

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

ГОРНЫЙ ТРАНСПОРТ

Зырянов И.В. Использование механических транспортных средств при отработке кимберлитовых трубок: опыт и перспективы 2

СТАЦИОНАРНЫЕ УСТАНОВКИ

Картавый Н.Г., Зотов В.В. Повышение технического уровня шахтных подъемных установок при замене канатов резинотросовыми лентами 6
Попов Ю.В., Тимухин С.А. О прогнозе этапов кризисного состояния комплексов шахтных подъемных установок 10

БУРОВЫЕ УСТАНОВКИ

Боярских Г.А., Боярских И.Г., Зубов В.В. Феноменология и модель неравновесного напряженно-деформированного состояния элементов армирования ударного бурового инструмента 12
Миниханов Р.Ф. Повышение надежности работы буровых станков 14
Судьенков Ю.В., Бурак А.Я., Юнгмейстер Д.А., Пивнев В.А. Исследование ударных систем "поршень-боек-инструмент" при разрушении кембрийских глин 18

ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА. АВТОМАТИКА

Сташинов Ю.П., Боченков Д.А., Волков В.В. Технические и энергетические аспекты применения регулируемого электропривода на главных водоотливных установках шахт 22

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Ивахник В.Г., Шахова К.И. Инновации: современные тенденции повышения физико-механических свойств конструкционных материалов горных машин и оборудования 25

НАДЕЖНОСТЬ. ДИАГНОСТИКА

Кельш Х.Р., Бродский Г.С. Прогнозирование ресурса гидравлических насосов и моторов гидроприводов карьерных экскаваторов при их эксплуатации в условиях низких температур 35

НАУЧНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И РАЗРАБОТКИ

Лагунова Ю.А. Разработка математической модели процесса разрушения горных пород "в слое" 38
Мельников А.В. Анализ работы молота с пружинным аккумулятором энергии при разрушении негабаритов горных пород 43
Потапов В.В. Исследование фрикционных характеристик углесодержащих формаций 47
Красников Ю.Д., Васильев Б.М. Перспективы развития техники и технологии массового поточного безвзрывного разрушения породного массива на основе мощных нетрадиционных ударных установок 50
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 53

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

УДК 622.684

И.В. Зырянов, д-р техн. наук, Институт "Якутниипроалмаз" АК "АЛРОСА", г. Мирный

Использование механических транспортных средств при отработке кимберлитовых трубок: опыт и перспективы

Рассматривается опыт использования карьерных автосамосвалов на коренных алмазонасных месторождениях Якутии. Показаны основные проблемы технического характера, возникшие при эксплуатации машин различных марок и модификаций грузоподъемностью 40...136 т в экстремальных условиях.

В целях повышения эффективности отработываемых месторождений на нижних горизонтах и вовлечение в отработку новых, но менее рентабельных, предлагается использовать транспортные средства на гусеничном ходу.

Приводятся достоинства и недостатки данных машин применительно к кимберлитовым месторождениям Якутии. Рассмотрены организационные и технические мероприятия для их адаптации в конкретных условиях эксплуатации.

Ключевые слова: карьерный автосамосвал, транспортные средства на гусеничном ходу, показатели надежности, параметры горно-технических условий, эффективность использования.

I.V. Zyryanov

Use of Automotive Vehicles at Kimberlite Pipe Development: Experience and Prospects

Experience of use of mine dump trucks on local diamondiferous deposits of Yakutia is considered. The basic technical problems which has occurred during operation of vehicles of various models and modifications with capacity 40...136 t in extreme conditions are shown.

With the purpose of increase of effectiveness of developing deposits on the lower levels and involving to the development process of new but less cost efficient deposits is offered to use full-track vehicles.

Advantages and disadvantages of the vehicles with reference to the kimberlite deposits of Yakutia are represented. Organizational and technical arrangements for their adaptation in concrete conditions of operation are considered.

Keywords: mine dump truck, full-track vehicles, reliability index, parameters of mining conditions, efficiency.

Опыт применения автосамосвалов на кимберлитовых трубках Якутии

За последние 15–20 лет ситуация в стране существенно изменилась. Границы открытых горных работ значительно расширились. Во многих проектных решениях предельная глубина эффективной добычи открытым способом составляет 500...600 м, а длина транспортирования — до 10 км.

Наиболее характерна данная ситуация для коренных алмазонасных месторождениях Якутии.

