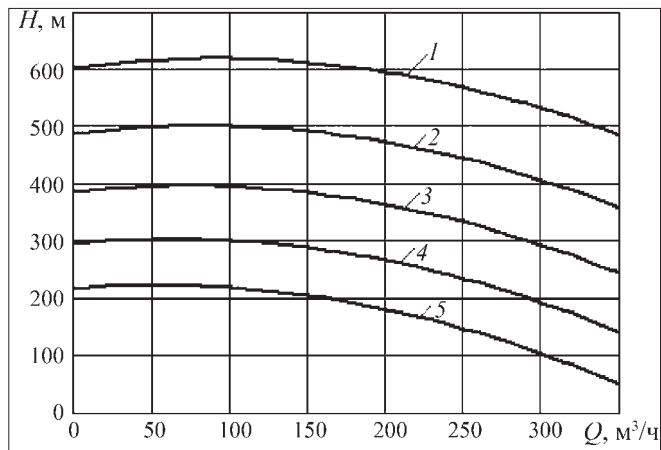


Рис. 4. Напорные характеристики насоса ЦНС 300-120...600:

1–5 – для относительных частот вращения рабочих колес $n_s = 1; 0,9; 0,8; 0,7$ и $0,6$ соответственно

колес $z = 9$ для различных частот вращения, рассчитанные по формуле (7).

Как показывают выполненные расчеты, изменение в необходимых пределах подачи шахтных центробежных насосов обеспечивается варьированием частоты вращения рабочих колес в весьма узких пределах, что является важной особенностью при выборе методов и средств энергосберегающего регулирования режимов работы главных водоотливных установок шахт.

Список литературы

1. Стационарные установки шахт / под общ. ред. Б.Ф. Братченко. М.: Недра, 1977.
2. Попов В.М. Водоотливные установки: Справочное пособие. М.: Недра, 1990.

НАВОЙСКОМУ ГОРНО-МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОМУ КОМБИНАТУ – ФЛАГМАНУ ГОРНО-МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ УЗБЕКИСТАНА 50 ЛЕТ

В сентябре 2008 г. Навоийский горно-металлургический комбинат отметил свой 50-летний юбилей.



Строительство комбината, начатое в сентябре 1958 г. в системе Министерства среднего машиностроения СССР, заложило основу для крупномасштабного освоения несметных богатств Кызылкумского региона, с первоначальной задачей освоения крупнейшего уранового месторождения Учкудук.

Сегодня Навоийский горно-металлургический комбинат вырос в мощный многопрофильный комплекс с современной производственной, социальной и транспортной инфраструктурой. Он является мощным промышленным гигантом, уникальным государственным предприятием, с которым вряд ли может сравниться какое-либо другое предприятие на всем постсоветском пространстве.

В народном хозяйстве Республики Узбекистан горно-добывающая промышленность является одной из ведущих отраслей, базирующейся на мощной минерально-сырьевой базе. По ряду важнейших полезных ископаемых, таких как золото, уран, медь, вольфрам, калийные соли, фосфориты и др. Узбекистан по подтвержденным запасам и перспективам их увеличения не только занимает ведущие места среди стран СНГ, но и входит в первую десятку государств мира.

Поздравляем славный коллектив Навоийского горно-металлургического комбината с юбилеем, желаем всем его сотрудникам производственных успехов. Надеемся на активное творческое и техническое сотрудничество.

Редакционный совет, редакционная коллегия и редакция журнала.

УДК 620.178.325.2

В.И. Миронов, канд. техн. наук, Институт машиноведения УрО РАН, **О.А. Лукашук**, Уральский государственный технический университет – УПИ, **А.В. Якушев**, канд. техн. наук, ОАО "Нижнетагильский металлургический комбинат"

Прогнозирование усталостного ресурса элементов оборудования с учетом аномалии свойств поверхностного слоя материала

На основе представлений об аномалии механических свойств поверхностного слоя металлов моделируется их циклическая деградация в элементе конструкции. Кинетика процесса устанавливается в нестандартном эксперименте с построением полных равновесных диаграмм тренированных образцов. Опытные кинетические кривые дополняют усталостную модель материала в объединительной методике расчета ресурса нерегулярно нагруженных деталей оборудования без использования гипотезы линейного суммирования повреждений. Разделение свойств поверхностного слоя и основного металла детали способствует уточнению расчета усталостного ресурса несущих элементов горных машин.

Ключевые слова: горные машины, элемент конструкции, усталость, долговечность, поверхностный слой, деградация, эксперимент.

V.I. Mironov, Russian Academy of Sciences, Urals Branch, Institute of Engineering Science, **O.A. Lukashuk**, Ural State Technical University – UPI, **A.V. Yakushev**, Nizhny Tagil Iron and Steel Works (NTMK)

Fatigue Resource Prediction of Facility Element with Anomaly of Material Surface Layer Properties

Cyclic degradation of metal surface layer mechanical properties regarding their anomaly is simulated for the facility element. The process kinetics is obtained from the non-standard experiment on trained samples with full deforming diagram (FDD) construction. The experimental kinetic curves together with material fatigue model create the method of resource calculation of non-regular loaded facility elements ignoring the hypothesis of linear summation of damages. The division of surface layer properties and the properties of base metal of specimen results in more accurate calculation of fatigue resource of load elements of mining machines.

Keywords: mining machines, facility element, fatigue, durability, surface layer, degradation, experiment.

Надежность различных технологических и транспортных систем горных комплексов зачастую определяется состоянием несущих металлоконструкций. Как правило, это массивные тела сложной конфигурации с множеством концентраторов напряжений, испытывающие широкий спектр эксплуатационных нагрузок. Со временем в зонах концентрации напряжений появляются и развиваются трещины, что приводит к частичному или полному отказу машин и оборудования по признаку усталостного разрушения.

Предсказание числа циклов до появления и устойчивого развития усталостной трещины в бездефектном твердом теле под действием произвольного спектра нагрузок до настоящего времени остается одной из нерешенных проблем механики. Остается открытым и вопрос о включении в усталостный ресурс деталей горного оборудования стадии стабильного развития усталостной трещины. Причиной тому – невысокая надежность прогнозов на основе линейного суммирования усталостных повре-

ждений, разобщенность методик расчета числа циклов до появления трещины и ее стабильного роста, не учет деградации свойств материала в эксплуатации. Принципиальная возможность преодоления указанных препятствий в рамках метода полных диаграмм деформирования (ПДД) рассматривалась в работе [1]. При этом влияние на долговечность детали технологических факторов учитывалось традиционным путем включения в расчет ряда эмпирических коэффициентов. В данной статье явным образом учитываются распределение исходных аномальных свойств и разная скорость их деградации в поверхностном слое типового конструктивного элемента с концентратором напряжений.

Различные способы модификации поверхности приводят к появлению в ней значительных сжимающих напряжений, подавляющих процессы зарождения трещины. Долговечность изделий при этом в области многоциклового усталости возрастает в два-три раза. Периодическое удаление поверхностного слоя образ-

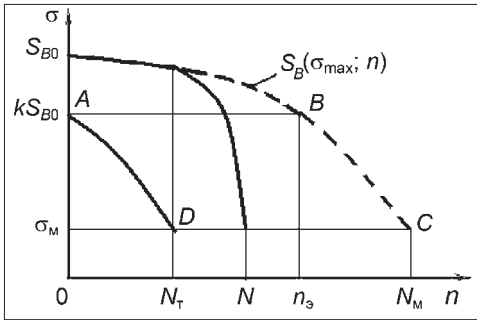


Рис. 1. Схема определения числа циклов N_M до разрушения основного металла

ца, согласно данным статьи [2], также увеличивает долговечность в 2,2 и более раз. В ряде работ установлено, что глубина слоя с аномальными механическими свойствами у сталей составляет порядка 0,2 мм, а предел текучести у поверхности $\sigma'_T = 0,7$ от σ_T основного металла [3]. Приведенные факты свидетельствуют о значительной разнице в циклических свойствах поверхностного слоя и основного металла. Различные стартовые условия усталостных процессов в поверхностном слое и в глубине металла приводят к появлению трещины на поверхности, даже если эти процессы протекают по одинаковому механизму. В расчетах долговечности элементов конструкций и машин отмеченная разница в свойствах не отражена в крайних задачах, а учитывается эмпирическими коэффициентами.

В феноменологическом подходе к явлению усталости всю исходную информацию о свойствах материала получают из механических экспериментов. В частности, число циклов до появления трещины N_T , предел прочности S_{B0} нетренированного материала, а также кинетическую кривую $S_B(\sigma_{\max}; n)$ изменения предела прочности с ростом числа циклов n при постоянном уровне максимального напряжения цикла ($\sigma_{\max} = \text{const}$) [1]. В области многоциклового усталости значения σ_{\max} находятся в интервале $[0,3S_{B0} \dots 0,7S_{B0}]$.

Положим, что предел прочности на поверхности образца kS_{B0} меньше такого для основного металла S_{B0} , т.е. коэффициент понижения свойств $k < 1$ и зависит, вообще говоря, от способа обработки заготовки. Закон изменения предела прочности по глубине слоя примем в первом приближении линейным. Считая заданным среднее число циклов до появления трещины N_T , оценим число циклов до разрушения основного металла N_M . Для этой цели используем данные испытаний на растяжение циклически тренированных образцов, дополненные модельными представлениями.

Опытная оценка долговечности N_M основного металла возможна, но весьма трудоемка и может использоваться для проверки той или иной модельной расчетной схемы. Одну из возможных схем, основанную на взаимосвязи статических и циклических свойств материала, иллюстрирует рис. 1.

С точки зрения формальной логики усталостное разрушение основного металла должно произойти при снижении предела прочности S_{B0} до значения максимального напряжения цикла $\sigma_{\max} = \text{const}$. Функция $S_B(\sigma_{\max}; n)$, называемая циклическим пределом прочности, строится экспериментально на интервале

чисел циклов $[0, N_T]$, а затем интерполируется на интервал $[N_T, N_M]$.

Пусть, для примера, циклический предел прочности отвечает степенной зависимости

$$S_B(\sigma_{\max}; n) = S_{B0} - k_{\sigma} n^m, \quad (1)$$

где m — опытная константа, принимающая значения от двух до шести, а коэффициент k_{σ} определяется из условия разрушения $S_B(\sigma_{\max}; N_M) = \sigma_{\max}$, и функция (1) принимает вид

$$S_B(\sigma_{\max}; n) = S_{B0} - \frac{S_{B0} - \sigma_{\max}}{N_M^m} n^m. \quad (2)$$

В рассматриваемой схеме взаимосвязь статических и циклических свойств материала заложена в следующем утверждении: состояние A материала не модифицированного поверхностного слоя эквивалентно состоянию B основного металла после циклической тренировки до эквивалентного исходному состоянию металла на поверхности $n_{\text{э}}$ циклов (см. рис. 1). Тогда оставшееся до разрушения основного металла число циклов $N_M - n_{\text{э}}$ будет таким же, что и N_T для поверхностного слоя:

$$N_T = N_M - n_{\text{э}}. \quad (3)$$

Приведенное утверждение выражается равенством $S(\sigma_{\max}; n_{\text{э}}) = kS_{B0}$, из которого, с учетом зависимости (2), следует

$$n_{\text{э}} = \left(\frac{S_{B0} - kS_{B0}}{S_{B0} - \sigma_{\max}} \right)^{1/m} N_M$$

и, далее, согласно (3), получаем искомую зависимость

$$N_M = N_T \left[1 - \left(\frac{S_{B0} - kS_{B0}}{S_{B0} - \sigma_{\max}} \right)^{1/m} \right]^{-1}. \quad (4)$$

Полагая, например, для малоуглеродистой стали $\sigma_{\max} = 0,4S_{B0}$, $m = 2$, $k = (0,9-0,7)$, в соответствии с формулой (4) получим оценку $N_M = (1,7-3,4)N_T$, указывающую на хорошо известный экспериментальный факт существенного влияния способа обработки поверхности деталей на способ их обработки.

Таким образом, число циклов N (см. рис. 1), принадлежащее усталостной диаграмме, построенной по разделению образца на две части, не является характеристикой ни основного металла, ни поверхностного слоя.

Формулы (2), (3) и схема на рис. 1 позволяют решить более важную обратную задачу по определению свойств поверхностного слоя при известных значениях N_T и N_M . По формуле (3) находится значение $n_{\text{э}}$, а затем по формуле (2) $S(\sigma_{\max}; n_{\text{э}}) = kS_{B0}$. Отрезок BC эквидистантно смещается в положение AD и определяет кинетику деградации прочности поверхностного слоя

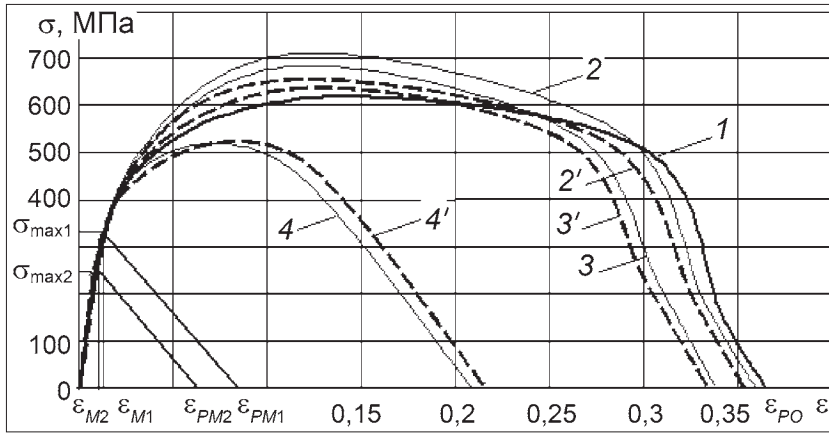


Рис. 2. Циклические диаграммы стали 20ГЛ с различной наработкой:
 1 – $n_T = 0$; 2 – $n_T = 0,026$; 2' – $n_T = 0,04$; 3 и 3' – $n_T = 0,3$; 4 и 4' – $n_T = 0,7$

материала при стационарном нагружении на уровне максимального напряжения цикла $\sigma_{\max} = \text{const}$.

В конечно-элементном расчете поверхностный слой по глубине разбивается на ряд интервалов. Закон изменения свойств по глубине слоя в первом приближении можно взять линейным или таким же, что получен в работе [3]. Тогда для произвольного j -го интервала определяется k_j , затем значение $k_j S_{B0}$; далее из равенства $S(\sigma_{\max}; n_{эj}) = k_j S_{B0}$ находятся $n_{эj}$ и число циклов до разрушения $N_j = N_M - n_{эj}$ слоя материала с номером j . Подобная процедура используется ниже для описания свойств материала в пластине с отверстием. Формула (1) трансформируется к виду

$$S_B(\sigma_{\max}; n) = k_j S_{B0} - k_\sigma (n_{эj} + n)^m, \quad (5)$$

пригодному для описания деградации свойств материала как в поверхностном слое, так и в основном металле (при $k_j = 1, n_{эj} = 0$).

Приведенная схема расчета долговечности N_M основного металла сохранится в целом и при деформационном подходе, более подходящем для конструкционных сталей. Контролирующим параметром для построения кинетической кривой служит в этом случае предельная деформация ϵ_p , получаемая при растяжении однократных образцов. На рис. 2* приведены результаты испытания исходных (диаграмма 1) и циклически тренированных образцов литой стали 20ГЛ при растяжении в жестком нагружающем устройстве для двух уровней максимального напряжения цикла $\sigma_{\max} = \text{const}$. Образцы тренировались до разного уровня наработки $n_T = n/N_T$, а затем испытывались на одноосное растяжение с построением ПДД. Полные диаграммы деформирования построены в координатах "номинальные напряжения, относительная деформация" [1]. Если изменение предела прочности циклически упрочняющейся стали 20ГЛ протекает немонотонно, то для функции $\epsilon_p(\epsilon_{M1}; n)$ подходит степенная аппроксимация

$$\epsilon_p(\epsilon_{M1}; n) = \epsilon_{PO} - \frac{\epsilon_{PO} - \epsilon_{PM}}{N_M^m} n^m, \quad (6)$$

*Рис. 2 приведен также в статье [1].

где $\epsilon_{PO}, \epsilon_{PM}$ – предельная деформация исходной и вырожденной ПДД, а N_M по-прежнему искомое число циклов до разрушения основного металла образца.

Результаты испытаний на одноосное растяжение не зависят, как известно, от состояния поверхности образца. Деградация ПДД поэтому отражает изменение свойств испытываемого объема материала в целом. Сведений о соотношении предельных деформаций поверхностного слоя и основного металла нет. Однако, опираясь на приведенные опытные данные о деградации ПДД стали 20ГЛ, можно иначе оценить число циклов N_M , а затем и пластические свойства поверхностного слоя.

Диаграммы 2', 3' и 4' на рис. 2 построены после тренировки на уровне максимального напряжения пульсирующего цикла $\sigma_{\max} = 335$ МПа. Среднее число циклов до разрушения образца составило $N_1 = 46\,200$. Нагружение малого однократного образца было кинематическим ввиду высокой жесткости установки. Число циклов до зарождения трещины N_{T1} , составившее $0,72N_1 = 33\,264$, определялось по заметному снижению амплитуды нагрузки перед появлением видимой усталостной трещины. По числу циклов N_{T1} корректировалась наработка для опытных диаграмм и строилась экспериментальная зависимость $\epsilon_p(\epsilon_{M1}; n_T)$ при максимальной деформации цикла $\epsilon_{M1} = \sigma_{\max1}/E = 0,00167$, где E – модуль упругости стали.

В редакторе Excel для опытной зависимости $\epsilon_p(\epsilon_{M1}; n_T)$ получено аппроксимирующее выражение

$$\epsilon_p(\epsilon_{M1}; n_T) = 0,3884 - 0,0982n_T - 0,0812n_T^2. \quad (7)$$

Из решения уравнения (7) при условии усталостного разрушения в деформационном подходе $\epsilon_p(\epsilon_{M1}; N_M) = \epsilon_{PM1}$ и находится искомое значение $N_M = 53\,600$ циклов. Предельная деформация $\epsilon_{PM1} = 0,005$ вырожденной ПДД принималась равной $3\epsilon_{M1}$ в соответствии с отношением модуля упругости к модулю спада $E/D = 2:1$. Модуль спада D определялся экспериментально как угол наклона падающей ветви ПДД к отрицательному направлению оси деформации (см. рис. 2). Далее из выражения (3) находятся $n_э = N_M - N_T = 21\,400$, соответствующая наработка $n_{Tn} = 0,66254$ и, наконец, по формуле (7) предельная деформация материала поверхностного слоя $\epsilon_{pn} = \epsilon_p(\epsilon_{M1}; n_{Tn}) = 0,2877$. Предельная деформация нетренированного материала ϵ_{PO} в соответствии с диаграммой 1 на рис. 2 равна 0,3884. Соотношение предельной деформации поверхностного слоя и основного металла $\epsilon_{pn}/\epsilon_{PO} = 0,74$ приблизительно то же, что полученное ранее для предела текучести [3]. Для уровня $\sigma_{\max2} = 260$ МПа подобный расчет дает отношение 0,72.

Установленная разница в свойствах поверхностного слоя и основного металла образца представляется значительной и должна учитываться в расчетах эле-

ментов конструкций на выносливость. В практике конструирования горных машин широко применяются элементы с концентратором напряжений в виде кругового отверстия. При постановке задачи об усталостном разрушении пластины с отверстием, как типового конструктивного элемента, разными принимались не только исходные свойства основного металла и поверхностного слоя. Различной была и кинетика протекающих в них усталостных процессов, определяемая формулой (5). Напряженное состояние пластины с отверстием определялось в пакете прикладных программ ANSYS.

В случае регулярной циклической нагрузки на верхнем и нижнем краях стальной пластины шириной 30 мм приведенные соотношения позволяют находить поле сопротивлений во всех конечных элементах пластины вплоть до усталостного разрушения, определяемого равенством

$$S_B(\sigma_{\max}, N_j) = \sigma_{\max}, \quad (8)$$

имеющего смысл критерия усталостного разрушения. Нетрудно заметить, что критерий (8) является обобщением принятого критерия статической прочности.

К конечным элементам на краю отверстия диаметром 3 мм (рис. 3, см. 4-ю стр. обложки), где действуют напряжения максимальной интенсивности, при выполнении условия (8) применялась операция деактивации, что связывалось с зарождением усталостной трещины. Смысл этой операции заключается в том, что деактивированным элементам присваивались упругие свойства, при которых они практически не оказывали сопротивления деформированию.

После усталостного разрушения элемента циклирование условно останавливалось. Определялось новое напряженное состояние пластины с отверстием и с зародившейся трещиной при максимальной нагрузке цикла. Если при этом в каких-то элементах нарушалось условие статической прочности, то они также деактивировались. Заново решалась статическая краевая задача, проверялось условие прочности и т.д. до тех пор, пока во всех уцелевших элементах условие прочности оказывалось выполненным, что свидетельствовало о достижении состояния равновесия пластины с трещиной в новом напряженном состоянии. После этого продолжалось циклирование до выполнения условия (8) в каком-либо конечном элементе. Отсутствие нового состояния равновесия пластины на любом этапе расчета связывалось с ее разрушением.

Поскольку усталостное разрушение любого конечного элемента приводит к перераспределению напряжений в пластине, необходимо тем или иным способом суммировать усталостные повреждения. По аналогии с работой [1] эквивалентность двух состояний материала при разной истории нагружения устанавливалась равенством сопротивлений. Переход с одного уровня напряжений на другой связывался с переходом с одной кинетической кривой на другую и сменной интенсивности деградации прочности. Такой прием позволяет избежать применения линейной гипотезы суммирования повреждений и проследить

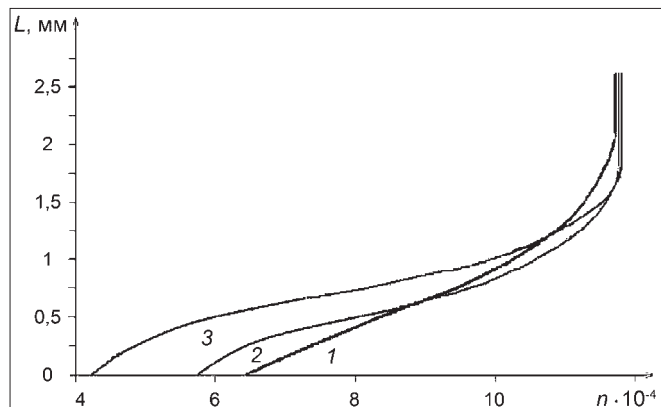


Рис. 4. Рост усталостной трещины в пластине с отверстием

за снижением сопротивления в элементах вплоть до разрушения.