Вертикальное распространение рудного тела предопределило ситуацию, когда до 60...70 % объемов горной массы находится на глубине до 300 м, что предъявляет повышенные требования к эксплуатации карьерных автосамосвалов. Применение же альтернативных транспортных систем (наклонно-клетевых подъемников, дизель-троллейбусов, канатно-подвесных дорог и др.) в настоящее время в Акционерной Компании "АЛРОСА" нецелесообразно (не успевают окупаться инвестиции и не решен ряд технических аспектов).

Эксплуатация карьерных автосамосвалов в АК "АЛРОСА" осуществляется в жестких климатических и горно-технических условиях.

Среднегодовая температура находится в пределах от –7 до –14 °С. Диапазон изменения температуры наружного воздуха — от +35 до –65 °С. Скорость ветра — от 1,5 до 3,5 м/с. Длина транспортирования — от 1,8 до 21 км. Величина средневзвешенного уклона съезда в карьерах составляет 71...75 ‰, а на нижних горизонтах достигает 80...100 ‰ при среднем расстоянии транспортирования 5...10 км.

В связи с этим перед специалистами-транспортниками тогда еще ПНО "Якуталмаз" была поставлена задача — не допустить ухудшения технико-эксплуатационных и технико-экономических показателей работы карьерных автосамосвалов в динамике развития карьеров.

В качестве основного направления принималась к реализации программа по увеличению срока службы (ресурса) подвижного состава. Фактический пробег до списания в 1990–1993 гг. достигал для марок:

HD-1200 — 400 тыс. км, БелАЗ-7548 — 240...275 тыс. км, БелАЗ-7519 — 130 тыс. км.

Как известно, основным показателем ресурса является индивидуальный остаточный ресурс — продолжительность эксплуатации от момента контроля его технического состояния до достижения предельного состояния.

Поэтому можно рассматривать прогнозирование индивидуального остаточного ресурса как своего рода систему управления процессом закупки (через комплектацию), а также процессом эксплуатации, технического обслуживания и ремонта.

Вопрос комплектации рассматривался в трех направлениях: выбор типа трансмиссии для автосамосвалов грузоподъемностью класса 120...136 т, выбор рациональной модели автосамосвалов из одного класса грузоподъемности и разработка технических требований по оснащению конкретной модели автосамосвала узлами и агрегатами с соответствующими показателями надежности и экономичности для определенного месторождения.

Опыт эксплуатации самосвалов БелАЗ-7519 и HD-1200 показал их низкую эффективность при достижении карьером "Удачный" глубины 280...320 м. Перегрев элементов трансмиссии не позволял обеспечить стабильность грузопотока, срок службы машин не соответствовал утвержденным в стране нормативам. Выходом из этой ситуации было принято решение о приобретении самосвалов с гидромеханической трансмиссией САТ-785 и в дальнейшем САТ-785В.

В целях выбора рациональной модели самосвала из одного класса грузоподъемности (рынок предлагал не менее пяти моделей) в АК "АЛРОСА" была разработана методика, учитывающая технический и эксплуатационный уровень карьерных самосвалов для конкретных горно-технических и климатических условий.

Используя в том числе и указанную методику, в 1992—1994 гг. в АК "АЛРОСА" стали поступать автосамосвалы БелАЗ-75125 и Haulpak 510E. В декабре 1991 г. специалисты ПНО "Якуталмаз" обосновали ряд новых требований и ПО "БелАЗ" приняло к реализации проект по оснащению самосвалов импортным двигателем КТА-38С и генератором "Kato". Это была первая попытка использования БелАЗов с импортными комплектующими на постсоветском пространстве. В результате ресурс самосвала БелАЗ-75125 при работе в условиях карьера "Юбилейный" удалось увеличить более чем в 2 раза.

Использование БелАЗ-7548 с двигателем ЯМЗ-240Н также не обеспечивало его надежную работу в условиях карьера "Мир". Приходилось работать с внутрикарьерной перевалкой, что снижало производительность, требовало дополнительного количества погрузочной техники и "замораживало" часть внутрикарьерного пространства под промежуточный склад.

Применение в конце 1980-х гг. самосвалов с двигателем большей мощности ЯМЗ-84.01.10-06 позволило транспортировать руду и пустые породы с нижних горизонтов до фабрики и отвалов уже без остановки. Но ресурс двигателя до капитального ремонта был невелик.