На рис. 4 приведены кинетические кривые развития трещины в поперечном сечении пластины с отверстием, параметризованные значением коэффициента k снижения сопротивления в крайнем конечном элементе. Кривая 1 — без учета аномалии свойств, кривые 2 и 3 — при $k = 0,7$ и $k = 0,5$. Состояние поверхностного слоя слабо влияет на долговечность пластины, увеличивая продолжительность стадии развития трещины за счет уменьшения числа циклов до ее появления. С понижением прочности поверхностного слоя трещина зарождается раньше, но развивается в менее поврежденном металле дольше.

Проведенная детализация усталостного процесса в элементе конструкции с концентратором напряжений, выполненная в континуальной постановке задачи, доведена до расчета долговечности и живучести реальной детали. В этом состоит коренное отличие разрабатываемого подхода от физических методов исследования стадийности и механизмов усталостного разрушения металлов. Вместо одного постоянного по величине коэффициента состояния поверхности детали, принятого в "классической" теории усталости, для уточнения расчетов предлагается явно учитывать не только градиент свойств на поверхности, но и разницу в кинетике их деградации.

Методика учета аномалии свойств поверхностного слоя опирается на экспериментальные данные. Тем не менее, требуются прямая экспериментальная проверка условия эквивалентности циклического состояния материала при разной истории нагружения, проверка закона распределения свойств по глубине слоя и прогноза долговечности элемента конструкции в условиях стендовых испытаний.

Список литературы

1. Миронов В.И., Якушев А.В., Лукашук О.А., Боярских Г.А. Усталостный расчет элементов конструкции горных машин с учетом деградации свойств конструкционных материалов при циклическом нагружении // Горное оборудование и электромеханика. 2008. № 3. С. 46–50.
2. Tompson N., Wadsworth N.I., Louat N. Phil. Mag. V. 1, 1956. P. 113–125.
3. Прокопенко А.В., Торгов В.Н. Поверхностные свойства и предел выносливости металла. Сообщение 1. Зависимость предела текучести от глубины слоя // Проблемы прочности. 1986. № 4. С. 28–34.

УДК 622.684

В.И. Галкин, д-р техн. наук, проф., МГГУ, В.А. Рассказов, начальник аналитического центра, Лебединский ГОК

Многофакторный анализ показателей надежности карьерных автосамосвалов большой грузоподъемности

Рассмотрены показатели надежности карьерных автосамосвалов, работающих на Лебединском ГОКе, с учетом элементов времени их нахождения в различных состояниях. Для этого использованы основные показатели надежности – коэффициент готовности и коэффициент технического использования. Показатели надежности представлены за определенный период и как функции некоторых элементов времени.

Ключевые слова: автосамосвал, показатель, надежность, наработка на отказ, время восстановления, коэффициент использования оборудования, фонд рабочего времени, списочный парк машин, рабочее время, надежность процесс, коэффициент аварийности.

V.I. Galkin, Moscow State Mining University, V.A. Rasskazov, "Lebedinsky GOK" JSC

The Multifactoral Analysis of Indicators of Reliability of Open – Cast Mine Dump Trucks of the Large Load Capacity

Indicators of reliability of open-cast miny dump trucks working at Lebedinsky GOK are considered taking into account the elements of time of their finding in various conditions. The basic indicators of reliability-factor of readiness and factor of technical use are used for this purpose. Reliability indicators are presented for the certain as function of some elements of time.

Keywords: open cast miny dump trucks, an indicator, reliability, a time between refusals, time of restoration, equipment operating ratio, fund of working time, list structure of cars, working time, process of reliability, factor of breakdown rate.

Карьерные автосамосвалы большой грузоподъемности – техника весьма дорогостоящая, поэтому задача повышения эффективности их использования всегда актуальна.

Показатели надежности машины определяются через элементы времени нахождения ее в различных возможных состояниях. Поэтому задача прогнозирования показателей надежности сводится к установлению теоретических и эмпирических связей между этими элементами времени и характеристиками условий эксплуатации. Рассмотрим элементы эксплуатационного времени в связи с определением различных показателей надежности машин.

Основными показателями надежности восстанавливаемых изделий являются коэффициент готовности и коэффициент технического использования. Согласно ГОСТ 27.002–89 "Надежность в технике. Основные понятия. Термины и определения", эти коэффициенты определяются, как

$$K_T = \frac{T_p}{T_p + T_B}; \quad (1)$$

$$K_{T.и} = \frac{T_p}{T_p + T_B + T_{ТОР}}, \quad (2)$$

где T_p – средняя наработка изделия на отказ; T_B – среднее время восстановления после отказа; $T_{ТОР}$ – затраты времени на техническое обслуживание (ТО) и ремонт изделия за период календарного времени, в течение которого выполняется наработка T_p .

Коэффициент готовности различают как стационарный (вероятность того, что изделие окажется работоспособным в произвольный момент времени, исключая периоды плановых простоев), так и стационарный, определяемый по формуле (1). Также следует учесть, что наработка в моточасах не всегда равна времени работоспособного состояния машины, даже в период ее планового использования.

В то же время, в отраслевой документации ГОСТ допускается использование более детальной классификации технических состояний изделия, не противоречащей ГОСТ. Так, в международных стандартах ИСО, МЭК и ЕОКК различают в работоспособном состоянии рабочее и нерабочее состояния. Причем "нерабочее" состояние подразделяют на состояние "дежурства" и состояние планового простоя. В свою оче-

редь, неработоспособное состояние делят на состояние непланового ремонта после отказа или планового ТО или ремонта (между ними не проводят границы) и на состояние простоя по организационным причинам.

Принятая в международных стандартах классификация элементов эксплуатационного времени, видимо, обусловлена необходимостью согласовать ее с подобной классификацией, принятой при нормировании производительности труда и расчете технико-экономических показателей производства. При этом обычно известна наработка за определенный календарный период, а не средняя. В отечественной практике также применяется система элементов эксплуатационного времени, отличная от приведенной в начале статьи. Так, в практике работы автотранспортных предприятий используются два коэффициента, характеризующие соответственно эффективность работы служб технической и производственной эксплуатации – коэффициент технической готовности и коэффициент использования оборудования:

$$K_{\text{ТГ}} = \frac{\Phi_{\text{И}}}{\Phi_{\text{СП}}}; \quad (3)$$

$$K_{\text{ИО}} = \frac{\Phi_{\text{Ф}}}{\Phi_{\text{СП}}}, \quad (4)$$

где $\Phi_{\text{СП}}$ – фонд рабочего времени списочного парка машин; $\Phi_{\text{И}}$ – фонд рабочего времени "исправных" машин (не состоящих в плановых ТО и ремонтах и неплановых ремонтах – при восстановлении после отказа); $\Phi_{\text{Ф}}$ – фактически обработанное суммарное время парка машин.

В практике эксплуатации карьерных автосамосвалов при определении $K_{\text{ИО}}$ из фонда рабочего времени списочного парка машин исключают время нахождения их на плановом ТО или ремонте.

Как видно, на основе элементов времени, используемых в производственной эксплуатации машин (а именно они фиксируются автоматизированными системами управления горно-транспортным оборудованием), невозможно определить их показатели надежности по формулам (1) и (2). Поэтому задача факторного анализа изменения этих показателей и прогнозирования их величины связана с выражением одних элементов эксплуатационного времени через другие.

Попытки создать универсальную классификацию элементов эксплуатационного времени предпринимались давно. Так, критикуя классификацию, данную проф. Е.С. Кузнецовым [1], авторы работы [2] предложили для транспортных средств общего назначения следующую классификацию, претендующую на компромисс между технической и производственно-экономической классификациями:

$$\begin{aligned} T &= t_{\text{Р}} + t_{\text{Н}} = (t_{\text{РИ}} + t_{\text{РН}}) + (t_{\text{НИ}} + t_{\text{НН}}) = \\ &= (t_{\text{РИЭ}} + t_{\text{РИН}} + t_{\text{РНИ}} + t_{\text{РНН}}) + (t_{\text{НИ}} + t_{\text{НИП}} + t_{\text{ННИ}}), \end{aligned} \quad (5)$$

где T – календарная продолжительность периода эксплуатации автомобиля; $t_{\text{Р}}$ – планируемое рабочее

время автомобиля; $t_{\text{Н}}$ – планируемое межсменное (нерабочее) время (по режиму работы предприятия); $t_{\text{РИ}}$, $t_{\text{НИ}}$ – периоды "исправного" состояния автомобиля в рабочее и нерабочее время; $t_{\text{РН}}$, $t_{\text{НН}}$ – соответственно периоды "неисправного" состояния.

Под "неисправным" состоянием понимаются плановое ТО и ремонт, а также восстановление после отказа.

Третий индекс "Э", "Н", "П" означает соответственно периоды, когда автомобиль эксплуатируется, не эксплуатируется и находится в плановом ТО или ремонте. Нужно отметить, что некорректный термин "неисправное состояние" применяется к автомобилю, находящемуся на плановом ТО или ремонте или на восстановлении после отказа (неработоспособному по ГОСТ), во всех автоматизированных системах управления горно-транспортным оборудованием.

В работе [2] справедливо указывается, что при вычислении показателей надежности автомобилей необходимо указывать: за какой период времени они определены.

Классификация элементов времени (5) позволяет определить показатели надежности автотранспорта общего пользования, хотя и противоречит ГОСТ в части терминологии. Для условий эксплуатации автомобилей на карьерах необходимо дополнительно учитывать плановые и неплановые простои машин, связанные с режимом работы конкретного производственного участка (проведение массовых взрывов, простои экскаваторов, переполнение промежуточного склада и т.п.).

Таким образом, классификацию элементов эксплуатационного времени необходимо строить в зависимости от режимов технической и производственной эксплуатации. При этом противоречивость существующих стандартизованных и нестандартизованных классификаций связана с отсутствием системной модели формирования показателей надежности автомобилей. Такую модель можно построить, в частности, на основе логической модели надежности, предложенной в работе [3]. Модель предполагает формирование показателей надежности машин в результате взаимодействия процессов эксплуатации нескольких иерархических уровней.

На первом уровне имеет место надежностный процесс, относящийся к самой машине. Этот процесс представляет собой ступенчатую функцию времени, принимающую только два значения: 1, если машина работоспособна, и 0, если произошел отказ и идет процесс восстановления. На этот процесс воздействует режим технической эксплуатации автомобиля – такой же единственный, ступенчатый процесс, отражающий периоды простоев в связи с плановыми ТО и ремонтами. Результат описывается не простым произведением, а логической композицией двух процессов (см. работу [3]). Аналогичным образом на результирующий процесс воздействует режим производственной эксплуатации участка, на котором работает машина, отражающий плановые и неплановые простои участка. Окончательно процесс эксплуатации машины формируется под воздействием процесса высшего иерархического уровня – режима ра-

боты предприятия. Не останавливаясь на подробностях модели, вернемся к рассматриваемой теме.

Таким образом, показатели надежности карьерных автосамосвалов, вычисленные за определенный календарный период, являются функциями нескольких элементов времени. И при многофакторном анализе показателей надежности необходимо учитывать различный характер зависимости этих элементов времени от факторов эксплуатации. Система факторов, характеризующих условия эксплуатации карьерных автосамосвалов, хорошо изучена, для некоторых элементов эксплуатационного времени (время плановых ТО, ремонтов и внеплановых ремонтов) определены зависимости от параметров условий эксплуатации по статистическим данным работы большого парка автомобилей [4]. Из этих данных следует, в частности, что наиболее значимой является зависимость от наработки машин с начала их эксплуатации ("возраста" машин). Необходимо отметить, что приведенные в этой работе данные требуют уточнения, так как относятся к устаревшим маркам машин и предполагают соблюдение периодической системы ТОР, тогда как в настоящее время ТО и ремонты планируются в зависимости от технического состояния автомобиля.

При многофакторном анализе комплексных показателей надежности (таких, например, как коэффициент готовности) за определенный календарный период имеет смысл:

- рассматривать удельные величины простоев по различным причинам, отнесенные к наработке в моточасах;
- выделить условно постоянные и условно переменные удельные простои при изменении факторов эксплуатации;
- условно постоянные удельные простои определить по действующим нормативам предприятия и завода-изготовителя или по статистическим данным — как постоянную, характерную для данного предприятия;
- между условно переменными составляющими удельных простоев установить корреляционные связи;
- определить условно переменные составляющие, имеющие статистически устойчивые зависимости от факторов эксплуатации (робастные переменные), и принять их в качестве основных переменных при прогнозировании показателей надежности; остальные переменные выразить через основные, используя корреляционные связи между ними.

Например, опыт эксплуатации автосамосвалов большой грузоподъемности типа БелАЗ-75131 на Лебединском ГОКе показал, что робастными характеристиками их надежности являются коэффициент аварийности $K_{ав} = T_{в}/T_{р}$ и суммарная наработка в моточасах с начала эксплуатации. С ними хорошо коррелирована величина удельных простоев при плановых ТО и ремонтах. Простои по организационным причинам, связанные с режимом работы эксплуатационного участка, являются условно постоянной величиной по отношению к календарному времени эксплуатации машин. При этом простои машин до введения в эксплуатацию после отказа и восстановления линейно зависят от чистого времени работы на перевозке.

К вышесказанному необходимо сделать два замечания. Во-первых, как указывалось выше, наработка автомобиля в моточасах не равна времени его работоспособного состояния, даже в период его планируемого использования. Поэтому более корректно определять сначала не коэффициент готовности по формуле (1), а коэффициент простоев $K_{п} = 1 - K_{г}$. К тому же, коэффициент простоев при обычных значениях $K_{г}$, близких к единице, более чувствителен к изменению уровня надежности машины. Во-вторых, зависимости элементов эксплуатационного времени от условий эксплуатации и корреляционные связи между элементами времени, установленные по данным производственной эксплуатации, относятся только к конкретному режиму технической и производственной эксплуатации. Возможность и способ распространения этих результатов на другие режимы эксплуатации дает сопоставление соответствующих им моделей формирования показателей надежности, принципы построения которых рассмотрены нами выше.

Список литературы

1. Кузнецов Е.С. Техническое обслуживание и надежность автомобилей. М.: Транспорт, 1972. 224 с.
2. Прудовский Б.Д., Ухарский В.Б. Управление технической эксплуатацией автомобилей по нормативным показателям. М.: Транспорт, 1990. 239 с.
3. Галкин В.И. Системная модель надежности ленточного конвейера / В кн. Современная теория ленточных конвейеров горных предприятий М.: Изд-во МГГУ, 2005. С. 357–390.
4. Казарез А.Н., Кулешов А.А. Эксплуатация карьерных автосамосвалов с электромеханической трансмиссией. М.: Недра, 1988. 264 с.

Крутонаклонные ленточные конвейеры с прижимной лентой на горных предприятиях

Рассмотрены область применения и конструктивные особенности крутонаклонных конвейеров с прижимной лентой. Показано, что разработанные в настоящее время методы расчета и программное обеспечение позволяют выбрать и обосновать конструктивную схему конвейера в зависимости от требуемой производительности, конфигурации трассы и условий эксплуатации, рассчитать геометрические и силовые параметры выбранной конструктивной схемы. Обоснованы возможность и необходимость выпуска крутонаклонных конвейеров с прижимной лентой на заводах Российской Федерации.

Ключевые слова: область применения, конструктивные особенности, крутонаклонный конвейер с прижимной лентой, конструктивная схема, радиус переходной кривой, механические характеристики ленты, программное обеспечение.

E.E. Sheshko, Moscow State Mining University

High Angle Sandwich Belt Conveyors at Mining Enterprises

The sphere of utilization and design features of high angle sandwich belt conveyors are considered. It is shown that the methods of calculation developed now and the software allows to select and substantiate the constructive scheme of conveyor depending on required productivity, configuration of a line and service conditions. It also allows to calculate geometrical and power parameters of the selected constructive scheme. The methods of definition of radius of transitional curves at high angle sandwich belt conveyors are examined. Possibility and necessity of release of high angle sandwich belt conveyors at factories of the Russian Federation is shown.

Keywords: sphere of utilization, design features, high angle sandwich belt conveyor, constructive scheme, radius of transitional curve, mechanical characteristics of belts, software.

Расширение и ужесточение современных требований к охране окружающей среды и освоению недр поставили на повестку дня необходимость использования на горных предприятиях крутонаклонных конвейеров и, в частности, крутонаклонных конвейеров с прижимной лентой. Существующие системы технологического транспорта, особенно на глубоких карьерах, обуславливают резкое увеличение длины транспортирования и чрезвычайно усиливают негативное воздействие на окружающую среду. Крутонаклонные конвейеры с прижимной лентой не только на порядок снижают длину транспортирования и упрощают транспортную трассу, но и значительно улучшают экологическую ситуацию горного предприятия.

Крутонаклонные конвейеры с прижимной лентой в большой степени унифицированы со стандартными ленточными конвейерами, способны работать под углами наклона до 90° , иметь нестандартную конфигурацию. Горная масса при транспортировании герметично закрыта между грузовой и прижимной лентами. Последнее обстоятельство обуславливает эффективность таких конвейеров во многих случаях, когда требуется избежать пыления при транспортировании (цементные заводы, городское строительство, транспортирование золы и т.д.).

В эксплуатации находятся уже более сотни крутонаклонных конвейеров с прижимной лентой в разных

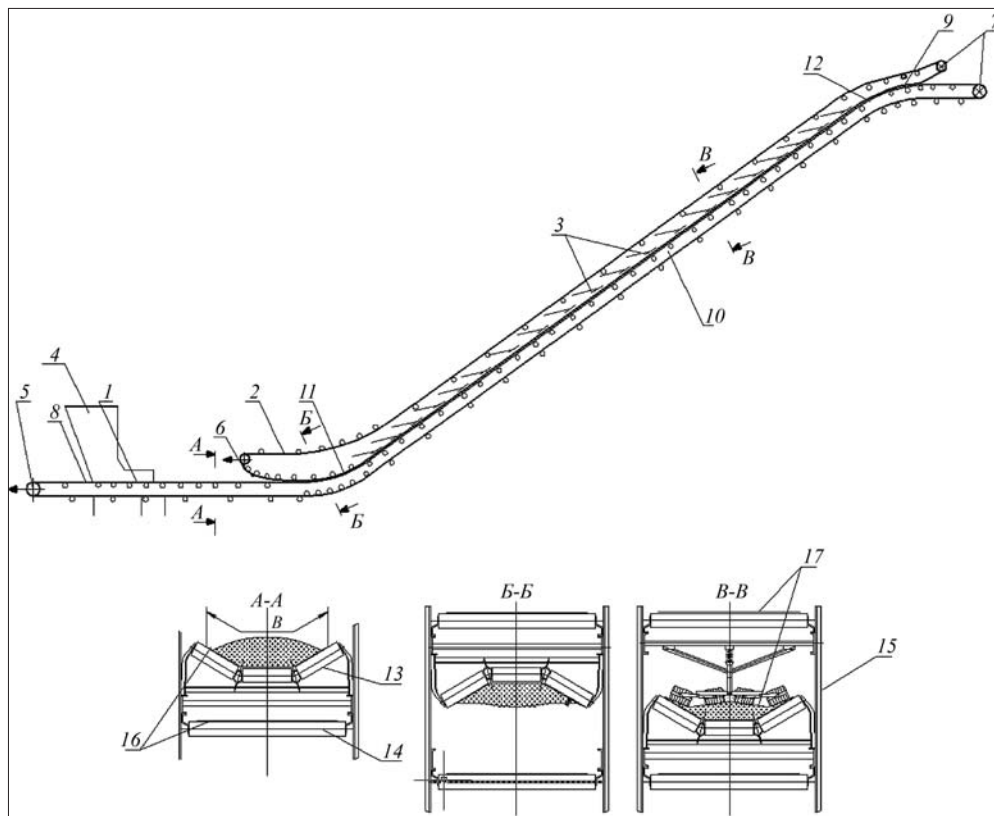
отраслях промышленности, из них меньше десятка — на карьерах и шахтах, значительно больше — в поверхностном комплексе горных предприятий и транспортных схемах заводов, фабрик, городских объектов (в основном фирм "Continental Conveyor & Equipment Company", "Dos Santos International" и др.). Схема такого конвейера представлена на рис. 1.

Два традиционных привода 7 для двух ленточных контуров грузевого 1 и прижимного 2 дают возможность создания установок с высокими мощностями, высотой подъема одним ставом при современной прочности лент до 300 м, а возможность реализации значительных скоростей движения (3...6 м/с) — с высокими производительностями (до 15 000 м³/ч). Размер максимального куска в эксплуатирующихся установках составляет 250...300 мм.

Горная масса поступает с загрузочного устройства 4 на горизонтальный или слабонаклонный загрузочный участок 8. Грузеная ветвь контура 1, опирающаяся на этом участке на трехроликовые опоры (сечение А—А), транспортирует горную массу до переходного участка 11, на котором груз удерживается только силой прижатия грузонесущей ленты к прижимной ленте контура 2 (сечение Б—Б). После переходного участка горная масса попадает на крутонаклонный участок 10 конвейера, где для удержания груза устанавливаются прижимные модули 3 (сечение В—В). После крутонаклонного уча-

Рис. 1. Схема крутонаклонного конвейера с прижимной лентой:

1 – грузный контур конвейера; 2 – прижимной контур конвейера; 3 – прижимные модули; 4 – загрузочное устройство; 5 – разгрузочное устройство; 6 – натяжные устройства; 7 – приводы для грузного и прижимного контуров; 8 – загрузочный участок; 9 – разгрузочный участок; 10 – крутонаклонный участок; 11 – нижний переходный участок; 12 – верхний переходный участок; 13 и 14 – верхние и нижние роликоопоры грузного контура; 15 – металлоконструкция; 16 – верхние и нижние роликоопоры грузного контура; 17 – верхние и нижние ветви прижимного контура



стка горная масса поступает на переходный разгрузочный участок 12, на котором прижимная лента постепенно снимается с материала.

Последние годы появляются проекты применения таких конвейеров для подъема из глубоких карьеров и в странах СНГ.

Имеются предложения по созданию крутонаклонного конвейера с прижимной лентой со стороны заводов ОАО "АЗОВМАШ", ЗАО "Новокаматорский машиностроительный завод" и др.

Например, ЗАО "Новокаматорский машиностроительный завод" предлагает крутонаклонные ленточные конвейеры с прижимной лентой с широким диапазоном параметров: производительностью до 7000 м³/ч, шириной конвейерной ленты до 2000 мм, мощностью привода до 5000 кВт, высотой подъема до 270 м, углом наклона трассы конвейера до 25...36°. ОАО "АЗОВМАШ" создал перегружатель с крутонаклонным конвейером с прижимной лентой производительностью 3500 т/ч на высоту подъема 30 м.

Можно утверждать, что предложения по созданию крутонаклонных конвейеров с прижимной лентой достаточно обоснованы. В многочисленных отечественных (в том числе и Московского государственного горного университета) и зарубежных трудах разработаны основы создания установок такого типа. Рассмотрено напряженное состояние груза на крутонаклонном участке конвейера, обоснованы величина необходимого давления прижимной ленты или прижимных модулей на груз, варианты загрузки конвейеров с прижимной лентой, исследованы вопросы со-

вместного движения грузонесущей и прижимной лент, распределение мощности между приводами обоих контуров и ряд других вопросов [1–3].

Доказано, что энергоемкость конвейеров с прижимной лентой не превышает энергоемкость стандартного ленточного конвейера, суммарная прочность лент обоих контуров на 15 % меньше прочности ленты, необходимой для стандартного ленточного конвейера (на одну высоту подъема), и суммарная длина их меньше при угле подъема более 38°.

Таким образом, затраты на конвейерные ленты аналогичны (или даже меньше), чем для стандартного ленточного конвейера на ту же высоту подъема. Однако крутонаклонные конвейеры с прижимной лентой имеют несколько большую металлоемкость. При одинаковой высоте подъема масса металлоконструкций таких конвейеров на 65...70 % больше, чем у стандартного ленточного конвейера [1].

Имеются и другие вопросы, которые требуют дополнительного исследования и неизбежно появятся при проектировании и совершенствовании конструкции конвейера.

Это обоснование минимальной величины краев лент, свободных от груза, параметры переходных участков конвейера, минимальное натяжение лент и некоторые другие.

Например, очевиден возможный разброс величины площади поперечного сечения груза (при одной ширине ленты) в зависимости от размеров краев лент, свободных от груза. Различия в напряжениях ленты по поперечному сечению могут со временем ослабить края ленты и нарушить герметичность груза при про-

хождении ленты в пролете между роlikоопорами. Поэтому обоснование величины краев лент, свободных от груза, играет большую роль в повышении эффективности транспортирования.

Одним из наименее разработанных и сложных узлов крутонаклонного конвейера с прижимной лентой является переходный участок загрузочного узла конвейера, параметры которого в значительной степени определяют объемы горно-капитальных и инженерных работ на карьерах. При определении радиуса переходной кривой фирмы-изготовители пользуются методами, применяемыми для упругих балок.

Учет совместного действия изгибающего момента и растягивающих усилий (натяжение на криволинейном участке $S_{кр}$) позволяет получить величины нормальных напряжений в ленте.

Грузонесущая лента при движении с грузом под действием изгибающего момента подвергается действию растягивающих усилий, прижимная лента — как сжимающих, так и растягивающих усилий. Так как натяжения лент на участках загрузки значительно меньше (максимальных) рабочих, опасности перенапряжения грузонесущей ленты в этом режиме, очевидно, нет. Ограничивающим условием для обоснования радиуса переходной кривой могут явиться только напряжения сжатия в прижимной ленте. В режимах пуска и остановки конвейера, а также при движении конвейера без груза грузонесущая лента на криволинейном участке под действием натяжения с усилием прижимается к прижимной ленте и также подвергается сжимающим и растягивающим усилиям.

Так как конвейерная лента не воспринимает даже незначительные сжимающие усилия (они могут вызвать потерю устойчивости ее формы, образование складок, расслоение прокладок и как следствие резкое снижение срока службы) во избежание перехода

ленты в зону сжимающих натяжений, минимум натяжения принимается примерно 6 Н/мм ширины ленты ($S_{кр}$), что соответствует примерно напряжению $\sigma_{\min} \approx 350 \text{ кН/м}^2$ [4].

Суммарное напряжение ленты от натяжения и изгиба составляет, как известно,

$$\sigma_{\text{сум}} = \frac{S_{кр}}{F_{л}} \pm \frac{MY}{I}, \quad (1)$$

где M — изгибающий момент в вертикальной плоскости ($M = EI/R$); $S_{кр}$ — натяжение на криволинейном участке; Y — расстояние от нейтральной оси до рассматриваемого участка ленты; $F_{л}$ — площадь поперечного сечения ленты (рис. 2).

Выражая изгибающий момент через динамический модуль упругости 1 мм ширины прокладки ленты (E_0), момент инерции I и радиус изгиба (R), площадь поперечного сечения ленты произведением числа прокладок (i) на ширину (B), расстояние от нейтральной оси до рассматриваемого участка через параметры роlikоопоры (угол наклона боковых роlikов φ) и ширину ленты, можно получить величину минимально допустимого радиуса переходного участка, при котором ленты не будут подвергаться сжимающим усилиям:

$$R \geq \frac{B^2 E_0 i \sin \varphi}{9(S_{кр} - 6B)}, \quad (2)$$

где $6B$ соответствует S_{\min} (Н).

Величины радиусов переходных участков были рассчитаны по формуле (2) для конвейера, расположенного под углом подъема $\beta = 43^\circ$, производительностью 2000 т/ч (насыпная плотность $\gamma_p = 1,9 \text{ т/м}^3$, высота подъема 100 м). Расчеты показали, что лимитирующими являются радиусы переходного участка

грузонесущей ленты (определенные из условия предотвращения минимальных напряжений в ленте). Их значения для лент с различными модулями упругости приведены на рис. 3.

Рассмотрение конвейерной ленты как упругой балки предполагает ряд допущений, которые искажают реальное напряженное состояние ленты.

Лента изогнута не только в продольном, но и в поперечном направлении и представляет собой ортотропную оболочку, причем у лент одной прочности, имеющих один и тот же продольный модуль упругости, могут быть разные поперечные модули.

Математическая модель напряженного состояния грузонесущей и прижимной лент в этом случае описывается системой уравнений в частных производных, варьируемыми параметрами

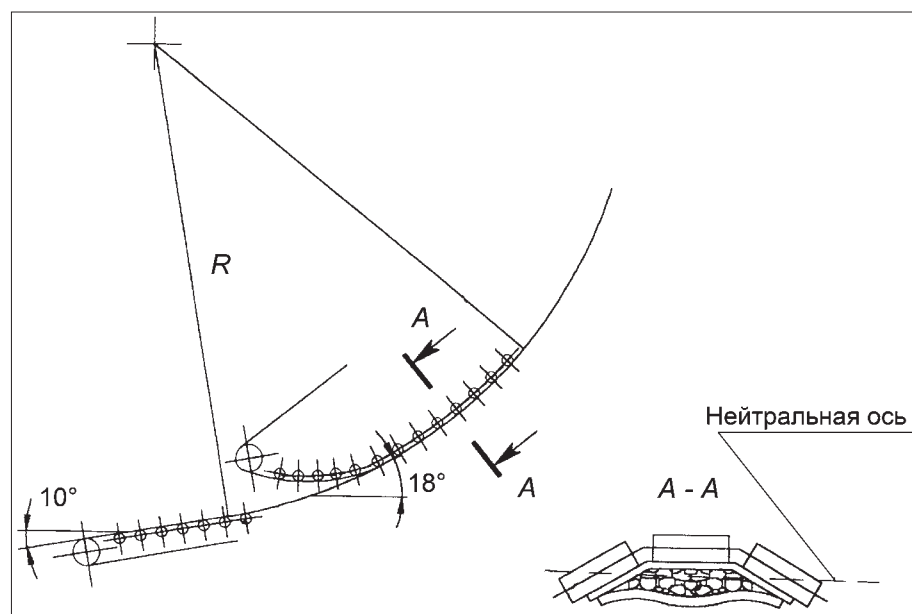


Рис. 2. Схема переходного участка крутонаклонного конвейера с прижимной лентой

в которых являются модули упругости лент в продольном и поперечном направлениях, коэффициенты Пуассона и нагрузки, действующие на ленты. Решение рассматриваемой системы уравнений аналитическим способом представляет значительные трудности, и ввод допущений способен исказить картину сил, напряжений и деформаций, действующих на ленты.

Эффективными методами решения таких задач являются моделирование напряженно-деформированного состояния ленты с использованием методов и программного обеспечения конечно-элементного анализа и рассмотрение напряженного состояния лент на переходном участке крутонаклонного конвейера с прижимной лентой в программном комплексе ANSYS.

Например, значение радиуса переходного участка при расчетном натяжении ленты (с продольным модулем упругости $E = 1350$ Н/мм) на переходном участке 25 кН составит 25 м (см. рис. 3). Для этих условий была построена геометрическая модель ленты (в программном комплексе ANSYS), и в соответствии с конфигурацией ленты и условиями ее движения заданы возможные перемещения ленты. Для конкретных значений плотности ленты, модулей упругости, толщины и коэффициента Пуассона получено напряженное состояние ленты. Модули упругости ленты в поперечном и продольном направлениях были определены экспериментально для ленты соответствующего типа, прочности, числа прокладок и толщины.

На рис. 4, а (см. 4-ю стр. обложки) показана картина напряжений на внутренней, а на рис. 4, б – на внешней стороне переходного участка конвейерной ленты, изогнутой по радиусу в 25 м и при натяжении 25 кН. Цвета рисунка соответствуют напряжениям в паскалях согласно приведенной шкале.

На рис. 4, а видно, что напряжения на внутренней (края и средняя часть ленты) и на внешней сторонах переходного участка конвейерной ленты не только ниже минимально допустимых напряжений, но имеют ярко выраженные зоны сжатия в средней части (синий, голубой и светло-голубой цвета).

Избежать напряжений, меньше допустимых, можно увеличением натяжения на переходном участке (что повлечет увеличение натяжения всей ленты; такой способ целесообразен, если лента имеет запас прочности несколько больше номинального), увеличением радиуса переходной кривой (что приведет к увеличению длины переходного участка) и комбинацией этих двух способов.

Постепенное увеличение натяжения на переходном участке конвейерной ленты позволило вывести все части ее из зоны напряжений ниже минимально допустимых напряжений только при натяжении, равном 50 кН (рис. 5, см. 4-ю стр. обложки).

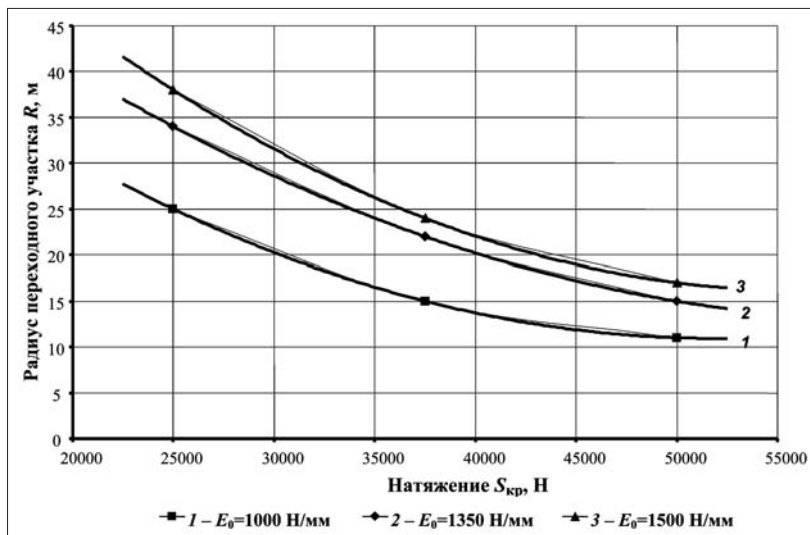


Рис. 3. Радиусы переходной кривой для конвейера производительностью 2000 т/ч при различных модулях упругости ленты

Величины напряжения при этом плавно меняются от $\sigma = 400$ кН/м² на внутренней поверхности участка до $\sigma = 4500$ кН/м² – на внешней.

Постепенное увеличение радиуса переходного участка конвейера (при расчетном натяжении ленты 25 кН) позволило вывести все части ее из зоны напряжений ниже минимально допустимых только при величине радиуса, равной 35 м. Величины напряжений при этом изменяются в пределах от $\sigma \approx 380$ до $\sigma \approx 3000$ кН/м².

При увеличении натяжения ленты на переходном участке сверх расчетного значения на 10 кН напряженное состояние ленты может удовлетворять требованиям при радиусе переходной кривой 30 м.

Минимально допустимые радиусы переходных кривых, полученные в результате моделирования напряженного состояния конвейерной ленты в программном пакете ANSYS, превышают рассчитанные по формуле (2) на 30...40 % [3].

Анализ ряда моделей напряженного состояния конвейерных лент (с продольными модулями упругости $E_x = (2...5) \cdot 10^8$ Па и поперечными модулями $E_y = 0,2E_x$) конвейеров производительностью 2000...7500 т/ч позволил сделать вывод, что радиус переходного участка зависит от упругих свойств ленты и натяжения 1 мм ширины одной прокладки ленты на этом участке. Этот факт дал возможность установить зависимости радиуса переходного участка от натяжения 1 мм ширины одной прокладки ленты на этом участке (рис. 6). Полученные параболические кривые рабочей зоной имеют нисходящую ветвь параболы с минимумом в зоне натяжений, равных ≈ 8 Н на 1 мм ширины одной прокладки ленты (т.е. порядка 65...150 кН на ленту), что, как правило, значительно превышает натяжение ленты на переходном загрузочном участке.

Анализ полученных данных показал, что, меняя продольный и поперечный модули упругости лент и

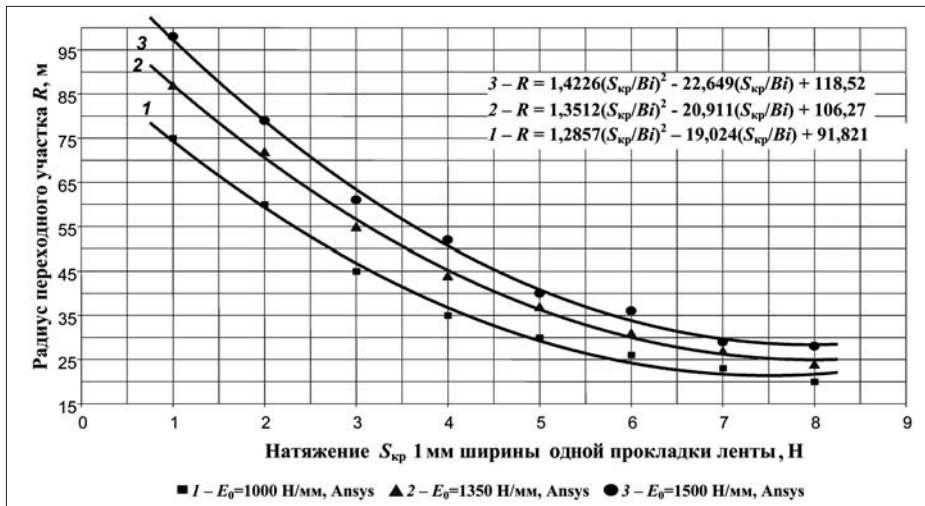


Рис. 6. Зависимость радиуса R переходного участка крутонаклонного конвейера с прижимной лентой от натяжения 1 мм ширины одной прокладки ленты

натяжение на переходном участке, можно обеспечить радиус переходной кривой конвейера для современных типов лент в пределах 25...70 м.

Таким образом, используя методы расчета и программное обеспечение, разработанные на кафедре "Горная механика и транспорт" Московского государственного горного университета, можно выбрать и обосновать конструктивную схему конвейера в зависимости от требуемой производительности, конфигурации трассы и условий эксплуатации, рассчитать геометрические и силовые параметры выбранной конструктивной схемы крутонаклонного конвейера с прижимной лентой.

Велика потребность в крутонаклонных конвейерах с прижимной лентой в России и СНГ. Можно пред-

положить, что наладка их выпуска на заводах РФ, имеющих большой опыт производства стандартных ленточных конвейеров, сделает стоимость крутонаклонных конвейеров с прижимной лентой на порядок ниже зарубежных.

Список литературы

1. **Шешко Е.Е., Картавий А.Н.** Substantiation of energy and material consumption of sandwich belt high angle conveyor with using of computers. Доклад на 2-м региональном Симпозиуме по применению компьютеров в горной промышленности, APCOM, М. 1997.
2. **Dos Santos J.A.** Sandwich Belt High Angle Conveyors According to the Expanded Conveyor Technology. J. Bulk Solids Handling, Vol. 20. № 1. USA 2000.
3. **Атакулов Л.Н.** Определение рациональных параметров переходного участка крутонаклонного конвейера с прижимной лентой // Горное оборудование и электромеханика. 2007. № 8. С. 42–44.

www.MVK.ru
(499) 995-05-95

4-я МЕЖДУНАРОДНАЯ
 СПЕЦИАЛИЗИРОВАННАЯ
 ВЫСТАВКА ВАКУУМНОЙ
 ТЕХНИКИ, МАТЕРИАЛОВ
 И ТЕХНОЛОГИЙ

ВАКУУМТехЭкспо 2009

www.vacuumtechexpo.ru

18-20 МАРТА

4-й Международный специализированный салон «Криогенная техника»
 Международный специализированный салон «Нанотехнологии и наноматериалы»

Москва, КВЦ «Сокольники»

Почтовый адрес:
107113, Москва, Сокольнический Вал, 1, павильон 4

Организаторы:
ЗАО «МЕЖДУНАРОДНАЯ
ВЫСТАВОЧНАЯ
КОМПАНИЯ»
НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ИНСТИТУТ ВАКУУМНОЙ ТЕХНИКИ
ИМ. С.А. ВЕКИШИНСКОГО

При содействии:
◆ **СОКОЛЬНИКИ**
МОСКОВСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО
ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА им. Н.Э. БАУМАНА (МГТУ)
МОСКОВСКОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА
(ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ) - МЭИ (ТУ)

Дирекция выставки:
Тел./факс: (495) 925-34-42, 995-05-95, e-mail: vtmv@mvk.ru

Интернет - спонсор:

Информационный спонсор:

Информационная поддержка:
-ВАКУУМНАЯ ТЕХНИКА И ТЕХНОЛОГИИ-
-НАНО- И МИКРОСИСТЕМНАЯ ТЕХНИКА-

РЕГИОНАЛЬНЫЕ ПРЕДСТАВИТЕЛЬСТВА ЗАО «МВК»: МВК СЕВЕР-ЗАПАД: +7 (812) 332-15-24, МВК УРАЛ: +7 (343) 371-24-76, МВК ВОЛГА: +7 (843) 291-75-89, МВК СИБИРЬ: +7 (383) 226-53-17, МВК ЮГ: +7 (863) 234-52-45

Динамические проблемы карьерных роторных экскаваторов и их решение

Выполнен анализ предложений, направленных на подавление динамических явлений в роторных экскаваторах путем использования специальных устройств для диссипации энергии колебаний. Показана их неэффективность. Установлено, что закономерности колебаний не укладываются в рамки моделей силового или стохастического резонанса. Обоснована автоколебательная модель колебаний. Модель позволила впервые теоретически определить рациональные конструктивные параметры режущего оборудования, обеспечивающие эффективное подавление динамических явлений силами, возникающими непосредственно в процессе резания забоя.

Ключевые слова: роторный экскаватор, процесс резания, динамика, резонанс, автоколебания, подавление.

V.Y. Chudnovsky, Izrael

Dynamic Problems of Bucket-Wheel Excavators and their Solution

In the work is carried out an analysis of proposals, aimed at suppressing dynamic phenomena in Bucket-Wheel Excavators by using special devices to dissipation energy of fluctuations, and shown their inefficiency. Established the fluctuation' regularities don't fit into the models of power or stochastic resonance. Founded a model of self-induced fluctuations. For the first time it gave theoretical ability to define cutting equipment's rational constructive parameters which one provide effective suppression of the dynamic phenomena by the forces arising directly in the cutting process.

Keywords: bucket-wheel excavator, cutting process, dynamics, resonance, self-induced fluctuations, suppression.

С момента появления в 1916 г. в Германии первых карьерных роторных экскаваторов и практически до 1960-х годов они применялись, главным образом, для разработки сравнительно слабых покрывающих пород и бурых углей невысокой крепости. Поэтому при конструировании их режущего оборудования удовлетворялись инженерной интуицией, а в конструкторской и расчетной практике ограничивались упрощенным представлением о статическом характере нагружения рабочего органа (ротора) силой сопротивления грунта резанию.

В годы после второй мировой войны добыча полезных ископаемых наиболее эффективным и экономичным открытым способом с применением роторных экскаваторов получила развитие во многих странах мира. Наметились тенденции значительного увеличения единичной мощности и размеров создаваемых машин, интенсификации их рабочего процесса и расширения области применения на горные породы и полезные ископаемые повышенной крепости. Эксплуатация отметила при этом резкое возрастание энергоемкости и динамики рабочего процесса, снижение надежности и эксплуатационной эффективности машин.