Все указанные мероприятия обеспечили в целом по АК "АЛРОСА" даже некоторое удельное снижение расхода топлива, несмотря на тенденцию к повышению высоты подъема горной массы.

Внедрение передовых методов ремонта позволило не только стабилизировать наработку основных узлов до капитального ремонта при ежегодном ухудшении горно-технических условий, но и повысить ее. Например, для двигателя САТ-785В: с 2001 по 2005 г. — на 17 % (с 19752 до более чем 23100 моточасов). В результате реализации технической политики в Компании на технологическом транспорте с 2001 г. на лучших моделях карьерных автосамосвалов был достигнут годовой пробег более чем 100 тыс. км на одну среднесписочную машину.

Важно отметить также, что в середине 1990-х гг. в Компании достигнута положительная динамика производительности подвижного состава, несмотря на постоянно возрастающую глубину.

Отметим, что в АК "АЛРОСА" определен рациональный класс грузоподъемности карьерных автосамосвалов для отработки коренных алмазоносных месторождений: это 40...45 и 120...136 т.

Перспективы использования карьерных автосамосвалов при отработке глубоких карьеров

В настоящее время в АК "АЛРОСА" в целях повышения эффективности обрабатываемых месторождений на нижних горизонтах и вовлечение в отработку новых, но менее рентабельных, планируется использование транспортных средств, способных преодолевать повышенные уклоны (более 160 ‰).

Основные фирмы-изготовители выпускают шарнирно-сочлененные автосамосвалы с колесной формулой 6×6, которые согласно СНиП 2.05.07-91 могут применяться на технологических дорогах с твердым покрытием на уклонах 150...170 ‰. Для достижения указанной цели данных величин недостаточно. Между тем наибольший эффект достигается на коренных алмазоносных месторождениях на дорогах с уклонами в пределах 300 ‰!

В связи с указанными обстоятельствами в институте "Якутниипроалмаз" с 2005 г. ведутся поисковые работы по отработке нижней части кимберлитовых карьеров с применением углубочных комплексов, включающих использование специальных гусеничных самосвалов, позволяющих резко сократить объемы вскрышных работ в контуре карьера и вовлечь в отработку дополнительные объемы руды.

В России самосвалы на гусеничном ходу не производятся и не эксплуатируются. В ходе поисковых работ был установлен контакт с английской фирмой Tracked Dumper Hire UK, которая владеет значительным парком гусеничных самосвалов. В целях изучения опыта эксплуатации гусеничных самосвалов и оценки возможности применения данной техники на карьерах АК "АЛРОСА" в декабре 2007 г. была направлена группа специалистов АК "АЛРОСА".

Компания Tracked Dumper Hire UK (TDH UK) основана в 2000 г. В настоящий момент в парке TDH UK имеются порядка 80 машин, основная масса из которых — это гусеничные самосвалы грузоподъемно-

стью от 1,5 до 22 т следующих марок: Mogooka, Hitachi, Yanmar, Mitsubishi, Komatsu, Kubota and Scot-Track. Некоторые самосвалы модернизируются компанией ТДНИК и затем, при необходимости, продаются под своей маркой (рис. 1, см. 2-ю стр. обложки).

Условия, в которых эксплуатируются гусеничные самосвалы данной Компании, в основном следующие:

- местности с полным отсутствием дорог и слабой несущей способностью почвы;
- гористая местность с необходимостью подъемов и спусков по крутым склонам;
- отсыпка насыпей с необходимостью въезда и съезда по их откосам.

Знакомство с опытом эксплуатации гусеничных машин в Англии показало:

- машины имеют запас мощности двигателя, позволяющий в полностью загруженном состоянии осуществлять трогание с места на участке подъема;
- скорость движения при подъеме 300...360 %о составляет порядка 5 км/ч;
- за счет значительной площади остекления оператор имеет хороший обзор трассы, а обзор позади машины осуществляется за счет внешних зеркал и камеры заднего вида;
- в целом гусеничные самосвалы достаточно просты в управлении;
- ресурс резиновых гусениц составляет порядка 1000 моточасов;
- расход топлива машины грузоподъемностью 22 т равен 35...40 л/ч;
- периодичность замены масла в двигателе и редукторах — 250 моточасов;
- периодичность замены масла в гидросистеме — 1000 моточасов.

Самая дальняя "точка поставки" гусеничных машин фирмой TDH UK — Аргентина, где они задействованы на вспомогательных работах при прокладке трубопровода в гористой местности. По данным фирмы, дальность транспортировки грузов в этих условиях достигала 5...7 км, при этом имелись участки с крутыми (до 30°) затяжными подъемами.

Конструктивно машины относительно просты и имеют гидростатическую (гидрообъемную) трансмиссию. В целом же (особенно ходовая часть) они аналогичны гидравлическим экскаваторам. Наиболее схожи с экскаваторами по компоновке — самосвалы с поворотной платформой.

Основу машины составляет мощная, сварная лонжеронная рама коробчатого сечения (аналогично автомобильной) с поперечными связями.

На раме, в передней части, продольно установлен дизельный двигатель. На рис. 2 (см. 2-ю стр. обложки) показан двигатель японской фирмы Hino мощностью 475 л.с., установленный на самосвале Mogooka MST3300. На других моделях самосвалов устанавливаются дизельные двигатели Cummins, Mitsubishi и т.п.

К двигателю через упругую муфту присоединена насосная группа, состоящая из двух основных мощных гидравлических насосов и одного меньшего, вспомогательного (рис. 3, см. 2-ю стр. обложки). Ос-

новные насосы предназначены для создания гидравлического потока гидрожидкости, передающего энергию двум гидромоторам хода. Малый насос служит для запитывания вспомогательных гидравлических систем, в данном случае привода подъема кузова.

С обеих сторон к основной раме жестко крепятся гусеничные тележки, на которых базируются элементы гусеничного привода. Привод в свою очередь состоит из узла, создающего крутящий момент (гидромотор, планетарный редуктор, ведущая звездочка), направляющего колеса с механизмом натяжения гусениц, качающихся кареток с опорными катками, поддерживающих катков и собственно гусеничной ленты.

В передней части самосвала расположены: кабина машиниста (слева по ходу), топливный и гидравлический баки (справа по ходу), ящик с аккумуляторными батареями. Кабина машиниста скомпонована точно так же, как у гидравлических экскаваторов. Управление всеми движениями машины пилотного типа (через параллельную гидравлическую систему с малым давлением и небольшими потоками гидрожидкости). Управление поворотом транспортера при движении у разных моделей выполнено различными способами. Управление гусеничным самосвалом Mitsubishi LD1000 осуществляется при помощи рулевого колеса, как на автомобиле. У самосвала Mogooka — двумя рычагами на специальной стойке, расположенной по центру, перед сиденьем машиниста. Самосвал Hitachi управляется точно так же, как гидравлический экскаватор — двумя рычагами, соединенными с педалями.

Трансмиссии, установленной на рассматриваемых гусеничных самосвалах, следует уделить особое внимание. Гидростатический привод — не однозначный выбор. В подавляющем большинстве производители машин с гусеничным приводом, предназначенным для передвижения на значительные расстояния (транспортеры военного и гражданского назначения, сельскохозяйственные и общепромышленные тракторы, бульдозеры и т.п.), применяют различные варианты механической и гидромеханической трансмиссий. Гидростатическая трансмиссия применяется в основном для машин, у которых передвижение является вспомогательной функцией (гидравлические экскаваторы, краны на гусеничном ходу, самоходные буровые установки и т.п.), что вызвано рядом недостатков этого типа привода.

Основным недостатком гидростатического привода является низкий КПД. При преобразовании энергии вращения двигателя в энергию потока гидрожидкости и обратно значительная ее часть преобразуется в тепло (потери энергии составляют до 20 %). Кроме того, основные компоненты привода — насосы и гидромоторы, являются сложными и дорогостоящими изделиями.

К достоинствам гидростатического привода следует отнести:

- значительное упрощение компоновки машины: энергия двигателя, преобразованная гидравлическим

насосом в мощный поток гидрожидкости (давление достигает 370 кгс/см^2 * и производительность до 500 л/мин) передается по трубам и гибким шлангам без ограничения в любую точку машины, где гидромотор преобразует ее в энергию вращения;

- возможность бесступенчатого регулирования и реверсирования скорости движения и силы тяги во всем диапазоне;

- высокую модульность конструкции привода, так как основные агрегаты привода, насосы и гидромоторы являются достаточно сложными и высокотехнологичными изделиями, поэтому важна возможность достаточно просто заменить каждый в отдельности при их выходе из строя.