Впервые на динамические явления в роторных экскаваторах обратил внимание L. Rasper [1], отметивший колебания роторных стрел, вызванных, по его мнению, "резонированием". В полной мере серьезность динамических проблем была осознана с началом в 1960-х годах строительства и широкого использования роторных экскаваторов на открытых горных работах в

СССР для круглогодичной экскавации покрывающих пород, каменных и крепких бурых углей в районах Сибири, Дальнего Востока и Казахстана. Усложнение условий эксплуатации и высокая динамичность процесса приводили к вынужденному ограничению режима работы машин и, как результат, к снижению производительности и экономическим потерям [2–5]. В [5], к примеру, прямо отмечено, что при внедрении на угольных карьерах в Экибастузе добычных роторных экскаваторов производительностью 1000 и 3000 м³/ч серьезные трудности встретились в связи с колебаниями их верхнего строения в вертикальной плоскости.

Возникла необходимость исследования динамики роторных экскаваторов и поиска эффективных путей подавления колебаний.

При разработке забоя конструктивная схема и исполнительные механизмы обеспечивают ротору два рабочих движения (рис. 1): вращение 1 с угловой частотой ω_p вокруг его оси X и вращение 2 совместно с поворотной платформой с угловой частотой ω_n вокруг ее оси. В реальной упругой машине ротор под нагрузкой получает дополнительно шесть виртуальных упругих пространственных перемещений. В прямоугольной системе координат $oXYZ$, где ось Z расположена в вертикальной плоскости, а ось Y направлена по оси крутильной жесткости роторной стрелы, они могут быть заданы обобщенными координатами: линейными X , Y , Z и угловыми φ_x , φ_y , φ_z . Учитывая, что упругая податливость конструкции по координатам Z

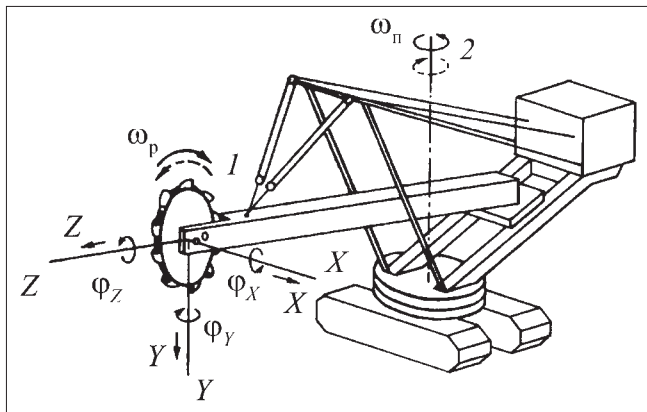


Рис. 1. Схема рабочих движений и упругих колебаний ротора в забое

и φ_y не менее чем на десятичный порядок ниже других, а крутильные колебания ротора относительно оси X не имеют связи с другими координатами, изучение внешней динамики машины можно ограничить рассмотрением упругих линейных колебаний ротора по осям X , Y и крутильных φ_z относительно оси Z . Для подавления колебаний выдвинут ряд предложений.

Вертикальные колебания пытались устранить увеличением числа ковшей ротора. С этой целью машиностроительные заводы вместо обычного числа ковшей $z_k = 8...10$ перешли к установке на обечайке ротора 16...18 ковшей. Полезность такого решения проявляется в повышении частоты и снижении амплитуды переменной части силы резания и уменьшении кусков экскавируемого материала. Однако не всегда эта мера приводила к устранению вертикальных колебаний экскаватора.

Для указанных вертикальных колебаний ротора в Интернете на сайте <http://www.stroy-promo.ru> в портале "Роторные экскаваторы" предложено канатную полиспадную подвеску роторной стрелы заменить жесткими тягами. Эта идея, как нам представляется, основана на ошибочном мнении, что подвеска роторной стрелы является определяющим упругим звеном в динамической системе вертикальных колебаний. В [6, 7] показано, что таким звеном в действительности является опорно-поворотный узел экскаватора — его приведенная к оси ротора упругая податливость в 3–7 раз выше податливости подвески роторной стрелы. Поэтому при колебаниях в вертикальной плоскости ротор и верхнее строение поворотной платформы движутся практически совместно. Этот факт, в частности, отмечен в [5].

В УкрНИИпроекте и КИСИ, судя по публикациям 1980-х годов, изучалась возможность применения в роторных экскаваторах динамических гасителей вертикальных колебаний, общая теория и опыт применения которых в ряде случаев в строительной технике и машиностроении известны. Положительный результат не был получен из-за принципиальных отличий роторного экскаватора от известных объектов и нестабильности частоты колебаний экскаватора, зависящей от рабочей нагрузки и угла наклона роторной стрелы к горизонту.

Гашение горизонтальных колебаний в [8] предлагалось осуществить системой автоматического регулирования привода поворота, получающей управляющий сигнал от датчика колебаний. Подобная идея рассматривалась и другими исследователями, но не была проверена на практике. Сложность системы, значительная инерционность и низкие диссипативные свойства объекта регулирования дают основание сомневаться в ее работоспособности.

По [9] существенно снизить горизонтальные колебания ротора можно подбором оптимальной жесткости механической характеристики двигателей привода поворота. К такому выводу привели исследование системы поворота экскаватора ЭРГ-1600 на АВМ с использованием в качестве внешней нагрузки магнитофонной записи реальных сил воздействия грунта на ротор. Такое представление нагрузки нельзя считать корректным. При работе машины "реальные силы" резания связаны с колебаниями ротора, а в магнитофонной записи они представляются функцией только времени и, следовательно, их влияние на устойчивость системы теряется. Фактически выполнялось исследование затухания свободных колебаний системы от диссипативных потерь в конструкции и двигателях. Более точные исследования [6] показали, что двигатели привода поворота оказывают слабое влияние на затухание горизонтальных колебаний из-за их значительной кинематической и динамической удаленности от рабочей зоны, где формируются динамические возмущения. Кинематическая удаленность вызвана большим передаточным числом механизма привода поворота, динамическая — большой инерционностью поворотной платформы с надстройкой.

Для подавления крутильных колебаний роторной стрелы в [10] предложено использовать гироскопическое устройство. Идея конструктивно не проработалась и не обоснована расчетами. Учитывая неизбежное усложнение стреловой конструкции и появление помех, которые гироскопический момент внесет в управление и работу механизмов перемещения ротора при установочных и рабочих операциях, предложение вряд ли практически осуществимо.

Для снижения динамических явлений УкрНИИпроектом предложено амортизировать подшипниковые узлы вала рабочего органа и опор крепления ковшей к обечайке [4]. Такие амортизаторы способны отфильтровать возмущения достаточно высоких частот и повысить усталостную прочность некоторых деталей и элементов рабочего оборудования, но они неспособны демпфировать относительно низкочастотные колебания ротора в забое.

Как видно, все выдвинутые предложения касаются только какого-либо одного вида колебаний и каждое основано на применении дополнительного устройства или системы, которые должны обеспечить демпфирование колебаний. Предложения не имеют серьезного научного обоснования, не основаны на анализе причин, приводящих к возбуждению колебаний, и не решают задачи их устранения. Образно говоря, предложения направлены на лечение следствия, когда надо устранять причины вредных явлений. Это противоречие определяет неэффективность и неработоспособ-

ность предложенных устройств и систем. Поиск путей и средств подавления динамических явлений необходимо основывать на изучении природы колебаний и механизма их возбуждения.

Попытка обосновать гипотезу резонансной природы колебаний в роторных экскаваторах, высказанную в [1], предпринималась в работе [11], где сила сопротивления грунта резанию была представлена "внешней", т.е. автономной от поведения колебательной системы, и описывалась периодической пилообразной функцией времени с частотой, равной частоте черпания ковшей ω_c . Разложение силы в гармонический ряд Фурье показали ее возможность раскачать систему на основной резонансной частоте $\omega_r = \omega_{св}$, где $\omega_{св}$ — частота свободных колебаний системы, или на частоте одной из высших гармоник.

Однако применимость модели силового резонанса к роторным экскаваторам не очевидна. Сила сопротивления грунта резанию в действительности не является "внешней" — колебания изменяют условия взаимодействия режущего инструмента ротора с забоем и, следовательно, изменяют саму силу. На практике поэтому наблюдаются явления, не укладывающиеся в рамки резонансной модели. Так, в [6] отмечены горизонтальные колебания роторной стрелы на частотах, равных и меньших $\omega_{св}$ при явном отсутствии близких по частоте "внешних" возмущений.

Предпринимались попытки объяснить возбуждение колебаний в роторных экскаваторах вариацией силы резания, вызываемой явлениями случайного характера в рабочем процессе, такими как неоднородность забоя, случайный характер сколов грунта при резании, неравномерность износа и затупления режущего инструмента и др. В диссертации [12] был предложен экспериментально-статистический метод описания вариации внешней нагрузки на ротор в виде суммы детерминированной функции математического ожидания и стохастической составляющей, имеющей широкий частотный спектр.

Возбуждение колебаний при стохастическом характере внешних возмущений связывают, как известно, со способностью добротных колебательных систем (с малым затуханием) выделять подобно фильтру из спектра внешнего воздействия полосу, близкую к собственным частотам, и колебаться на резонансной частоте со случайно изменяющейся амплитудой и фазой. Такие полосовые фильтры широко используются, например, в радиотехнике. Известно результативное применение стохастической модели резонансных колебаний в исследованиях усталостной прочности элементов системы передачи шахтных горных машин, имеющих высокие собственные частоты, перекрываемые широким частотным диапазоном стохастических возмущений при разработке рабочим органом твердых горных пород и каменных углей. Однако попытка в [12] применить подобную модель для исследования внешней динамики роторных экскаваторов, колебательные системы которых характеризуются относительно низкими

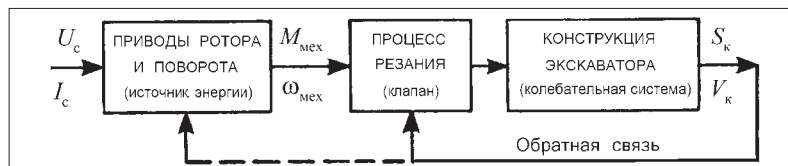


Рис. 2. Структурная схема автоколебательной модели динамической системы роторного экскаватора

собственными частотами, лежащими в стороне от диапазона более высоких частот стохастических возмущений в рабочем процессе, не представляется обоснованной. Исследования фактически не привели к практическим рекомендациям по подавлению колебаний.

Как видим, использование моделей силового и стохастического резонанса не приводит к раскрытию природы колебаний в роторных экскаваторах. Нужна модель более высокого уровня, большего приближения к сложной реальной динамической системе этой машины.

При экспериментальных исследованиях в 1958 г. самого крупного на то время в СССР роторного экскаватора, встроенного в транспортно-отвалный мост, автором впервые было отмечено в рабочем процессе взаимное влияние колебаний ротора и нагрузки. Анализ этого явления привел к выводу [13], что роторным экскаваторам присущи все структурные элементы и связи, характерные для автоколебательных систем (рис. 2).

Источником энергии, расходуемой на процесс резания горной породы и поддержания колебаний в системе, служат электродвигатели главных приводов. Энергию от внешнего источника в виде напряжения U_c и тока I_c они преобразуют на выходе в механическую энергию в виде момента $M_{мех}$ при угловой частоте $\omega_{мех}$. Энергия передается рабочему органу через упругое звено колебательной системы, поэтому процесс резания исполняет роль клапана, регулирующего поступление энергии в колебательную систему и управляющего ее движением.

В то же время упругие колебания ротора оказывают обратное воздействие на процесс резания, т.е. на клапан, так как, накладываясь на заданное рабочее движение ротора, они искажают траекторию резания, изменяют скорость резания, размеры сечения срезаемой стружки, рабочую геометрию и пространственную ориентацию режущего инструмента.

Сила резания получает при этом динамическое приращение, являющееся функцией колебательных перемещений S_k и скорости V_k и физически представляющее обратную связь в системе. Характер обратной связи и фазовые соотношения силы и скорости определяют поведение системы. Если динамическая сила совпадает по фазе с колебательной скоростью (положительная обратная связь), ее действие равносильно "накачке" энергии в колебательную систему. При слабой "накачке" частично компенсируется конструкционное затухание (режим регенерации), что улучшает добротность системы и обостряет ее чувствительность к внешнему возмущению. При сильной "накачке" за-

тухание полностью компенсируется и в системе возбуждаются стационарные автоколебания. В случае, когда динамическая сила и скорость противофазные (отрицательная обратная связь), "накачка" исчезает и динамическая сила действует как дополнительное сопротивление, подавляющее колебания. Этот случай представляет особый интерес.

Таким образом, поиск условий формирования отрицательной обратной связи как универсального и эффективного средства устранения динамической неустойчивости и подавления колебаний является центральной задачей динамики роторных экскаваторов.

Исследования, выполненные в [6], привели к описанию обратной связи как функции параметров режима работы, кинематических условий, конструктивных параметров режущего оборудования, прочностных и упругопластических характеристик разрабатываемого материала. С их учетом впервые поведение динамических систем экскаватора в рабочем процессе описано дифференциальными уравнениями и они исследованы на устойчивость. Выявлено решающее влияние на устойчивость системы пространственной ориентации режущего инструмента ковшей. Если режущая кромка зуба составляет с направлением боковой подачи ротора угол $\psi > 0$, создаются условия для формирования положительной обратной связи и регенерации системы, а при $\psi > 15^\circ$ усиление положительной обратной связи может привести к появлению самовозбуждающихся колебаний. В применяемых в настоящее время ковшах основную работу резания выполняют режущие зубья, установленные под углом $\psi \geq 30^\circ$, и в этом главная причина повышенной склонности роторных экскаваторов к колебаниям. Установлено, что при угле $\psi = 0^\circ$ в системе формируется отрицательная обратная связь и демпфируются горизонтальные колебания ротора. Для демпфирования вертикальных и крутильных колебаний условие $\psi = 0^\circ$ дополняется условием применения режущих зубьев "самозатачивающейся" конструкции [14].

Оценить эффект демпфирования колебаний в процессе резания можно путем сравнения декремента колебаний ротора ∂_p в забое по координатам $\partial_x, \partial_y, \partial_z$ на частоте ω_{cb} с декрементом свободных колебаний ∂_{cb} . Декременты колебаний в рабочем процессе определяются условиями

$$\begin{aligned} \partial_x &= \exp(-\pi k_1 / m_x \omega_{cb}); \quad \partial_y = \exp(-\pi k_2 / m_y \omega_{cb}); \\ \partial_z &= \exp(-\pi k_3 / I_z \omega_{cb}), \end{aligned} \quad (1)$$

где m_x, m_y — приведенные к оси ротора колебательные массы по осям X, Y ; I_z — момент инерции роторной стрелы относительно оси Z на вылете оси ротора; k_1, k_2, k_3 — коэффициенты неупругих сопротивлений резанию грунта.

Зависимости для k_1, k_2, k_3 определены в [6]. Для практических расчетов их можно упростить и представить в виде

$$k_1 = Bk_F Q_T / v_p^2; \quad (2)$$

$$k_2 = 0,46c_r^* I_{пл}^2 b_1 (\sum q_i \cos^2 \beta_i - 0,5 \operatorname{tg} \rho \sum q_i \sin 2\beta_i)_{cp} / v_p; \quad (3)$$

$$\begin{aligned} k_3 &= 1,2k_F ab (\sum \Phi_i h_i^2 / v_p) + 0,6b_1 l_{пл} p_i \operatorname{tg} \rho \times \\ &\times (\sum q_i h_i^2 / v_p)_{cp} + 0,6b_1 I_{пл}^2 c_r^* e^2 (\sum q_i \cos^2 \beta_i / v_p)_{cp}, \end{aligned} \quad (4)$$

где B — коэффициент, равный 0,0028 для $(\omega_r/\omega_{cb}) \leq 2,5$; 0,00112 — для $2,5 < (\omega_r/\omega_{cb}) \leq 5,0$ и 0,0056 — для $(\omega_r/\omega_{cb}) > 5,0$; k_F — расчетный коэффициент крепости грунта, Н/см²; Q_T — техническая производительность экскаватора (в плотной массе), м³/ч; v_p — окружная скорость резания, м/с; c_r^* — удельная жесткость расчетного грунта на начальной фазе сжатия, МПа/см; b_1 — ширина зуба, см; q_i — число зубьев i -го ковша, режущих забой при угле поворота ковша β_i , от вертикального диаметра; ρ — угол трения ножа о грунт; a, b — наибольшая толщина и ширина среза грунта ковшом, см; Φ_i — коэффициент, равный $\sin \beta_i$ при разработке забоя вертикальными срезами и $\cos \beta_i$ при горизонтальных срезах; h_i — расстояние от точки резания i -го ковша до плоскости $X-Z$, м; p_i — давление при пластической деформации грунта расчетной крепости, МПа; e — смещение вертикальной плоскости симметрии ротора от оси Z , м.

Результаты расчета декрементов колебаний по формулам (1)–(4) для экскаваторов ЭР-1250 и ЭРШРД-5000 и значения ∂_{cb} для этих машин по [7] приведены в таблице. Как видим, в процессе резания затухание горизонтальных колебаний усиливается в 8–9 раз, вертикальных — в 21–26 раз, крутильных — в 24–50 раз, т.е. происходит сильное подавление колебаний.

Новое эффективное решение задачи подавления колебаний ротора исключает необходимость применения дополнительных усложняющих конструкцию и требующих серьезных затрат устройств, выполняющих функцию "подсистемы-демпфера". Эту функцию берет на себя "сама" система экскаватора и реализует ее непосредственно в процессе выполнения своей основной функции — резания (разрушения) забоя. Такое решение с точки зрения теории решения изобретательских задач (ТРИЗ) является идеальным. Эффективность решения усиливается тем, что одновременно значительно улучшается способность экскаватора выполнять свою основную функцию: приведенные в [6, 15] результаты теоретического анализа и применения нового режущего оборудования на практике свидетельствуют о снижении энергоемкости резания и нагрузки привода ротора на 45...50 %, усилия боковой подачи и нагрузки привода поворота — в 2,5–3 раза, технологической нагрузки на несущую конструкцию — почти в два раза.

За годы развития и совершенствования роторных экскаваторов практически не изменилось режущее оборудование рабочего органа, конструирование которого из-за неразработанности (фактически отсутствия) теории рабочего процесса и динамических явлений основывалось на инженерной интуиции и производственном опыте. В результате исследований, изложенных в настоящей статье, впервые науч-

Декременты колебаний динамических систем роторных экскаваторов при работе в забое δ_p^* и свободных колебаний $\delta_{св}$ в случае $\psi = 0^\circ$ и самозатачивающихся зубьев

| Экскаватор | $Q_T, \text{ м}^3/\text{ч}$ | $k_F, \text{ Н/см}^2$ | $\omega, \text{ рад/с}$ | Вид колебаний | $\omega_{св}, \text{ рад/с}$ | $\delta_{св}$ | δ_p |
|------------|-----------------------------|-----------------------|-----------------------------|----------------|------------------------------|---------------|------------|
| ЭР-1250 | 1000 | 80 | 12 ($z_k = 18$) | Горизонтальные | 3,2 | 0,20 | 1,7 |
| | | | | Вертикальные | 5,0 | 0,07 | 1,5 |
| | | | | Крутильные | 20,0 | 0,05 | 1,2/1,5** |
| ЭРШРД-5000 | 4000 | 180 | 5,9...8,4 ($z_k = 16$) | Горизонтальные | 2,4 | 0,20 | 1,8 |
| | | | | Вертикальные | 3,5 | 0,09 | 2,4 |
| | | | | Крутильные | 6,3 | 0,08 | 2,7/4,0** |

* Декремент δ_p представляет при горизонтальных колебаниях δ_x , вертикальных δ_y , крутильных δ_z .
 ** В числителе – при разработке забоя вертикальными срезами, в знаменателе – горизонтальными.

но обоснованы рациональные параметры и конструктивные решения режущего оборудования, обеспечивающие значительное снижение усилия резания и эффективное подавление динамических явлений. Применение режущего оборудования нового научно-технического уровня существенно повышает технико-экономические характеристики роторных экскаваторов и их эксплуатационную эффективность.

Список литературы

1. Rasper L. Die Entwicklung der Schaufelradbagger in Deutschland // Braunkohle, 1955. Heft 19/20. St. 429–441.
2. Домбровский Н.Г. Экскаваторы. М.: Машиностроение, 1969. 319 с.
3. Федоров Д.И., Машкович О.Н. Исследование режимов экскавации угля роторным экскаватором ЭРГ-400Д // Сборник. М.: Недра, 1969. № 8. С. 21–24.
4. Владимиров В.М., Трофимов В.К. Повышение производительности карьерных многоковшовых экскаваторов. М.: Недра, 1980. 312 с.
5. Рикс П.Ф., Ирресберг Г.Х. Международный горный конгресс в Стамбуле // Глюкауф (на русском языке), Эссен. 1979. № 22. С. 1–7.
6. Чудновский В.Ю. Механика роторных экскаваторов. Иерусалим: МИКА К.А., 2002. 329 с.
7. Чудновский В.Ю. Исследование динамических свойств конструкции роторных экскаваторов // Горное оборудование и электромеханика. 2006. № 1. С. 27–32.

8. Мандельблат М.М. Исследование рабочего процесса роторного экскаватора в целях повышения его эффективности средствами автоматического регулирования: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М.: МГИ, 1969. 170 с.

9. Дмитриева Э.М. Результаты исследований системы поворота роторного экскаватора ЭРГ-1600 // Горно-строительные и дорожные машины: Республиканский межведомственный научно-технический сборник. Киев: Техніка, 1967. Вып. 5. С. 124–129.

10. Бондаренко С.В. Исследование взаимосвязи колебаний рабочего органа и внешней нагрузки в мощных поворотных роторных экскаваторах: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М.: МИСИ, 1970. 163 с.

11. Панкратов С.А. Динамика машин для открытых горных и земляных работ. М.: Машиностроение, 1967. 447 с.