Масштабное внедрение гидростатического привода, кроме указанных выше его достоинств, вызвано тем, что значительное количество известных производителей в высокоразвитых странах наладили выпуск огромной номенклатуры гидрокомпонентов, составляющих основу привода. При этом они постоянно совершенствуются и повышают их надежность. Так, срок службы насосов и гидромоторов при правильной эксплуатации в настоящее время достигает 10...15 тыс. ч.

На основании полученной информации и опыта работы с машинами, имеющими гидростатическую трансмиссию, можно прогнозировать, что основные компоненты — насосы и гидромоторы, — установленные на гусеничных самосвалах, должны работать до капитального ремонта не менее 10 тыс. моточасов.

Что касается гусеничного движителя, наряду со значительными внедорожными качествами он имеет весьма существенные недостатки, которые приводят в конечном счете к высоким эксплуатационным издержкам. С увеличением скорости передвижения машины прогрессирует износ всех элементов гусеничного привода, но самым слабым местом привода в этом смысле является гусеничная лента.

Фирмы—изготовители гусеничных самосвалов предлагают на рынок машины исключительно на резиновых гусеницах. Резиновые гусеницы — изделие конструктивно не простое и достаточно дорогое (одна гусеничная лента для 20-тонного самосвала стоит около 9000 долл. США). При этом кроме специального, многослойного корда внутри полотна гусеницы встроены методом вулканизации стальные элементы. Назначение этих элементов заключается в передаче и перераспределении усилия от приводной звездочки на гусеничную ленту. Преимущество резиновой гусеницы перед стальной заключается в ее большей эластичности, позволяющей гусенице лучше копировать поверхность трассы, что уменьшает удельное давление на грунт и увеличивает возможности передачи тягового усилия. В резиновой гусенице отсутствуют шарнирные соединения и, следовательно, значительно уменьшаются потери на трение. Кроме этого, резиновая гусеница имеет меньший вес. Но наряду с преимуществами имеются и недостатки, главный из которых — малый ресурс (особенно на скальных

* $\approx 36,3 \text{ МПа}$.

грунтах). По данным Tracked Dumper Hire UK — 1000 моточасов.

Еще одной особенностью резиновых гусениц является то, что вследствие специфических свойств резины на них изготавливаются невысокие (30...40 мм) и утолщенные (не менее 20 мм) грунтозацепы. Данное обстоятельство значительно ухудшает реализацию тягового усилия на плотных грунтах и укатанных дорогах, особенно при низких температурах. Утолщенные и короткие грунтозацепы не смогут внедряться в уплотненный грунт, что приведет к пробуксовыванию гусеницы и опасному боковому скольжению машины.

Фирма TDH UK самостоятельно разработала несколько узлов к гусеничным тележкам для замены резиновых гусениц на металлические (стальные). По мнению фирмы, при некотором снижении внедорожных качеств и уменьшению грузоподъемности (из-за большего веса) резко увеличивается срок службы компонентов гусеничного привода, особенно гусеницы, который даже при работе на абразивных твердых материалах (скальные грунты, щебеночные насыпи и т.д.) достигает 2000...3000 моточасов.

При реконструкции используются стандартные компоненты от гидравлических экскаваторов. Заменяются гусеничные ленты, ведущая звездочка, опорные и поддерживающие катки, направляющее колесо. Количество опорных катков при реконструкции увеличивается с 8 до 12 шт. на каждой стороне. Катки крепятся на специально изготовленные переходные подрамники, которые в свою очередь устанавливаются на штатные качающиеся каретки. На каждой каретке вместо двух катков большого диаметра устанавливаются три катка меньшего.

На основании изложенного можно сделать следующие выводы:

1. Границы эффективной эксплуатации автотранспорта с колесной формулой 4×2 при обработке месторождений открытым способом в настоящее время могут быть значительно расширены и составить: высота подъема горной массы — 500...600 м и длина транспортирования — до 10 км.

2. Реализация организационных и технических мероприятий с учетом совершенствования конструкций карьерных автосамосвалов позволяет обеспечить сохранение их технико-эксплуатационных показателей в динамике развития карьеров в экстремальных условиях эксплуатации.

3. За счет технического прогресса при конструировании и изготовлении карьерных автосамосвалов и внедрения новых технологий при их эксплуатации и ремонте обеспечивается повышение конкурентоспособности систем карьерного автотранспорта по сравнению с альтернативными при обработке ограниченных в плане глубоких карьеров.

4. Повышение эффективности обрабатываемых месторождений и вовлечение в обработку новых (с низким содержанием алмазов) возможно за счет применения транспортных средств с иными конструктивными решениями, способными преодолевать по-

вышенные продольные уклоны (более 160 ‰) – например, самосвалы на гусеничном ходу.

5. В настоящее время отсутствует отечественный и мировой опыт использования в карьерах самосвалов на гусеничном ходу.

6. Зарубежными фирмами изготавливается достаточно широкий ряд моделей гусеничных самосвалов грузоподъемностью до 15 т по данным производителей (до 22 т по данным фирмы Tracked Dumper Hire UK);

7. В целом серийно выпускаемые гусеничные самосвалы конструктивно пригодны для эксплуатации в карьерах. Технические характеристики гусеничных

самосвалов позволяют их использовать на крутых уклонах, но до полномасштабного их внедрения необходимо провести полноценные испытания в реальных условиях кимберлитовых карьеров.

8. Необходимо решить ряд вопросов по оптимизации конструкции (поворотная, не поворотная платформа, трансмиссия и т.д.), рассмотреть возможность увеличения грузоподъемности машин, разработать специальную конструкцию дорожной одежды и требования к ровности ее поверхности, позволяющую обеспечить безопасное движение гусеничных самосвалов на крутонаклонных съездах при низких температурах.

СТАЦИОНАРНЫЕ УСТАНОВКИ

УДК 622.012; 622.61/67

Н.Г. Картавый, д-р техн. наук, проф., **В.В. Зотов**, канд. техн. наук, доц., МГГУ

Повышение технического уровня шахтных подъемных установок при замене канатов резиновыми лентами

Для повышения технического уровня и улучшения основных параметров шахтных подъемных установок (ПУ) обоснована целесообразность замены стальных подъемных канатов резиновыми лентами. Приведены результаты определения параметров подъемных установок с резиновыми ленточными тяговыми органами (ЛТО) и рекомендации по их созданию.

Ключевые слова: шахтные подъемные установки (ПУ), стальные подъемные канаты, резиновые ленточные тяговые органы.

N.G. Kartavy, V.V. Zotov, Moscow State Mining University

The Increase Engineering Performance Standard of Mine Hoists in Change Hoisting Steel Ropes in Belts

The paper validates reasonability of change hoisting steel ropes in belts in order to increase in engineering performance standard of mine hoists. The presented data determine parameters for rubber belt hoists with belts as haulage elements and it encourages their incorporation.

Keywords: mine hoists, steel hoisting ropes, rubber belts with steel cords.

Несмотря на опережающие темпы развития в последние десятилетия добычи полезных ископаемых открытым способом, подземный способ их добычи сохранил значение и в перспективе будет продолжать развиваться в угольной, рудной, цветной и других ведущих отраслях горной промышленности. Это обусловлено рядом причин: глубиной залегания, качеством и количеством полезных ископаемых, их наличием и т.п. Между тем за последние два десятилетия в РФ прекращены работы по некоторым видам горного оборудования, являющегося частью шахтных технологических комплексов, в частности подъемных установок (ПУ). В последние десятилетия в РФ эти установки (за исключением некоторых узлов) не только

не производятся, но и не разрабатываются и не совершенствуются.

Учитывая длительный срок службы ПУ, они продолжают эксплуатироваться на горных предприятиях, а их дефицит при строительстве новых шахт и рудников начинает покрываться за счет импорта, например на предприятиях компании "Норильскникель".

В настоящее время в РФ ПУ не производятся, а на горных предприятиях эксплуатируются устаревшие установки. Напомним, что к этому виду техники предъявляются высокие требования, в первую очередь к ее безопасности и надежности. В связи с этим повышенную озабоченность вызывает состояние оборудования

автоматизации ПУ, выполненное по устаревшим схемам и на устаревшей технической базе. Это оборудование требует обновления на основе новых разработок или его замены современными зарубежными средствами автоматизации ПУ. На фоне непрерывного совершенствования зарубежных ПУ ситуация усугубляется тем, что в РФ не стало не только конструкторских организаций, занимавшихся созданием ПУ, но и существует дефицит нужных специалистов. Выполняющиеся отдельные научно-исследовательские работы по ПУ в некоторых вузах страны – УГГУ, МГГУ, ПГТУ, ИрГТУ и др. – не могут решить проблему производства в РФ современных ПУ. Для этого от руководства заинтересованных горных отраслей требуются организация и финансирование работ по всем этапам возрождения производства отечественных ПУ. Кроме горных предприятий, ПУ с небольшой высотой подъема требуются также при строительстве и эксплуатации подземных сооружений различного назначения.