12. Владимиров В.М. Теория рабочего процесса роторных экскаваторов и основы оптимизации главных параметров их рабочего оборудования: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. М.: МГИ, 1973. 308 с.

13. Чудновский В.Ю. Исполнительный механизм роторных экскаваторов – автоколебательная система // Изв. вузов. Горный журнал. 1966. № 12. С. 97–101.

14. Чудновский В.Ю. Принципы конструирования самозатачивающегося режущего инструмента роторных экскаваторов // Уголь. 2006. № 2. С. 16–20.

15. Чудновский В.Ю. Исследование условий снижения нагрузки главных приводов карьерных роторных экскаваторов // Горное оборудование и электромеханика. 2007. № 11. С. 42–48.

ВНИМАНИЮ ЧИТАТЕЛЕЙ!

Следующий номер журнала (№ 1, 2009) посвящается славному юбилею Московского государственного горного университета – 90-летию со дня основания.

Разработка сенсорной системы рабочего органа тоннельного укладчика

Рассмотрен вопрос оценки состава и требований к точностным характеристикам датчиков, используемых для оцувствления рабочего органа тоннельного укладчика.

Ключевые слова: датчик, информационно-измерительная система, тоннельный укладчик, оцувствление.

D.V. Seregin, Tula State University

Sensor-Based System Development for Tunnel Layer Operational Body

The article deals with estimation of structure and accuracy of sensors which are used for sensitization of tunnel layer operational body.

Keywords: sensor, information measurement system, tunnel layer, sensitization.

Жесткая конкуренция на рынке горного оборудования предопределяет создание и освоение в промышленности новых высокопроизводительных машин и комплексов. Существуют два пути повышения производительности: экстенсивный, предполагающий прямое увеличение мощности техники, и интенсивный, обеспечивающий повышение эффективности за счет более рационального использования имеющихся ресурсов. Интенсификация эксплуатации оборудования предполагает введение в его структуру информационно-измерительной системы, позволяющей определять состояние исполнительных органов, выбирать и реализовывать оптимальный режим их функционирования [1].

В частности, тоннельный укладчик включает в себя ряд узлов и блоков, функционирование каждого из которых влияет на конечное качество параметров туннеля. Указанные характеристики закладываются на этапе проходки горных пород, который осуществляется рабочим органом тоннельного укладчика, включающим рукоять, качалку, породоразрушающий барабан (рис. 1), а также гидроприводы указанных узлов. При этом качество проходки обеспечивается и поддерживается с помощью системы управления режимами функционирования рабочего органа.

В процессе проходки туннелей разных диаметров параметры рабочего органа меняются в весьма широких пределах, начиная от значений, обеспечивающих абсолютную устойчивость, и заканчивая значениями, при которых устойчивость функционирования нарушается. Несмотря на широкий диапазон изменения параметров, информационно-измерительная система должна обеспечивать получение первичной информации, обработку и оценку состояния объекта измерения и на основании анализа результатов выбирать за-

коны управления, оптимальным образом реализующие требуемые параметры проходки. Это обуславливает актуальность задачи выбора сенсоров и их рационального размещения на объекте, а также определения потребной точности и быстродействия датчиков [2].

Как следует из приведенной на рис. 1 схемы, основными информативными параметрами о положе-

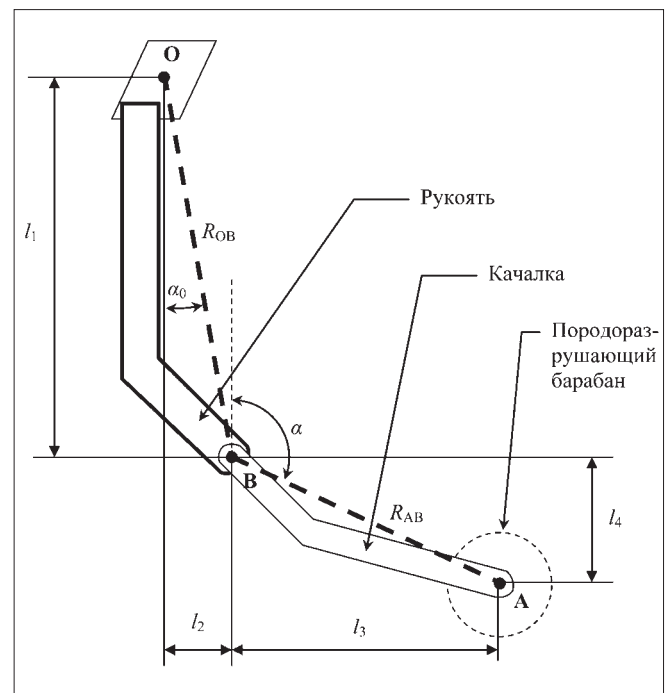


Рис. 1. Схема и основные размеры рабочего органа

нии рабочего органа являются угол поворота рукояти и текущий рабочий радиус, на который выдвинут породоразрушающий барабан.

Центр вращения рабочего органа обозначен на рис. 1 символом O . Определение угла поворота рукояти возможно с помощью абсолютного датчика угловых перемещений, размещаемого в точке O . Если точность определения положения должна быть не хуже Δl по дуге окружности, которую описывает барабан, то очевидно, что максимальное число отсчетов, приходящееся на оборот рукояти, будет в случае, если качалка отклонена на максимальный угол, что соответствует максимальному рабочему радиусу R_{\max} . Общее число отсчетов на оборот в этом случае составляет $2\pi R_{\max}/\Delta l$. Если для оценки угла поворота рукояти используется аналоговый датчик, его точность должна быть не хуже $100\Delta l/(2\pi R_{\max})\%$.

При использовании датчика с цифровым выходом количество разрядов N_o должно быть

$$N_o(\Delta l) \lceil \log_2(2\pi R_{\max}) - \log_2(\Delta l) \rceil,$$

где $\lceil \dots \rceil$ – операция округления в большую сторону.

Для определения текущего рабочего радиуса в точке сочленения рукояти и качалки также следует разместить абсолютный датчик угловых перемещений.

Из простейших геометрических соотношений следует, что

$$R_{OB} = \sqrt{l_1^2 + l_2^2}; \quad R_{AB} = \sqrt{l_3^2 + l_4^2}; \quad \alpha_0 = \arctg \frac{l_2}{l_1}.$$

Отсюда по теореме косинусов для плоского треугольника можно выразить текущий радиус $R(\alpha)$, на котором находится центр вращения породоразрушающего барабана (точка A) относительно центра вращения рабочего органа O :

$$R(\alpha) = \sqrt{R_{OB}^2 + R_{AB}^2 - 2R_{OB}R_{AB}\cos(\alpha + \alpha_0)}. \quad (1)$$

Минимальному α_{\min} и максимальному α_{\max} углам отклонения качалки соответствуют минимальный $R_{\min} = R(\alpha_{\min})$ и максимальный $R_{\max} = R(\alpha_{\max})$ рабочие радиусы. Если радиус должен измеряться с точностью не хуже ΔR , то на диапазон углов ($\alpha_{\max} - \alpha_{\min}$) должно приходиться не менее $(R_{\max} - R_{\min})/\Delta R$ отсчетов. Учитывая, что измеряемый диапазон углов соответствует $2\pi/(\alpha_{\max} - \alpha_{\min})$ доле полной окружности, точность аналогового датчика угловых перемещений должна быть не хуже

$$\frac{100\Delta R(\alpha_{\max} - \alpha_{\min})}{2\pi(R_{\max} - R_{\min})}, \%$$

а при использовании датчика с цифровым выходом число его разрядов N_B должно соответствовать условию:

$$N_B(\Delta R) \geq \left\lceil \log_2 \frac{2\pi(R_{\max} - R_{\min})}{\alpha_{\max} - \alpha_{\min}} - \log_2 \Delta R \right\rceil.$$

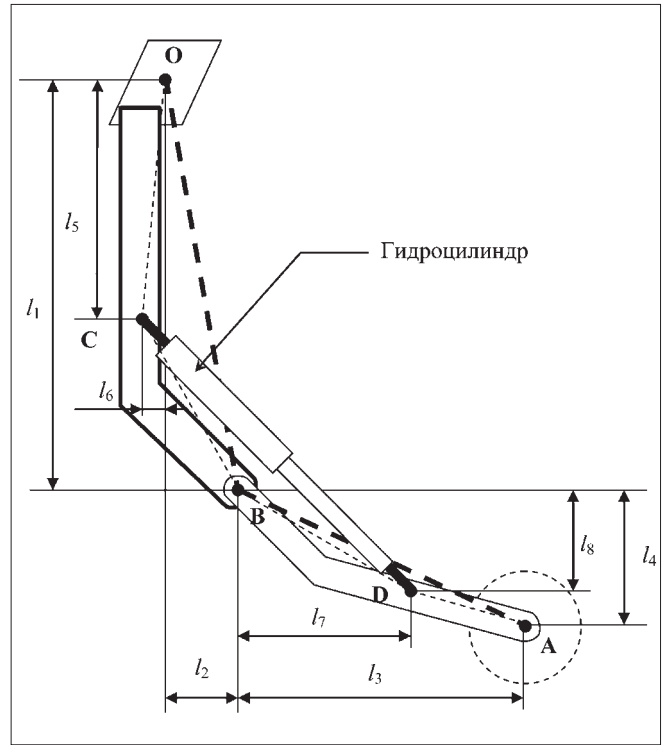


Рис. 2. Схема и размеры рабочего органа с учетом гидроцилиндра

Перемещение качалки относительно рукояти осуществляется гидроцилиндром (рис. 2). Для оценки текущего рабочего радиуса в качестве альтернативы датчику угловых перемещений качалки может применяться датчик линейных перемещений штока гидроцилиндра.

Для определения связи длины выдвижения штока гидроцилиндра с рабочим радиусом рассмотрим треугольники, образуемые точками OCB и ADB .

В соответствии с приведенными на рис. 2 обозначениями длины сторон треугольников соответственно равны:

$$R_{OC} = \sqrt{l_5^2 + l_6^2}, \quad R_{CB} = \sqrt{(l_2 + l_6)^2 + (l_1 - l_5)^2};$$

$$R_{BD} = \sqrt{l_7^2 + l_8^2}, \quad R_{AD} = \sqrt{(l_3 - l_7)^2 + (l_4 - l_8)^2}.$$

Если в треугольнике OCB угол при вершине B обозначить как α' , то для принятых обозначений

$$\alpha' = \arccos \frac{R_{CB}^2 + R_{OB}^2 - R_{OC}^2}{2R_{CB}R_{OB}}.$$

Аналогично, угол α'' при вершине B треугольника ADB :

$$\alpha'' = \arccos \frac{R_{BD}^2 + R_{AB}^2 - R_{AD}^2}{2R_{BD}R_{AB}}.$$

В треугольнике CBD сторона CD очевидным образом связана с измеряемой длиной выдвижения штока

гидроцилиндра. Если обозначить длину стороны CD через r , то угол α''' при вершине B будет равен

$$\alpha'''(r) = \arccos \frac{R_{CB}^2 + R_{BD}^2 - r^2}{2 R_{CB} R_{BD}}.$$

Таким образом, угол α (см. рис. 1) может быть выражен через измеренную длину выдвигания штока гидроцилиндра следующим образом:

$$\alpha(r) = \alpha'''(r) - (\alpha' + \alpha'') - \alpha_0. \quad (2)$$

Выражение (2) с учетом (1) позволяет оценить текущий рабочий радиус.

Для измерения частоты вращения породоразрушающего барабана целесообразно установить в точке A инкрементальный датчик угловых перемещений, формирующий при вращении последовательность прямоугольных импульсов.

Разрешающая способность датчика может быть оценена исходя из следующих соображений. Пусть в штатном режиме работы частота вращения породоразрушающего барабана f_6 находится в диапазоне $f_{6 \min} \leq f_6 \leq f_{6 \max}$. Для нахождения ее текущей оценки проводится подсчет числа импульсов, формируемых датчиком в течение некоторого времени измерения $T_{\text{изм}}$. Очевидно, что для локализации оценки частоты вращения во времени длительность $T_{\text{изм}}$ должна быть минимальной и обеспечивающей выполнение $1/T_{\text{изм}} \ll f_{6 \max}$. Обозначим число импульсов, форми-

руемых инкрементальным датчиком угловых перемещений за оборот, через N . Учитывая, что максимальное время оборота породоразрушающего барабана в нормальном режиме работы составляет $1/f_{6 \min}$, минимальное число импульсов, попадающее в интервал измерения $T_{\text{изм}}$, составит $T_{\text{изм}} N f_{6 \min}$, а погрешность ε измерения частоты вращения

$$\varepsilon = \frac{100 \%}{T_{\text{изм}} N f_{6 \min}}.$$

Задавшись требуемой погрешностью и временем измерения, из последнего выражения можно получить оценку параметра N датчика:

$$N \geq \left[\frac{100 \%}{\varepsilon T_{\text{изм}} f_{6 \min}} \right].$$

Найденные выражения позволяют оценить требования к точностным характеристикам датчиков, выполняющих ощущение системы управления тоннельного укладчика к пространственному положению рабочего органа.

Список литературы

1. **Бреннер В.А.** Динамика горных машин / В.А. Бреннер, В.А. Куглунин. Тула: Тул. гос. ун-т, 1998. 234 с.
2. **Информационно-измерительная техника и технологии** / В.И. Калашников и др. М.: Высш. шк., 2002. 45 с.

УДК 621.867

А.А. Реутов, д-р техн. наук, проф., Брянский государственный технический университет

Моделирование буксования привода ленточного конвейера

Разработана модель буксования привода ленточного конвейера, позволяющая рассматривать установившийся и переходный режимы буксования с учетом нелинейной зависимости коэффициента трения от скорости скольжения. Модель буксования также учитывает механическую характеристику асинхронного электропривода, зависимость силы сопротивления движению ленты от ее скорости и натяжения, загрузки конвейера.

Ключевые слова: буксование, привод, ленточный конвейер.

A.A. Reutov, Bryansk State Technical University

Simulation of the Belt Conveyor Drive Slipping

The model of the belt conveyor drive slipping is developed. The model allows to study the stationary and transient modes of the slipping taking into account the nonlinear dependence of the friction coefficient on the slip rate. The model of slipping also considers the mechanical characteristic of asynchronous electric drive, the dependence of the resisting force to motion on the belt speed and tension, load of conveyor.

Keywords: the slipping, a drive, the belt conveyor.

Буксованием называется режим работы приводного барабана, когда по всей дуге охвата происходит скольжение ленты относительно поверхности барабана. Начало

буксования сопровождается изменением вращающего момента электродвигателя (ЭД) и силы тяги, передаваемой приводным барабаном ленте.

Математическая модель буксования приводного барабана

Рассмотрим приводной барабан ленточного конвейера (рис. 1).

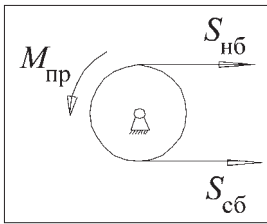


Рис. 1. Силы, действующие на приводной барабан при отсутствии буксования (сила тяжести и реакции опор не показаны)

Уравнение вращения барабана имеет вид

$$Jd\omega/dt = M_{пр} - M_c, \quad (1)$$

где J – приведенный к барабану момент инерции привода; ω – угловая скорость барабана; t – время; $M_{пр}$ – приведенный вращающий момент, M_c – момент сил сопротивления вращению.

Для асинхронного электропривода применим приближенную зависимость [1]

$$M_{пр} \approx 2 M_{max} \left/ \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_k} + \frac{\varepsilon_k}{\varepsilon} \right) \right., \quad \text{Н} \cdot \text{м}, \quad (2)$$

где M_{max} – максимальный вращающий момент барабана; ε – величина электромеханического скольжения ЭД привода; ε_k – величина критического скольжения ЭД.

Величина скольжения асинхронного ЭД определяется разностью угловых скоростей электрического поля статора ω_c и ротора ω_p . С учетом передаточного отношения привода I_n

$$\omega_p = \omega I_n \quad \text{и} \quad \varepsilon = 1 - \omega I_n / \omega_c.$$

При отсутствии буксования барабана момент сил сопротивления вращению M_c создают силы натяжения набегающей $S_{нб}$ и сбегающей $S_{сб}$ ветвей ленты

$$M_c = R(S_{нб} - S_{сб}), \quad \text{Н} \cdot \text{м},$$

где R – радиус барабана.

Для конвейера с одним приводом $S_{нб} = S_{сб} + W_c$, где W_c – сила сопротивления движению ленты.

С учетом эмпирических данных [2] при равномерной загрузке ленты запишем

$$W_c = W_n + [W_0 + W_1 v + W_2 \exp(-S_{нб}/C_s)] M_G g, \quad \text{Н},$$

где W_n – сопротивление порожняковой ветви барабанов, загрузочного и очистных устройств; W_0, W_1, W_2, C_s – константы, определяемые экспериментально; v – скорость ленты в точке набегающей на барабан; M_G – масса ленты с грузом грузовой ветви; g – ускорение свободного падения.

При постоянном грузопотоке Q (кг/с) и скорости ленты в месте загрузки v_n (м/с)

$$M_G = \rho L + Q L_G / v_n, \quad \text{кг},$$

где ρ – погонная масса ленты, кг/м; L – длина конвейера, м; L_G – длина загруженной части ленты конвейера, м.

При буксовании барабана дуга относительного покоя ленты на поверхности барабана отсутствует. В этом случае

$$M_c = R F_T, \quad \text{Н} \cdot \text{м}, \quad (3)$$

где F_T – сила тяги, реализуемая барабаном.

При наличии дуги относительного покоя до 15 % силы тяги передается на ней [3]. При отсутствии дуги относительного покоя вся сила тяги передается силой трения скольжения:

$$F_T = \int_0^{l_0} f N_1 dx, \quad \text{Н},$$

где f – коэффициент трения ленты по барабану; N_1 – сила прижатия ленты к барабану; x – дуговая координата; l_0 – длина дуги охвата лентой поверхности барабана.

С учетом центробежной и кориолисовой сил инерции

$$N_1 = \frac{S}{R} - \rho(\omega^2 R + 2\omega v_{ск}), \quad \text{Н/м},$$

где S – натяжение ленты, Н; $v_{ск}$ – скорость скольжения ленты по поверхности барабана.

Коэффициент трения f нелинейно зависит от скорости скольжения $v_{ск}$ [4]. Представим зависимость $f(v_{ск})$ степенным рядом

$$f = \sum_{i=0}^n f_i v_{ск}^i,$$

где f_i – коэффициенты аппроксимации экспериментальной зависимости $f(v_{ск})$; n – число членов ряда.

Скорость скольжения ленты по поверхности барабана $v_{ск}$ изменяется вдоль дуги охвата. При отсутствии буксования на дуге покоя скорость ленты v равна скорости точек поверхности барабана $v_б$ и скольжение ленты отсутствует ($v_{ск} = 0$). При этом на дуге скольжения скорость скольжения $v_{ск}$ выразим через скорость ленты v на дуге покоя:

$$v_{ск} = v \Delta \xi,$$

где $\Delta \xi$ – приращение относительного удлинения ленты.

С использованием зависимости $S = S_{нб} \exp(-fx/R)$ при $0 \leq x \leq l_{ск}$ получим

$$v_{ск} = -v \frac{S_{нб}}{E_0} \left[1 - \exp\left(-\frac{fx}{R}\right) \right],$$

где E_0 – жесткость ленты на растяжение, Н; $l_{ск}$ – длина дуги скольжения ленты по поверхности барабана.

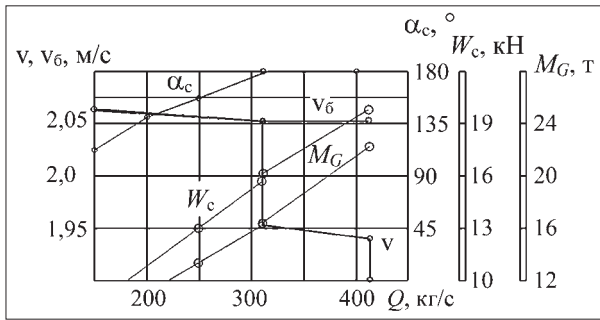


Рис. 2. Зависимости α_c , W_c , v , v_6 , M_G от грузопотока Q при установленном режиме работы привода

При буксовании барабана

$$v_{\text{ск}} = v_6 - v \left[1 - \frac{S_{\text{нб}}}{E_0} \left(1 - \exp\left(-\frac{f x}{R}\right) \right) \right].$$

Анализ установившегося режима буксования

При установившемся режиме работы привода конвейера $d\omega/dt = 0$ и уравнение (1) принимает вид

$$M_c \approx 2 M_{\text{max}} \left/ \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_k} + \frac{\varepsilon_k}{\varepsilon} \right) \right. \quad (4)$$

Формула (4) позволяет определить зависимости α , v , $l_{\text{ск}}$ от силы сопротивления движению W_c и других параметров.

На рис. 2 приведены зависимости центрального угла дуги скольжения $\alpha_c = l_{\text{ск}}/R$, силы сопротивления движению ленты W_c , скорости ленты в точке набегания на барабан v , скорости точек поверхности ветви барабана v_6 , массы ленты с грузом грузовой ветви M_G от грузопотока Q для установившегося режима работы привода. Зависимости на рис. 2 получены для привода с параметрами $M_{\text{max}} = 27,5$ кН·м; $\omega_c = 157,08$ рад/с; $\varepsilon_k = 0,04$; $I_{\text{п}} = 24$; $R = 0,315$ м; $\rho = 12$ кг/м; $L = L_G = 100$ м; $E_0 = 3,2$ МН. Натяжения сбегающей ветви ленты постоянно $S_{c6} = 10$ кН, угол охвата барабана лентой $\alpha_0 = 180^\circ$. $W_0 = 0,01$; $W_1 = 0,035$ с/м; $W_2 = 0,015$; $C_s = 50$ кН. При $v_{\text{ск}} < 0,13$ м/с $f_0 = 0,3$; $f_1 = -2,96$ с/м; $f_2 = 27,61$ с²/м². При $v_{\text{ск}} \geq 0,13$ м/с $f = 0,38$.

Из рассмотренного примера следует, что нормальная работа привода без буксования возможна при $Q < 313$ кг/с. При этом увеличение загрузки конвейера Q приводит к увеличению массы ленты с грузом M_G , силы сопротивления движению ленты W_c , дуги скольжения α_c и незначительному снижению скорости вращения барабана v_6 . Скорость ленты в точке набегания равна скорости точек поверхности барабана ($v = v_6$). Скорость скольжения ленты $v_{\text{ск}}$ по поверхности барабана достигает 0,014 м/с в конце дуги скольжения при $\alpha_c = 140^\circ$.

При $Q = 313$ кг/с начинается буксование приводного барабана. Скольжение ленты происходит на всей дуге охвата

лентой барабана ($\alpha_c = \alpha_0$). Скорость скольжения ленты по поверхности барабана изменяется от 0,102 м/с в точке набегания до 0,112 м/с в точке сбегаания при $Q = 315$ кг/с.

Скорость вращения барабана v_6 вследствие жесткой механической характеристики привода на всем диапазоне Q изменяется незначительно. Причем увеличение грузопотока Q при отсутствии буксования приводит к снижению v_6 , а при буксовании — к незначительному увеличению.

Установившиеся режимы буксования возможны при равенстве силы тяги F_T и силы сопротивления W_c . При буксовании барабана возможно ограниченное увеличение F_T вследствие нелинейности зависимости $f(v_{\text{ск}})$. Если коэффициент трения ленты по барабану f при любой скорости скольжения $v_{\text{ск}}$ остается меньше коэффициента трения покоя f_0 , то после начала буксования лента останавливается.

При $Q = 420$ кг/с скорость скольжения ленты $v_{\text{ск}}$ в точке набегания достигает 0,13 м/с, при которой коэффициент трения f (для данного примера) достигает максимального значения. Дальнейшее увеличение грузопотока приводит к увеличению силы сопротивления W_c и остановке ленты. То есть при $Q > 420$ кг/с установившиеся режимы буксования невозможны.

Анализ неустойчивого режима буксования

Рассмотрим развитие процесса буксования привода во времени.

Причиной начала буксования может быть снижение натяжения ленты при неправильной работе натяжного устройства, ухудшение сцепления ленты с поверхностью барабана при намокании и загрязнении, превышение номинальной загрузки конвейера. При резком изменении нагрузки возникают электромагнитные колебания в обмотках ЭД и питающей сети, ухудшающие работу электрооборудования. Поэтому важно оценить скорость изменения сопротивления движению W_c при изменении грузопотока.

Ступенчатое изменение грузопотока (рис. 3, а) возникает при включении и отключении одного из пунктов загрузки конвейера. При этом масса ленты с грузом M_G изменяется по линейному закону в течение времени $\Delta t = L_G/v$, пока не достигнет нового значения (M_{G2}).

Не учитывая изменение скорости v и натяжения ленты $S_{\text{нб}}$, определим скорость изменения силы сопротивления W_c в течение времени Δt :

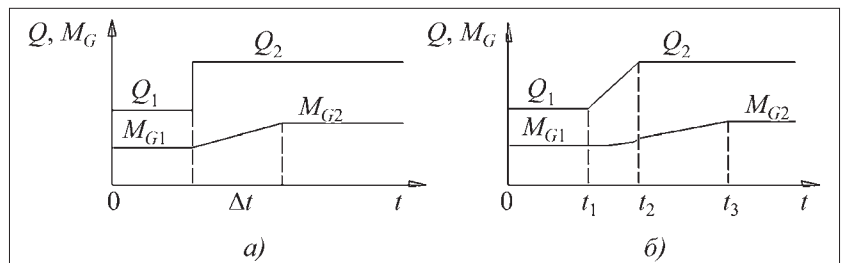


Рис. 3. Изменение массы ленты с грузом M_G при ступенчатом (а) и линейном (б) возрастании грузопотока Q (M_{G1} и M_{G2} — значения массы ленты с грузом при значениях грузопотока Q_1 и Q_2)

$$\frac{d}{dt}W_c = [W_0 + W_1 v + W_2 \exp(-S_{нб}/C_s)]g(Q_2 - Q_1), \text{ Н/с}, \quad (5)$$

где Q_1 и Q_2 – предыдущее и последующие значения грузопотока, кг/с.

Плавное изменение грузопотока возникает при открытии и закрытии выпускного отверстия грузочного устройства. Если в интервале (t_1, t_2) грузопоток изменяется по закону

$$Q = Q_1 + C_Q t,$$

где C_Q – интенсивность изменения грузопотока, кг/с², то скорость изменения силы сопротивления W_c

$$\frac{d}{dt}W_c = [W_0 + W_1 v + W_2 \exp(-S_{нб}/C_s)]gC_Q t, \text{ Н/с}$$

при $t_1 < t < t_2$;

$$\frac{d}{dt}W_c = [W_0 + W_1 v + W_2 \exp(-S_{нб}/C_s)]g \times \quad (6)$$

$$\times [Q_2 - Q_1 - C_Q(t_2 - t_1)^2/2], \text{ Н/с}$$

при $t_2 < t < t_3, t_2 - t_1 < L_G/V_L$.

Из формул (5) и (6) следует, что линейное изменение грузопотока по сравнению со ступенчатым обеспечивает более плавное изменение силы сопротивления.

При линейном возрастании грузопотока масса ленты с грузом M_G и сила сопротивления W_c изменяются по параболическому закону в интервале (t_1, t_2) (см. рис. 3, б), а затем линейно возрастают в интервале (t_2, t_3) .

Ступенчатое и линейное изменения грузопотока Q приводит к достаточно плавному изменению момента сопротивления M_c без возникновения заметных электромагнитных колебаний. Поэтому приведенный вращающий момент $M_{пр}$ при анализе неустановившегося режима буксования представим формулой (2), не учитывающей колебания тока в обмотках и электромагнитного момента ЭД.

Рассмотрим развитие процесса буксования привода при постоянном грузопотоке. Для этого представим всю ленту с грузом одним телом с неизменной массой m_n , движущимся поступательно

$$m_n = M_G + L\rho, \text{ кг.}$$

При буксовании на барабан действует приведенный вращающий момент (2) и момент силы трения скольжения (3) (рис. 4).

К уравнению вращения барабана (1) добавим уравнение движения ленты

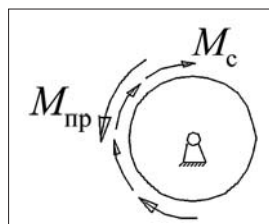


Рис. 4. Силы, действующие на приводной барабан при буксовании (сила тяжести и реакции опор не показаны)

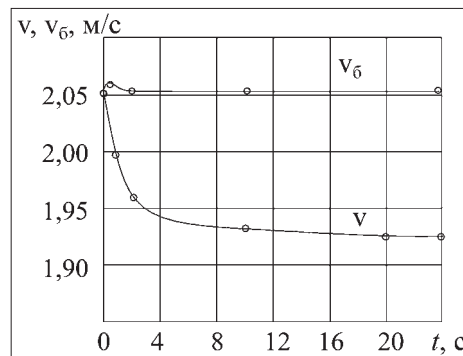


Рис. 5. Изменение скорости ленты v и барабана $v_б$ при буксовании

$$m_n dv/dt = F_T - W_c. \quad (7)$$

Результаты численного интегрирования уравнений (1), (7) с начальными условиями $\omega(0) = 6,52$ рад/с ($v_б = 2,054$ м/с); $v(0) = 2,054$ м/с для рассмотренного ранее примера привода при $J = 20$ кг·м²; $Q = 320$ кг/с; $f_0 = 0,3$; $f_1 = -1,66$ с/м; $f_2 = 10,15$ с²/м² приведены на рис. 5.

Из данных примера (см. рис. 5) видно, что после начала буксования скорость барабана $v_б$ незначительно возрастает, а затем остается почти постоянной (2,055 м/с). Столь незначительное изменение скорости барабана обусловлено жесткостью механической характеристики привода. Скорость ленты v уменьшается по закону, близкому к экспоненциальному до величины, обеспечивающей равенство силы тяги и силы сопротивления. Вследствие большой инерционности ленты с грузом снижение скорости ленты до нового стационарного значения занимает 15...20 с.

Буксование является вредным явлением, снижающим производительность конвейера, увеличивающим износ ленты, барабана и электрооборудования. Визуально определить наличие буксования из-за небольшой скорости скольжения ленты (0,1...0,2 м/с) не всегда возможно. Поэтому система управления конвейером должна иметь датчики контроля натяжения ленты, загрузки, скорости вращения приводного барабана $v_б$, скорости ленты v соответствующей чувствительности. Если при номинальном натяжении скорость ленты снизилась до стационарного значения, соответствующего фактической нагрузке, следует не останавливать конвейер, а в первую очередь снизить или прекратить его загрузку, а затем восстановить грузопоток и сцепление ленты с приводным барабаном до номинальных значений.

Список литературы

1. Копылов И.П. Электрические машины. М.: Высш. шк., 2002. 290 с.
2. Галкин В.И., Дмитриев В.Г., Дьяченко В.П. и др. Современная теория ленточных конвейеров горных предприятий. М.: Изд-во МГГУ, 2005. С. 93–105.
3. Андреев А.В. Передача трением. М.: Машиностроение, 1978. 88 с.
4. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. М.: Высш. шк., 1980. 299 с.

С.А. Зеньков, канд. техн. наук, доц., Братский государственный университет, **С.П. Ереско**, д-р техн. наук, проф., Сибирский федеральный университет

Моделирование процесса копания грунта вибрирующим ковшовым рабочим органом при отрицательной температуре

Предложена математическая модель движения грунта по вибрирующей поверхности ковшового рабочего органа при отрицательной температуре. Проведен анализ влияния высокочастотных колебаний на силы сопротивления сдвигу грунта по поверхности скольжения при отрицательной температуре, который показывает, что сопротивление сдвигу пласта определяется величиной давления ультразвуковых волн, действующего на грунт со стороны поверхности скольжения и в значительной степени зависит от акустических свойств грунта. Установлено, что снижение силы сопротивления сдвигу пласта грунта по поверхности скольжения при воздействии ультразвуковых колебаний может осуществляться, главным образом, за счет уменьшения сил сцепления и трения грунта по металлу.

Ключевые слова: математическая модель, вибрирующая поверхность, сопротивление сдвигу грунта, отрицательная температура.

S.A. Zenkov, Bratsky State University, **S.P. Eresko**, Siberian Federal University

Modeling of Process Digging of Soil Vibrating Bucket-Type Working Body at the Negative Temperature

Proposed mathematics model of moving of soil on vibrating surface bucket-type working body at the negative temperature. There are organized analysis of influence high-frequency fluctuations on resistivity to shift of soil on surface of slide at the negative temperature, which presents, that's a resistivity to shift of layer is defining by the value of pressure ultrasonic waves acting on the soil on the side of surface of slide, and in significant degree depends on acoustic properties of soil. It is realized that a reduction of resistivity to shift of layer of soil on surface of slide under acting ultrasonic fluctuations can be realized, mainly, because of reducing forces of tractions and friction of soil with metal.

Keywords: the mathematics model, the vibrating surface, a resistivity to shift of layer, the negative temperature.

Модель процесса сдвига пласта грунта по поверхности скольжения, излучающей высокочастотные колебания, приведенная в статье, разработана с использованием метода приближенного физического моделирования с разделением линейных масштабов по осям координат [1].

Использование приближенного метода моделирования с разделением масштабов по осям координат позволяет вести исследование без изменения свойств среды. Основным требованием является создание условий распространения волн колебательно-го процесса в модели, тождественных натуре.

Для описания процесса распространения колебаний ультразвукового и звукового диапазона частот воспользуемся общим уравнением распространения упругих волн в среде [1]:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[(\lambda + 2G) \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right] = \frac{\gamma_r \partial^3 u}{g \partial t^3} + \frac{\gamma_r \partial^2 u}{g t_2 \partial t^2} + \frac{k \partial^2 u}{t_2 \partial x^2}, \quad (1)$$

где λ , G – константы Ляме; u – перемещение; γ_r – объемная масса (плотность) среды; k – модуль объемного сжатия; t_2 – время релаксации (для данного процесса $t_2 = G/\eta'$); η' – вязкость среды для случая воздействия на нее высокочастотных колебаний.

Рассмотрим процесс копания. Задача о снижении усилия копания при снижении трения на внутренней

поверхности ковша может быть рассмотрена при следующем допущении: будем полагать, что в конечной стадии наполнения ковша грунтом стружка движется вдоль передней стенки и днища, преодолевая силы внешнего и внутреннего трения. Трением стружки о стенки ковша пренебрежем. Математическое выражение процесса движения вырезанного пласта грунта для рассматриваемого случая составляется в соответствии с расчетной схемой, представленной на рис. 1.

Силы, действующие на пласт грунта, приведены на рис. 2. Предполагается, что грунт, составляющий пласт, является несжимаемым.

Выделенный объем грунта совершает движение по криволинейной поверхности рабочего органа. Одновременно со стороны поверхности скольжения осуществляется ультразвуковое воздействие на грунт. Под действием ультразвуковой волны, распространяющейся в радиальном направлении, частицы грунта совершают колебательные движения относительно своего положения равновесия. Воздействие высокочастотных колебаний (звукового и ультразвукового диапазона частот) приводит к изменению сил вязкостного трения, вызывая в определенных условиях появление эффекта тиксотропии.

Выделенный элементарный объем грунта находится под действием следующих сил: силы веса dg , силы

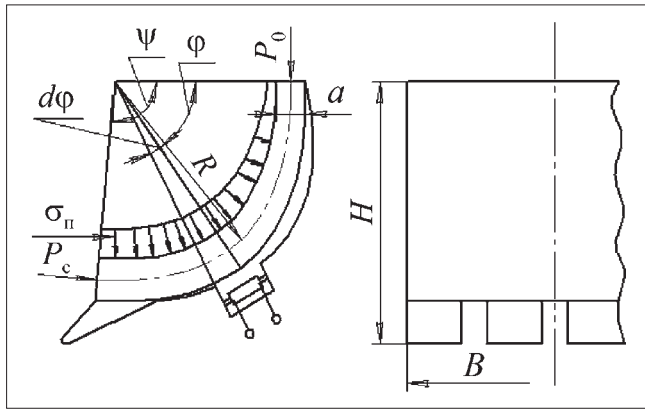


Рис. 1. Схема движения стружки грунта по криволинейной поверхности скольжения рабочего органа (ковша), излучающей колебания высокой частоты:

P_0 – сила, препятствующая движению пласта; H – высота, на которую поднимается грунт по поверхности скольжения; σ_n – нормальное напряжение, возникающее на рассматриваемой поверхности; a – толщина слоя грунта; B – ширина ковша

инерции ($dP_{ин}$ – касательная составляющая, $dN_{н}$ – нормальная составляющая), сил давления $dP_{1,2}$, сил трения $dF_{1,2}$, силы сопротивления $dN_{изг}$, являющейся следствием изгиба пласта, силы давления ультразвука $dP_{уз}$, действующей нормально поверхности скольжения грунта, и силы трения $dF_{уз}$, возникающей от силы $dP_{уз}$.

Приложением к элементарному объему грунта силы P_c выполняется принцип Даламбера. Тогда сумма проекций сил на радиальное направление записывается в виде

$$dP_2 + (P_c + dP_c) \sin \frac{d\varphi}{2} + P_c \sin \frac{d\varphi}{2} - dN_{н} - dP_1 - dN_{изг} + dg \left(\varphi - \frac{\psi}{2} \right) + dP_{уз} = 0, \quad (2)$$

где φ – угол, определяющий положение элемента на поверхности; ψ – центральный угол поверхности скольжения.

Принимая во внимание, что $dP_1 \approx dP_2$; $\sin \frac{d\varphi}{2} \approx \frac{d\varphi}{2}$; $dP_c \frac{d\varphi}{2} \rightarrow 0$, имеем:

$$dN_{н} + dN_{изг} + dP_{уз} = P_c d\varphi + dg \sin \left(\varphi - \frac{\psi}{2} \right). \quad (3)$$

Сумма проекций сил на направление нормали к радиусу имеет вид:

$$dF_1 + dF_2 + dF_{изг} + dF_{н} + P_c \cos \frac{d\varphi}{2} + dP_{ин} + dg \cos \left(\varphi - \frac{\psi}{2} \right) - (P_c + dP_c) \cos \frac{d\varphi}{2} + dF_{уз} = 0. \quad (4)$$

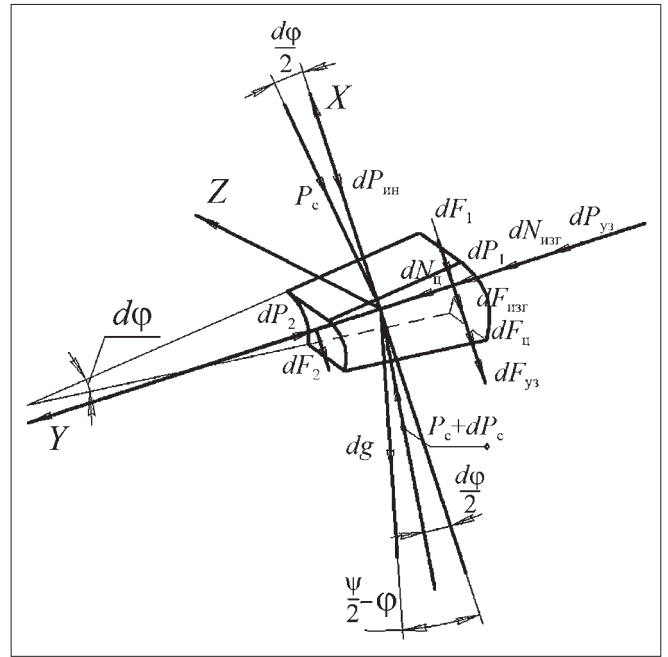


Рис. 2. Схема сил, действующих на элемент пласта грунта

В этом выражении вес элементарного объема грунта

$$dg = \gamma_r a R d\varphi dz, \quad (5)$$

где R – радиус кривизны поверхности скольжения; a – толщина стружки.

Касательная составляющая сил инерции

$$dP_{ин} = \frac{\gamma_r}{g} dx dy dz \frac{dv_x}{dt}, \quad (6)$$

где v_x – скорость движения стружки грунта по поверхности скольжения.

Так как $\cos \frac{d\varphi}{2} \approx 1$, полагаем в первом приближении, что сила трения $dF_1 \approx dF_2 \approx dF_{\tau}$.

Величину dF_{τ} можно записать в форме функций от касательных напряжений:

$$dF_{\tau} = \tau_{н} R d\varphi dz, \quad (7)$$

где $\tau_{н}$ – касательное напряжение в плоскости сдвига.

С учетом зависимостей [2]

$$\tau_{н} = \frac{fP + f_1 p_l S}{S} = f_{пр} \frac{P}{S}, \quad (8)$$

где S – площадь контакта; $f_{пр}$ – приведенный коэффициент трения; p_l – удельная сила прилипания; P – равнодействующая сил нормального давления контакта; f – коэффициент пропорциональности для деформационной составляющей силы трения; f_1 – коэффициент пропорциональности для адгезионной составляющей силы трения.

Тогда

$$dF_{\tau} = f_{\text{нр}} \frac{dPRd\varphi}{dx}. \quad (9)$$

От действия центробежной силы инерции $dN_{\text{ц}}$, силы, изгибающей пласт $dN_{\text{изг}}$, и силы давления ультразвуковой волны на пласт $dP_{\text{уз}}$ появляются касательные силы трения соответственно $dF_{\text{ц}}$, $dF_{\text{изг}}$, $dF_{\text{уз}}$.

Их сумма равна:

$$dF_{\text{ц}} + dF_{\text{изг}} + dF_{\text{уз}} = \text{tg} \delta' (dN_{\text{ц}} + dN_{\text{изг}} + dP_{\text{уз}}), \quad (10)$$

где δ' – угол внешнего трения грунта по поверхности скольжения при воздействии ультразвука.

Силу давления ультразвуковой волны можно представить в виде произведения давления, создаваемого волной, на площадь [3]:

$$dP_{\text{уз}} = dP_{\text{уз}} R d\varphi dz = 2\pi f_{\text{уз}} dA_{\text{уз}} C \frac{\gamma_r}{g} R d\varphi dz, \quad (11)$$

где $f_{\text{уз}}$ – частота колебаний; $A_{\text{уз}}$ – амплитуда колебаний; C – скорость распространения волн в грунте.

На основании выражения (3) имеем:

$$dF_{\text{ц}} = dF_{\text{изг}} + dF_{\text{уз}} = P_c \text{tg} \delta' d\varphi + dg \text{tg} \delta' \sin\left(\varphi - \frac{\psi}{2}\right). \quad (12)$$

Выполнив в (4) соответствующие подстановки, получаем

$$dP_c - P_c \text{tg} \delta' d\varphi = 2f_{\text{нр}} \frac{dPRd\varphi}{dx} + \gamma_r d \text{tg} \delta' \sin\left(\varphi - \frac{\psi}{2}\right) \quad (13)$$

$$R d\varphi dz + \gamma_r \cos\left(\varphi - \frac{\psi}{2}\right) R d\varphi dy dz + \frac{\gamma_r}{g} \frac{dv_x}{dt} dx dy dz.$$

По данным проф. В.И. Баловнева, влияние радиуса кривизны при $R/H \geq 9$ на изменение сопротивления пласта незначительно. Для случая движения пласта по плоской поверхности вдоль направления оси X уравнение (13) имеет вид:

$$dP_c = 2f_{\text{нр}} dP + \frac{\gamma_r}{g} \frac{dv_x}{dt} dx dy dz, \quad (14)$$

где P_c – сила сопротивления сдвигу грунта в плоскости ковша.

С учетом полученных экспериментально зависимостей сила сопротивления сдвигу грунта в плоскости ковша

$$dP_c = 2(4,42 + 0,15P + 0,2W + 0,58T - 0,07t + 330,5D - 24DT + 59Dt + 0,01PW - 0,01PT - 0,03WT - 19 \cdot 10^4 D^2 - 0,01P^2 - 0,02W^2 - 0,01t^2) dx dz + \frac{\gamma_r}{g} \frac{dv_x}{dt} dx dy dz, \quad (15)$$

где P – давление прижатия грунта, кПа; T – температура в зоне контакта, °С; W – относительная влажность грунта, %; t – продолжительность контакта, с; D – дисперсность грунта, мм.

Уравнение неразрывности (сплошности) движущегося пласта грунта при распространении упругой волны:

$$\frac{\partial \gamma_r}{\partial t} + \gamma_r \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} \right) + v_x \frac{\partial \gamma_r}{\partial x} + v_y \frac{\partial \gamma_r}{\partial y} = 0, \quad (16)$$

где v_x , v_y – проекции скорости сдвига грунта.

Граничные условия на поверхности скольжения стружки по грунту и металлу имеют вид:

при $\varphi = 0$ $P_c = P_0$; при $\varphi = \psi$ $P_c = P_{\text{сmax}}$;

при $t = 0$ коэффициент сцепления $C'_w = C_w$, угол внутреннего трения $\rho' = \rho$, угол внешнего трения $\delta' = \delta$;

при $t \neq 0$ $C'_w = C_{w_{\text{уз}}}$, $\rho' = \rho_{\text{уз}}$, $\delta' = \delta_{\text{уз}}$.

Граничные условия определяют, что воздействие ультразвука на грунт начинается при $t \neq 0$.

Таким образом выражение (15) представляет математическую модель движения грунта по вибрирующей поверхности рабочего органа для определения силы сопротивления сдвигу грунта в плоскости ковша при наложении на ковш ультразвуковых колебаний.

Рассмотрим процесс выгрузки грунта [4]. Уравнение сдвига грунта по плоской поверхности скольжения для рассматриваемого случая составляется на основании расчетной схемы для элементарного объема с учетом действующих на него сил (рис. 3).

На элементарный объем грунта действуют следующие силы: сила веса dg , сила давления прижатия dP , силы трения dF , сила давления упругой волны $dP_{\text{уз}}$, действующей нормально поверхности скольжения грунта и силы трения $dF_{\text{уз}}$, возникающей от силы $dP_{\text{уз}}$, силы инерции $dP_{\text{и}}$.

Сдвигающее усилие равно сумме проекций сил на ось X :

$$dP_c = dF + dF_{\text{уз}} - dg \sin \alpha + dP_{\text{и}}, \quad (17)$$

где α – угол наклона поверхности скольжения.

Полагаем в первом приближении, что $dF_1 \approx dF_{\tau}$.

Сопротивление сил трения элемента грунта о металлическую поверхность скольжения

$$dF_{\tau} = \tau_{\text{н}} dx dz = \gamma_r \text{tg} \delta' dx dy dz, \quad (18)$$

где $\tau_{\text{н}}$ – касательное напряжение в плоскости сдвига; γ_r – объемная масса грунта; $\text{tg} \delta'$ – коэффициент трения грунта по поверхности скольжения при воздействии упругих колебаний; dx , dy , dz – линейные размеры элементарного объема.

Сопротивление от сил инерции

$$dP_{\text{и}} = \frac{\gamma_r}{g} dx dy dz \frac{dv_x}{dt},$$

где v_x – скорость сдвига грунта по поверхности скольжения.

Сопротивление сил трения от действия давления ультразвуковой волны

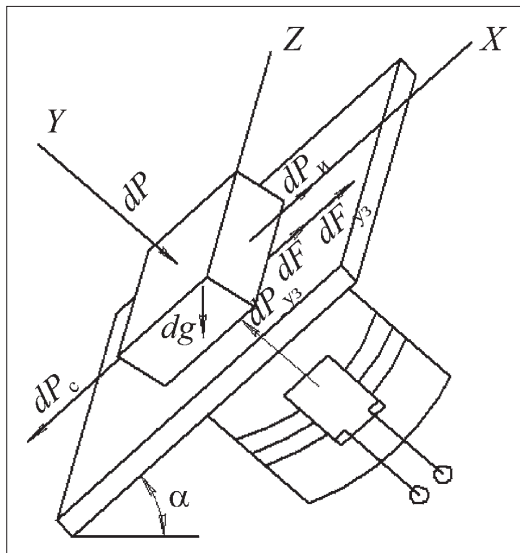


Рис. 3. Схема расчетной модели процесса движения элемента грунта по поверхности, излучающей колебания звукового и ультразвукового диапазона

$$dF_{y3} = 2\pi f_{y3} dA_{y3} C \frac{\gamma_r}{g} \operatorname{tg} \delta' dx dz. \quad (19)$$

Вес элементарного объема грунта

$$dg = \gamma_r dx dy dz. \quad (20)$$

Принимая $\operatorname{tg} \delta' = f_{np}$ (приведенный коэффициент трения с учетом адгезии и действия ультразвука при смерзании), имеем:

$$dP_c = \gamma_r f_{np} dx dy dz + 2\pi f_{y3} dA_{y3} C \frac{\gamma_r}{g} f_{np} dx dz - \gamma_r dx dy dz \sin \alpha + \frac{\gamma_r}{g} dx dy dz \frac{dv_x}{dt}. \quad (21)$$

После соответствующих преобразований

$$dP_c = \gamma_r dx dz \left(f_{np} dy + \frac{2\pi}{g} f_{y3} dA_{y3} C f_{np} - dy \sin \alpha + \frac{dv_x}{dt} \frac{dy}{g} \right), \quad (22)$$

где f_{np} определено экспериментально [2].

Тогда сдвигающее усилие

$$dP_c = \gamma_r dx dz \left[\frac{dx dz}{dP} (4,42 + 0,15P + 0,2W + 0,58T - 0,07t + 330,5D - 24DT + 59DT + 0,01PW - 0,01PT - 0,03WT - 19 \cdot 10^4 D^2 - 0,01P^2 - 0,02W^2 - 0,01t^2) \left(dy + \frac{2\pi}{g} f_{y3} dA_{y3} C - dy \sin \alpha + \frac{dv_x}{dt} \frac{dy}{g} \right) \right]. \quad (23)$$

Уравнение неразрывности (сплошности) движущегося пласта грунта при распространении упругой волны определяется соотношением (16).

Начальные и конечные условия имеют вид:

при $t = 0$ коэффициент сцепления $C'_w = C_w$, угол внутреннего трения $\rho' = \rho$, угол внешнего трения $\delta' = \delta$;

при $t \neq 0$ $C'_w = C_{wy3}$, $\rho' = \rho_{y3}$, $\delta' = \delta_{y3}$.

Таким образом по формуле (23) можно определить сдвигающее усилие в процессе выгрузки грунта из ковша при наложении ультразвуковых колебаний.

Анализ влияния высокочастотных колебаний на силы сопротивления сдвигу грунта по поверхности скольжения при отрицательной температуре показывает, что сопротивление сдвигу пласта определяется величиной давления ультразвуковых волн, действующего на грунт со стороны поверхности скольжения и в значительной степени зависит от акустических свойств грунта. Снижение силы сопротивления сдвигу пласта грунта по поверхности скольжения при воздействии ультразвуковых колебаний может осуществляться, главным образом, за счет уменьшения сил сцепления и трения грунта по металлу. Количественную оценку наблюдаемого эффекта определим экспериментально.

Условия приближенного физического моделирования процесса сдвига грунта по поверхности, излучающей колебания звукового и ультразвукового диапазона частот, определяются основными критериями подобия [1]. Приближенное физическое моделирование процесса сдвига грунта по поверхности, излучающей высокочастотные колебания, целесообразно проводить с разделением масштабов по осям координат. Это позволяет вести исследование без изменения свойств среды и параметров оборудования интенсифицирующего действия. Для экспериментальных исследований были использованы методы многофакторного планирования.

Эффект оценивался по величине условно-мгновенного удельного коэффициента смерзания, за который принимают напряжение сдвига Y , соответствующее началу перемещения образца грунта относительно рабочей поверхности, определяемое по формуле

$$Y = \frac{P_c}{S},$$

где P_c – нагрузка, необходимая для сдвига металлической поверхности относительно образца грунта, Н; S – площадь рабочей части примороженного образца грунта, м². Напряжение сдвига Y определялось без внешнего воздействия ($Y_{6в}$) и при ультразвуковом воздействии (Y_{y3}).

Для проведения активного эксперимента выбран ротатальный центральный композиционный план для пятифакторной модели с линейным ядром плана на полуреплике 2^{5-1} и общим числом точек $N = 32$, план имеет "звездные точки" с плечом $\alpha = \pm 2$). Матрица планирования и результаты многофакторного эксперимента при ультразвуковом воздействии излучателя ПМС-6М приведены в таблице.

Параметры оборудования для создания ультразвукового воздействия (их рациональные значения) в процессе проведения эксперимента не изменялись: частота 21,8 кГц, амплитуда 0,005 мм, продолжительность воздействия 10 с, температура нагрева излучающей поверхности 25 °С.

Матрица планирования и результаты многофакторного эксперимента

| № опыта | Факторы | | | | | Функции отклика | |
|---------|----------|----------|----------|----------|----------|-----------------|----------------|
| | <i>D</i> | <i>P</i> | <i>W</i> | <i>T</i> | <i>t</i> | $Y_{об}$, кПа | $Y_{уз}$, кПа |
| 1 | -1 | -1 | -1 | -1 | -1 | 29,1 | 2,81 |
| 2 | 1 | -1 | -1 | -1 | 1 | 42,28 | 2,96 |
| 3 | -1 | 1 | -1 | -1 | 1 | 62,67 | 5,07 |
| 4 | 1 | 1 | -1 | -1 | -1 | 40,2 | 5,15 |
| 5 | -1 | -1 | 1 | -1 | 1 | 105,51 | 2,42 |
| 6 | 1 | -1 | 1 | -1 | -1 | 53,92 | 2,84 |
| 7 | -1 | 1 | 1 | -1 | -1 | 48,34 | 2,00 |
| 8 | 1 | 1 | 1 | -1 | 1 | 150,63 | 3,99 |
| 9 | -1 | -1 | -1 | 1 | 1 | 128,02 | 4,91 |
| 10 | 1 | -1 | -1 | 1 | -1 | 68,52 | 3,38 |
| 11 | -1 | 1 | -1 | 1 | -1 | 82,06 | 6,75 |
| 12 | 1 | 1 | -1 | 1 | 1 | 212,36 | 5,25 |
| 13 | -1 | -1 | 1 | 1 | -1 | 124,35 | 4,31 |
| 14 | 1 | -1 | 1 | 1 | 1 | 275,69 | 4,13 |
| 15 | -1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 294,98 | 14,61 |
| 16 | 1 | 1 | 1 | 1 | -1 | 269,36 | 12,75 |
| 17 | -2 | 0 | 0 | 0 | 0 | 50,24 | 5,07 |
| 18 | 2 | 0 | 0 | 0 | 0 | 120,39 | 4,06 |
| 19 | 0 | -2 | 0 | 0 | 0 | 69,86 | 0,86 |
| 20 | 0 | 2 | 0 | 0 | 0 | 164,19 | 6,29 |
| 21 | 0 | 0 | -2 | 0 | 0 | 68,54 | 5,15 |
| 22 | 0 | 0 | 2 | 0 | 0 | 292,39 | 5,65 |
| 23 | 0 | 0 | 0 | -2 | 0 | 40,12 | 3,88 |
| 24 | 0 | 0 | 0 | 2 | 0 | 305,11 | 12,97 |
| 25 | 0 | 0 | 0 | 0 | -2 | 59,53 | 4,39 |
| 26 | 0 | 0 | 0 | 0 | 2 | 239,45 | 7,22 |
| 27 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 185,74 | 8,92 |
| 28 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 179,37 | 7,02 |
| 29 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 192,03 | 8,42 |
| 30 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 187,36 | 8,19 |
| 31 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 184,53 | 7,75 |
| 32 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 184,41 | 7,22 |

В результате обработки экспериментальных исследований (см. таблицу) на ЭВМ по программе "MNKLUX" было получено уравнение регрессии, аппроксимирующее опытные данные:

– при ультразвуковом воздействии в кодированном виде:

$$Y_{Т.А.В.} = 7,72 + 1,61X_2 + 0,49X_3 + 1,96X_4 + 0,38X_5 - 0,48X_1X_4 - 1,18X_1X_5 + 0,72X_2X_3 + 1,09X_2X_4 + 1,26X_3X_4 - 0,76X_1^2 - 1,01X_2^2 - 0,55X_3^2 - 0,45X_5^2; \quad (24)$$

– в натуральном виде:

$$\tau_{Т.А.В.} = 4,42 + 0,15\rho_n + 0,2W + 0,58T - 0,07t + 330,5D - 24DT + 59Dt + 0,001\rho_n W - 0,01\rho_n T - 0,03WT - 19 \cdot 10^4 D^2 - 0,01\rho_n^2 - 0,02W^2 - 0,01t^2. \quad (25)$$

Анализ уравнения (24) на оптимум показал, что такая точка находится в отрицательной области отклика. Все факторы в исследованном диапазоне способствуют в основном увеличению прочности смерзания. В возрастающем порядке усиления адгезии они составляют ряд: *D*, *t*, *W*, *P*, *T*.

Усиление влияния давления при ультразвуковом воздействии можно объяснить исчезновением под действием тепловой энергии цементационных связей льда (его таянием) и переходом связанной воды в рыхлосвязную и свободную.

Эксперименты показали, что прочность смерзания грунта с металлической поверхностью снижается при ультразвуковом воздействии в среднем в 25 раз.

Список литературы

1. **Баловнев В.И.** Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин. М.: Высш. шк., 1981. 335 с.
2. **Зеньков С.А.** Определение рациональных параметров оборудования интенсифицирующего действия к ковшам экскаваторов для снижения адгезии грунта при отрицательной температуре: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М.: МАДИ, 1987. 22 с.
3. **Донской А.В.** Ультразвуковые электротехнологические установки / А.В. Донской, О.К. Келлер, Г.С. Кратыш. Л.: Энергоиздат, ЛО, 1982. 208 с.
4. **Зеньков С.А.** Модель процесса сдвига грунта по вибрирующей поверхности рабочего органа при отрицательной температуре / С.А. Зеньков / Транспортные средства Сибири: межвуз. сб. науч. тр. с международным участием / под ред. С.П. Ереско. Вып. 10. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2004. 483 с.

*Константину Георгиевичу
АСАПУРУ
100 лет*



Уважаемый Константин Георгиевич!

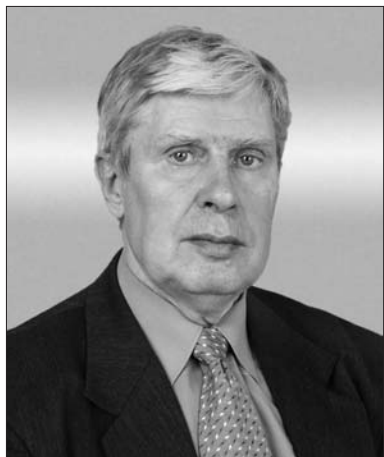
В день Вашего 100-летия Ученый Совет и весь коллектив горно-электромеханического факультета Санкт-Петербургского государственного горного института (технического университета) сердечно поздравляют Вас – ветерана факультета – с днём рождения и желают Вам творческих успехов в плодотворной научной, воспитательной и педагогической деятельности.

Ваш трудовой путь начался в 1930 году. Окончив Ленинградский политехнический институт, Вы занимали различные должности от рядового проектировщика до главного инженера проектов на строительстве ряда ГЭС Советского Союза.

Наиболее полно проявились Ваши творческие способности в период после 1951 года, когда Вы, предварительно защитив кандидатскую диссертацию, перешли на работу в Ленинградский горный институт и прошли путь от ассистента до профессора, заведующего кафедрой. В эти годы Вам пришлось ставить курс гидравлики в горном институте. Всего за три года Вы создали учебную гидравлическую лабораторию в горном институте и издали ряд учебных пособий, заложивших основу этого курса. Значительный вклад Вы внесли своими научными публикациями, учебниками и учебными пособиями в дело подготовки высококвалифицированных инженеров для Российской горной промышленности. Сегодня большинство преподавателей горного института являются Вашими учениками.

Дорогой Константин Георгиевич, сегодня мы, Ваши ученики и коллеги, от всей души поздравляем Вас с юбилеем, отмечаем Ваши заслуги в деле подготовки горных инженеров-механиков и желаем Вам крепкого здоровья, творческого долголетия и дальнейших успехов на благо России.

Ваши коллеги и друзья



Николаю Николаевичу Страбыкину 70 лет



Исполнилось 70 лет ведущему работнику высшей школы и горной промышленности Николаю Николаевичу Страбыкину.

Н.Н. Страбыкин – доктор технических наук, профессор, заслуженный работник высшего образования России, Почетный профессор Иркутского государственного технического университета, действительный член Горной академии и член-корр. Сибирского отделения Академии наук высшей школы. Выпускник ИрГТУ. Более 25 лет возглавлял кафедру "Горные машины и рудничный транспорт". Исполнял обязанности ученого секретаря Ученого совета университета, ученого секретаря диссертационного совета Д 212.73.04 при ИрГТУ. Член учебно-методической комиссии Учебно-методического объединения горных специальностей, член Научно-методического совета СибРУМЦ, Научного совета по государственной программе "Прогрессивные технологии комплексного освоения топливно-энергетических ресурсов недр России". Член редакционной коллегии журнала "Горное оборудование и электромеханика". Под его руководством и с его участием подготовлено около тысячи двухсот горных инженеров-электромехаников, из которых более семидесяти – для зарубежных стран, выполнено более пятидесяти научно-исследовательских работ на горных предприятиях Сибири, Якутии и Северо-Востока Российской Федерации и Монголии. Разработанный оригинальный породоразрушающий буровой инструмент внедрен на горно-добывающих предприятиях. Образцы инструмента экспонировались на ВДНХ и международных выставках и удостоены медалей ВДНХ.

Им опубликовано 218 научных работ, в том числе десять монографий, из которых две в издательстве "Недра", получено десять авторских свидетельств и патентов РФ. Подготовлено и издано двенадцать учебных пособий, в том числе пять с грифом УМО по горному образованию, один учебник опубликован в Монголии.

Н.Н. Страбыкин руководит аспирантурой и магистратурой, много внимания уделяет развитию лабораторной базы и учебно-методическому обеспечению дисциплин кафедры. Он награжден знаком "Почетный работник высшего профессионального образования России", знаком "Шахтерская слава" двух степеней, Почетной грамотой Министерства цветной металлургии СССР, Почетной грамотой Министерства горно-рудной промышленности Монголии.

Коллеги по работе, студенты, выпускники вуза и редколлегия журнала сердечно поздравляют Николая Николаевича со славным юбилеем. С пожеланиями здоровья и дальнейших творческих успехов – друзья и товарищи!



Указатель статей, опубликованных в журнале "Горное оборудование и электромеханика" в 2008 г.

ПОДЗЕМНЫЕ РАБОТЫ

- Габов В.В., Задков Д.А., Лыков Ю.В., Гуримский А.И., Шпилько С.И.** Особенности эксплуатации проходческих комбайнов на шахтах ОАО "Воркутауголь" № 12
- Гавриков А.А., Волчок Ю.П., Курчевский А.Н., Романович А.С.** Новая автоматизированная система контроля горного давления в очистных забоях и перспективы развития технологии управления кровлей лав № 6
- Горбатов П.А., Лысенко Н.М., Воробьев Е.А., Потапов В.Г., Ржавский Э.В., Воскресенский В.С.** Установление динамических характеристик подсистемы привода исполнительных органов очистного комбайна нового поколения № 2
- Горбатов П.А., Лысенко Н.М., Ржавский Э.В.** Установление температурного режима исполнительных органов выемочных комбайнов со встроенными виброзащитными устройствами ... № 5
- Кантович Л.И., Ружицкий В.П., Григорьев С.М., Григорьев А.С.** Результаты исследования продавливающих установок для бестраншейной технологии строительства подземных инженерных коммуникаций № 2
- Косарев В.В., Стадник Н.И., Варшавский Ю.И., Косарев И.В., Никитин С.В.** Режимы работы насосных станций типа СНД для механизированных крепей № 2
- Лукиенко Л.В., Ковалева Т.В.** Расчет и проектирование опорно-направляющего механизма для повышения ресурса бесцепной системы перемещения очистного комбайна. № 5
- Мышляев Б.К., Титов И.В.** Техно-экономический анализ современных механизированных крепей № 12
- Поминов К.П., Рахутин М.Г.** Обоснование рациональных соотношений усилия подачи и мощности привода исполнительного органа проходческого комбайна избирательного действия № 6
- Хазанович Г.Ш., Лукьянова Г.В.** Инженерная методика выбора рациональных вариантов проходческих погрузочно-транспортных модулей на основе математического моделирования № 7
- Хорешок А.А., Кузнецов В.В., Борисов А.Ю.** Обоснование геометрических параметров дискового инструмента для исполнительных органов проходческих комбайнов № 2

ОТКРЫТЫЕ РАБОТЫ

- Гилёв А.В., Шейн Ф.Э.** Механизированный комплекс для добычи строительных материалов на обводненных месторождениях № 6

- Кисляков В.Е., Чустугешев В.М.** Выемка обводненных техногенных образований золота устройством шнекового типа № 2
- Щадов М.И., Ефимов В.Н.** Оценка технического состояния горно-транспортного оборудования и его техническое перевооружение как основа эффективности развития открытой угледобычи Кузбасса № 7

ГОРНЫЙ ТРАНСПОРТ

- Васильев К.А., Николаев А.К., Роберто Сьерра, Мануэль Суарес.** Проблемы эксплуатации конвейерного транспорта на рудоперерабатывающих заводах Республики Куба № 1
- Волков Д.В., Сташинов Ю.П.** Реализация рациональной тяговой характеристики шахтного электровоза средствами асинхронного частотно-регулируемого электропривода № 10
- Галкин В.И.** Особенности эксплуатации трубчатых ленточных конвейеров № 1
- Галкин В.И., Рассказов В.А.** Многофакторный анализ показателей надежности карьерных автосамосвалов большой грузоподъемности № 12
- Глебов А.В.** Уровень потребительских качеств и конкурентоспособность автосамосвалов в условиях карьера "Комсомольский" Айхальского ГОКа № 6
- Егоров А.Н.** Тенденции развития конструкции большегрузной карьерной техники производства РУПП "БелАЗ" № 1
- Журавлев А.Г.** Оценка эксплуатационных свойств карьерных автосамосвалов с комбинированной энергосиловой установкой № 5
- Зедгенизов Д.В.** Система автоматического управления воздухораспределением в тоннеле метрополитена 2
- Зырянов И.В.** Использование механических транспортных средств при отработке кимберлитовых труб: опыт и перспективы № 11
- Плютов Ю.А.** Оценка эффективности эксплуатации погрузочно-транспортных комплексов открытых горных разработок № 1
- Рассказов В.А.** Особенности закона распределения наработки на отказ большегрузных карьерных автосамосвалов № 7
- Сливинский Е.В., Теслин В.В.** Устройство для исключения самодвижения подвижного состава № 5
- Стребков К.А.** Малотоксичные режимы работы подземных погрузочно-доставочных машин № 7
- Тарасов П.И., Журавлёв А.Г., Исаков М.В.** Выбор параметров аккумулятора для комбинированного транспорта № 7

- рованной энергосиловой установки карьерного автосамосвала № 9
Тарасов Ю.Д. Расчет и выбор параметров вертикального ленточного конвейера № 1
Тарасов Ю.Д. Усовершенствованная конструкция ленточного останова для наклонных ленточных конвейеров № 7
Федоров Ф.В., Тарасов Ю.Д. Улавливающие устройства для ленточных конвейеров с подвесной лентой № 6
Фефелов Е.В. Задача выбора параметров силовых установок карьерных самосвалов для конкретных горно-технических условий № 10
Хорешок А.А., Стенин Д.В. Влияние степени загрузки карьерных автосамосвалов на их производительность № 2
Шешко Е.Е. Крутонаклонные ленточные конвейеры с прижимной лентой на горных предприятиях № 12

БУРОВЫЕ РАБОТЫ

- Боярских Г.А., Боярских И.Г., Зубов В.В.** Феноменология и модель неравновесного напряженно-деформированного состояния элементов армирования ударного бурового инструмента № 11
Викторов С.Д., Закалинский В.М. Многошпиндельные станки для бурения взрывных параллельно-сближенных скважин № 9
Гилёв А.В., Шейн Ф.Э., Гилёв Р.А., Збинец С.В. Пневмоэжекционный способ шламоудаления из технологических скважин № 10
Давиденко А.Н., Кожевников А.А., Хоменко В.Л., Судаков А.К. Планетарная конструкция долот безударного действия № 6
Катанов Б.А. О рациональных породоразрушающих элементах буровых долот № 5
Катанов Б.А. Шнекопневматика как универсальный способ очистки скважин при вращательном бурении № 2
Катанов Б.А., Колчанов В.Д. О рациональной конструкции комбинированных буровых долот № 12
Миниханов Р.Ф. Повышение надежности работы буровых станков № 11
Страбыкин Н.Н., Коледин Ю.М., Горячкин В.М., Красноштанов С.Ю., Шевченко А.Н. Перспективы эффективного применения станков вращательного бурения в сложных горно-геологических и суровых климатических условиях карьеров Сибири и Севера № 12
Судьенков Ю.В., Бурак А.Я., Юнгмейстер Д.А., Пивнев В.А. Исследования ударных систем "поршень—боек—инструмент" при разрушении кембрийских глин № 11

ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА. АВТОМАТИЗАЦИЯ

- Алексеев В.В., Язев В.Н.** Модель системы подчиненного векторного управления асин-

- хронным приводом вращателя бурового станка № 7
Ананьев П.П., Потапов Д.С. Оптимизация процесса автоматического контроля влажности рудных потоков на основе СВЧ-методов № 9
Гуревич В.И. О режиме питания мощного контактора переменного тока при провалах напряжения в сети 0,4 кВ № 7
Кадыров И.Ш. Исследование динамических процессов в передачах механизма поворота экскаватора-драглайна при внезапном отключении питающего напряжения № 6
Кадыров И.Ш. Исследование динамических процессов в электромеханической системе землеройной машины при внезапном отключении питающего напряжения № 7
Козярук А.Е., Жуковский Ю.Л., Коржев А.А., Кривенко А.В. К оценке величины остаточного ресурса силового электрооборудования № 1
Микитченко А.Я., Могучев М.В., Шевченко А.Н., Шоленков А.Н., Греков Э.Л. Разработки ОАО "Рудоавтоматика" в области перспективных систем экскаваторных приводов № 6
Микитченко А.Я., Шевченко А.Н., Бирюков Ю.А., Шестаков П.Р. Энергетическая эффективность регулирования в тиристорных и транзисторных электроприводах экскаваторов № 5
Нестеровский А.В., Каширских В.Г. Оперативный контроль состояния асинхронных электродвигателей горных машин № 9
Павленко С.В. Электропривод экскаваторов-лопат для горно-рудного производства № 2
Певзнер Л.Д., Бабаков С.Е. Выбор и исследование привода шахтного робота-спасателя № 1
Разгильдеев Г.И., Друй В.М. О состоянии средств взрывозащиты рудничного взрывозащищенного электрооборудования № 9
Разгильдеев Г.И., Шевченко А.А. Электромагнитные поля в забоях угольных шахт № 9
Сапунков М.Л., Бычин М.А. Особенности выбора характеристик микропроцессорной защиты от замыканий на землю № 2
Стадник Н.И., Мезников А.В. Электрооборудование горных машин Украины нового поколения № 1
Стадник Н.И., Сергеев А.В., Кондрахин В.П. Особенности и функциональная модель мехатронного очистного комплекса № 5
Сташинов Ю.П., Боченков Д.А., Волков В.В. Технические и энергетические аспекты применения регулируемого электропривода на главных водоотливных установках шахт № 11
Сташинов Ю.П., Семенчук А.С. Тяговый привод шахтного аккумуляторного электровоза на базе двигателей с независимыми обмотками возбуждения № 7

Тугуз Ш.М., Плащанский Л.А., Беляк В.Л.
О рациональном уровне номинального напряжения электродвигателей высокоэнерговооруженных очистных комплексов № 9

НАДЕЖНОСТЬ. РЕМОНТ. ДИАГНОСТИКА

Андреева Л.И. Комплексная оценка деятельности ремонтного производства горно-добывающего предприятия № 5

Журавлев Д.В. Совершенствование металлоконструкций буровых установок № 9

Кельш Х.Р., Бродский Г.С. Прогнозирование ресурса гидравлических насосов и моторов гидроприводов карьерных экскаваторов при их эксплуатации в условиях низких температур № 11

Леоненко А.С., Прокопьев А.Ю., Берзиньш Я.Я. Основные пути повышения управляемости малых и средних шахтных подъемных установок № 9

Махно Д.Е., Авдеев А.Н., Болотнев А.Ю. Проблема хладостойкости конструкций при эксплуатации карьерных экскаваторов в регионах холодного климата № 9

Махно Д.Е., Шадрин А.И., Авдеев А.Н. Проблемы эксплуатации механического оборудования в регионах холодного климата № 9

Миронов В.И., Лукашук О.А., Якушев А.В. Прогнозирование усталостного ресурса элементов оборудования с учетом аномалии свойств поверхностного слоя материала № 12

Островский М.С., Радкевич Я.М., Бойко П.Ф. Технология вибромониторинга технического состояния горных машин на этапе эксплуатации № 10

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") № 10

Радкевич Я.М., Островский М.С., Бойко П.Ф. Методология оценки качества и управление состоянием горных машин с использованием вибрационных характеристик № 10

Рябков Н.В., Довженко А.С., Хажиев В.А. Влияние регламентации ремонтных процессов на аварийность подземного рельсового транспорта на угольной шахте № 5

Шадрин А.И. Оценка остаточного ресурса узлов металлоконструкций карьерных экскаваторов в условиях холодного климата № 10

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Ивахник В.Г., Шахова К.И. Инновации: современные тенденции повышения физико-механических свойств конструкционных материалов горных машин и оборудования № 11

Матренин М.В. Ижорские экскаваторы: ближайшее будущее № 9

ДРОБИЛЬНО-РАЗМОЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Бабаев Р.М., Казаков С.В., Тягушев М.Ю., Саблин Р.А. Перспективные направления совершенствования конструкций виброинерционных дробилок № 5

Саблин Р.А. Экспериментальные исследования режима работы вибрационной щековой дробилки с наклонной камерой дробления № 6

ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Буторин С.Н., Егоров Н.Г., Ермаков А.В. Оборудование и приспособления для механизации проходки шурфов № 6

СТАЦИОНАРНЫЕ УСТАНОВКИ

Картавый Н.Г., Зотов В.В. Повышение технического уровня шахтных подъемных установок при замене канатов резинокросовыми лентами № 11

Попов Ю.В., Тимухин С.А. О прогнозе этапов кризисного состояния комплексов шахтных подъемных установок № 11

Сташинов Ю.П., Боченков Д.А. К пересчету напорной характеристики центробежного насоса при изменении частоты вращения рабочих колес № 12

ЭКОНОМИКА

Глебов А.В. Методика оценки уровня потребительских качеств и конкурентоспособности геотехники (на примере карьерных автосамосвалов) № 5

Зверева Л.А., Захаров С.И., Коркина Т.А. Нормирование расхода материально-технических ресурсов на угольных шахтах: мотивационный подход № 6

ПОДГОТОВКА КАДРОВ

Прудинский Г.А., Беляев В.В., Журов Г.Н., Маховиков А.Б. Обучение магистрантов и аспирантов компьютерным технологиям. Опыт Санкт-Петербургского государственного горного института (технического университета) № 2

НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЕ И КОНСТРУКТОРСКИЕ РАЗРАБОТКИ

Боярских Г.А., Боярских И.Г. Регламентация конструкционной прочности с учетом технологической и эксплуатационной наследственности бурового твердосплавного инструмента № 7

Буткин В.Д., Точилин В.И. Применение аэростатной техники для выемки и транспортирования горной массы на открытых горных разработках № 7

Глебов А.В., Кармаев Г.Д. Уровень потребительских качеств и конкурентоспособность эксплуатируемой геотехники (на примере дробильно-сортировочной установки) № 9

Горбатов П.А., Воробьев Е.А., Лысенко Н.М. Установление нагрузок и относительного момента трения в виброзащитном устройстве зубчато-пружинного типа для приводов выемочных машин № 9

Горбатов П.А., Воробьев Е.А., Лысенко Н.М. Установление относительного демпфирования в виброзащитных устройствах с трением рессорного типа № 9

Доронин С.В., Косолапов Д.В. Оценка конструктивных решений и расчетное обоснование рациональных параметров деталей машин ударного действия для разрушения горных пород № 10

Жабин А.Б., Лавит И.М., Поляков Ал.В. Механизм и закономерности процесса эрозионного разрушения горных пород под действием гидроабразивной струи № 1

Зедгенизов В.Г., Мельников А.В. Моделирование рабочего процесса ударника для разрушения горных пород и прочных строительных материалов № 2

Зеньков С.А., Ереско С.П. Моделирование процесса копания грунта вибрирующим ковшевым рабочим органом при отрицательной температуре № 12

Картавый А.Н. Механизм возбуждения колебаний и затраты мощности дебалансными вибро-возбудителями № 9

Карташов Ю.М. Новый планетарный исполнительный орган проходческого комбайна № 10

Красников Ю.Д., Васильев Б.М. Перспективы развития техники и технологии массового поточного безвзрывного разрушения породного массива на основе мощных нетрадиционных ударных установок № 11

Красников Ю.Д. Мощная непрерывная сейсмическая и усталостная обработка пластов как один из методов повышения безопасности и экономической эффективности угольных шахт № 2

Красников Ю.Д. Мощные нетрадиционные ударные машины как основа экологически чистых, безопасных технологий и роста прибыли горных и строительных предприятий № 1

Лагунова Ю.А. Разработка математической модели процесса разрушения горных пород "в слое" № 11

Мельников А.В. Анализ работы молота с пружинным аккумулятором энергии при разрушении негабаритов горных пород № 11

Морин А.С., Борисов Ф.И. Физическое моделирование динамических схем трубопроводного проветривания глубоких карьеров № 7

Набатников Ю.Ф., Белянкина О.В. Определение параметров контактного взаимодействия рабочих поверхностей гидростойки механизированной крепи № 10

Потапов В.В. Исследование фрикционных характеристик углесодержащих формаций № 11

Реутов А.А. Моделирование буксования привода ленточного конвейера № 12

Серегин Д.В. Разработка сенсорной системы рабочего органа тоннельного укладчика № 12

Страбыкин Н.Н., Шеметов Ю.П., Горячкин В.М., Шевченко А.Н. Оценка энергоемкости процесса разрушения породы на забое скважины различными исполнительными органами по гранулометрическому составу буровой мелочи № 1

Талтыкин В.С., Островский М.С. Геометрическая модель стального круглопрядного каната № 9

Чудновский В.Ю. Динамические проблемы карьерных роторных экскаваторов и их решение № 12

Чудновский В.Ю. Исследование динамической устойчивости электромеханической системы поворота роторных экскаваторов № 10

Чудновский В.Ю. Основы рационального конструирования ковшей карьерных роторных экскаваторов № 6

Шмакин И.Г., Струков В.Б., Кавыршин И.П., Бударин Д.Е. Исследования физических явлений виброактивного резания горных пород № 10

Юнгмейстер Д.А., Ветюков М.М., Платовских М.Ю., Смирнов Д.В. Расчет параметров и экспериментальные исследования исполнительных органов придонного агрегата для сбора железомарганцевых конкреций № 11

Юнгмейстер Д.А., Смирнов Д.В. Комплекс для ведения добычи железомарганцевых конкреций со дна моря № 1

ИНФОРМАЦИЯ

Иванов С.Л., Дудко П.П., Дмитриев Г.Ю., Подхалюзин С.П. Применение и перспективы использования централизованных систем смазки № 1

Лагунова Ю.А., Жиганов П.А. Особенности эксплуатации дробильно-размольного оборудования на месторождениях Австралии № 1

Седых Б.Н., Монаков А.С. Эффективное использование полимерных материалов в промышленности № 2

"Уралмаш" жив! № 9

Федерб Ф., Санчес Р., Табарин А.Д. ESCO в России № 3

ВЫДАЮЩИЕСЯ УЧЕНЫЕ, ПРОИЗВОДСТВЕННИКИ, ПЕДАГОГИ

Александр Онисимович Спиваковский (к 120-летию со дня рождения) № 2

Владимир Иванович Геронтьев № 7

ТЕМАТИЧЕСКИЕ ВЫПУСКИ

№ 3. Тематический выпуск, посвященный качеству горного оборудования

МЕТОДОЛОГИЯ ОЦЕНКИ И ФОРМИРОВАНИЯ РЕСУРСА КАЧЕСТВА ГОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ОБОБЩЕННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК

Страбыкин Н.Н., Савченко А.Я. Комплексная оценка качества высокопроизводительного горно-добывающего оборудования на этапе эксплуатации.

Демин А.А., Кузнецов И.П., Савченко А.Я. Комплексная оценка качества забойной технологичности драглайнов большой единичной мощности.

Мышляев Б.К., Титов И.В. О качестве очистного оборудования.

Набатников Ю.Ф., Сизова Е.И. Моделирование процесса сборки соединений машин на ЭВМ.

Набатников Ю.Ф., Сизова Е.И. Обеспечение качества соединений "твердосплавная вставка—отверстие" шарошечных буровых долот.

Шахова К.И. Оценка качества сталей горного оборудования по составу и механическим свойствам.

ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА ЭКСПЛУАТАЦИИ И РЕМОНТНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ГОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Голощанов П.Ю., Данилов А.П. Существующая система организации ремонтов и направления ее совершенствования.

Леоненко А.С., Махно Д.Е., Леоненко С.С. Улучшение эксплуатационных показателей горной техники на основе повышения управляемости процессов использования и ремонта.

Красноштанов С.Ю., Макаров А.П. Хрупкое разрушение и восстановление крупногабаритных деталей горного оборудования карьеров.

Лужков Ю.А., Тимофеева С.С. Влияние технологических процессов и горно-транспортного оборудования добычи угля на экологическую нагрузку Черемховского района.

Косолапов А.И., Совмен В.К. Исследование временной динамики производительности буровых станков и экскаваторов в условиях карьера "Восточный".

Миронов В.И., Якушев А.В., Лукашук О.А., Боярских Г.А. Усталостный расчет элементов конструкций горных машин с учетом деградации свойств конструкционных материалов при циклическом нагружении.

Бойко П.Ф. Восстановление работоспособности зубчатых колес шаровых мельниц.

Бойко П.Ф., Мнацаканян В.У. Применение антифрикционных покрытий для восстановления работоспособности эксцентриковых стаканов дробилок.

В.А. БРЕННЕР И КАФЕДРА "ГЕОТЕХНОЛОГИИ И ГЕОТЕХНИКА" ТУЛЬСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО УНИВЕРСИТЕТА

Жачурин Н.М., Жабин А.Б. К 80-летию В.А. Бреннера. Биографический очерк.

Бреннер В.А. Основные направления научно-технической деятельности кафедры "Геотехнологии и геотехника" ТулГУ в области горного машиностроения.

ГИДРОСТРУЙНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В ГОРНОМ ДЕЛЕ

Жабин А.Б., Поляков Ан.В., Антипов В.В., Антипов Ю.В. Гидромеханические исполнительные органы проходческих комбайнов.

Жабин А.Б., Поляков Ал.В., Миллер М.М. Расчет параметров источников воды сверхвысокого давления для гидромеханических исполнительных органов проходческих комбайнов.

Жабин А.Б., Поляков Ан.В., Щеголевский М.М. Методика расчета основных параметров и показателей процесса резания горных пород гидроимпульсным инструментом.

Мерзляков В.Г., Бафталовский В.Е. Установление рациональных параметров, разработка и создание инструментов для гидроабразивного резания твердых материалов.

Головин К.А., Пушкарев А.Е., Лежебоков А.В. Экспериментальные исследования процесса гидроструйной цементации неустойчивых пород.

Жабин А.Б., Платонов В.В., Чилачава К.Б., Швыкин А.Ю. Механохимическая активация бурых углей струями воды высокого давления.

ГОРНЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ

Ушаков Л.С., Каманин Ю.Н. Исследование напряженно-деформированного состояния массива при разрушении пород ударно-скалывающим исполнительным органом.

Ушаков Л.С., Юрьев Д.А., Ределин Р.А. Комплекс для исследования силовой импульсной системы.

Пушкарев А.Е., Сарычев В.И., Рогачев А.А. Обоснование конструктивных параметров и режимов работы исполнительного органа управляемой прокалывающей установки.

Семенов В.В., Шмакин И.Г. Обоснование рациональных параметров режущих органов комбайнов типа "Урал".

Антипов В.В. ООО "СОЭЗ" — вчера и сегодня.

Потапенко В.А. Механизированные крепи для тонких пластов, разработанные ОАО "ПНИУИ".

СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ
ОАО "КОПЕЙСКИЙ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЙ
ЗАВОД"

Семенов В.В. ОАО "Копейский машиностроительный завод". Этапы развития.

Викалюк А.Д., Люлин И.В., Тырсин П.Г. Концепция технического перевооружения предприятия: пути реализации, первые итоги.

Стариков Е.И., Журавлев В.А. Металлургическое производство ОАО "КМЗ" на современном этапе.

Губко Ю.П., Скрыбина Л.П. Система менеджмента качества — это шанс обеспечить выживание и возможность дальнейшего развития горного машиностроения.

ГОРНО-ПРОХОДЧЕСКАЯ ТЕХНИКА

Тищенко В.В., Абдулин Ф.Ж., Калачев А.А. Подземное буровое оборудование ОАО "КМЗ".

Семенов В.В., Мальчер М.А., Петров В.П., Морозов С.П. Проходческо-очистные комбайны "Урал" для добычи калийной руды и каменной соли.

Тищенко В.В., Головченко А.И. Погрузочные машины ОАО "КМЗ".

Калашников С.А., Малкин О.А., Левченко А.Н. Основные направления совершенствования горно-проходческой техники.

ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Мальчер М.А., Морозов С.П. Технологические машины для работы в калийных и других подземных рудниках.

Тищенко В.В., Вольф В.Г. Машины для погрузки руды и калийных удобрений в рудниках, складах и портах.

Тищенко В.В., Козлов В.В. Навесное землеройное оборудование для прокладки трубопроводов, систем электроснабжения и связи.

Мальчер М.А., Гюбнер Г.Э. Самоходный грузовой транспорт на пневмоходу.

ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЕ

Тимохович Н.Н. Внедрение энергосберегающих технологий.

НАДЕЖНОСТЬ. РЕМОНТ. ДИАГНОСТИКА

Уколкин С.И., Петров В.П. Организация технического сервиса горно-шахтного оборудования производства ОАО "КМЗ".

Данилевич А.И., Стебнев А.Н. Опыт оснащения проходческих и проходческо-очистных комбайнов современными средствами автоматизации, диагностики и дистанционного управления.

ГИДРОПРИВОД

Гюбнер Г.Э., Нечетов А.С. Основные тенденции развития гидропривода горно-проходческой техники.

Комиссаров А.П., Попова М.Н., Шестаков В.С. Расчет режимных параметров гидропривода буровых станков для бурения скважин на подземных работах.

ПОДГОТОВКА КАДРОВ

Лагунова Ю.А., Шестаков В.С. Подготовка специалистов для ОАО "Копейский машиностроительный завод". Опыт Уральского государственного горного университета.



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

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

Сдано в набор 21.10.08 г. Подписано в печать 28.11.08 г. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 6,86. Уч.-изд. л. 8,50. Заказ 1221. 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.