Одним из основных направлений повышения технического уровня и эффективности ПУ, как показали исследования, выполненные в МГГУ, может быть замена подъемных стальных канатов резинотросовыми лентами.

Как известно, подъемные канаты являются важнейшими элементами ПУ. Требования к ним постоянно возрастают, особенно с ростом мощности горных предприятий и темпов строительства подземных сооружений. Сравнительно короткий срок службы подъемных канатов увеличивает материальные затраты, связанные с их заменой и простоями предприятий. Поэтому повышение технического ресурса тяговых органов ПУ давно является весьма актуальной и требующей решения задачей.

Известны исследования А.И. Бороховича, Ю.И. Мелентьева и др., направленные на разработку ПУ со шкивами трения и *тяговыми органами в виде стальных лент*. На основе этих исследований были созданы опытные образцы различного подъемно-транспортного оборудования со стальными ленточными тяговыми органами. Однако использование стальной ленты связано со снижением надежности ПУ, так как характеризуется невысоким коэффициентом сцепления со шкивом, а также быстрым разрушением самой ленты при появлении усталостных микротрещин, что снижает ее надежность. Это не позволило применить стальную ленту вместо канатов.

Получило развитие применение *резинотросовых лент* взамен уравнивающих стальных канатов на ПУ для глубоких шахт (Украина, Польша и др. [1, 2]). При этом сроки службы резинотросовых уравнивающих лент превышают 5 лет, что в 3–4 раза больше, чем при использовании канатов.

Фирма Metso Minerals использует в качестве тяговых органов ковшевых элеваторов специальные *резинотканевые и резинотросовые ленты* с закрепленными на них ковшами [3]. Однако элеваторные подъемно-транспортные системы имеют ограниченную область применения на подземных горных предприятиях и при строительстве подземных сооружений и об-

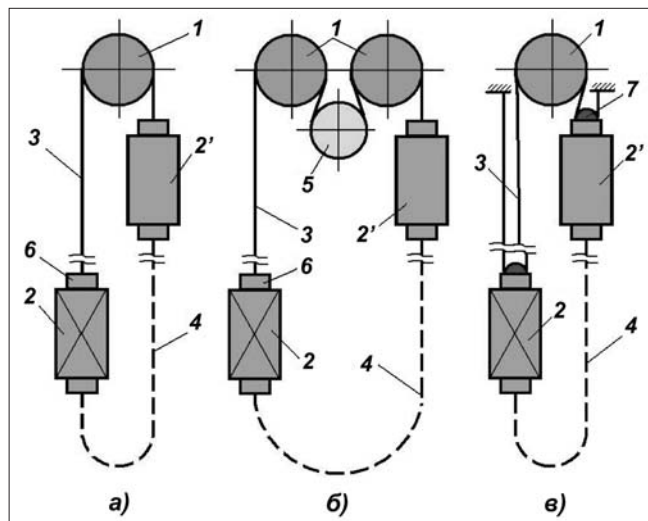


Рис. 1. Схемы ПУ с резинотросовыми ЛТО:

1 – приводные барабаны; 2 и 2' – грузный и порожний подъемные сосуды; 3 – головные ленты; 4 – уравнивающие ленты; 5 – отклоняющий барабан; 6 – подвесные устройства; 7 – подвесное устройство с барабаном

ладают присущими им недостатками, в частности большой массивностью подвижной системы.

В лифтах фирмы OTIS в результате применения вместо круглых стальных канатов плоских полиуретановых лент (ремней) с металлической тросовой основой повышаются долговечность тяговых органов, надежность работы лифтов, снижается энергопотребление за счет уменьшения маховых масс, а также отпадает необходимость в отдельном машинном помещении в связи с уменьшением габаритов приводов. Однако лифты не рассчитаны на необходимую грузоподъемность и высоту подъема, требуемые горным производством.

Появление современных конвейерных лент с улучшенными параметрами – меньшей массой и высокой разрывной прочностью [4] – позволяет рассматривать такой тяговый орган как перспективный для замены стальных канатов на ПУ горных предприятий.

Резинотросовые ленточные тяговые органы могут быть применены взамен подъемных стальных канатов в шахтных ПУ со шкивами трения. На рис. 1 в качестве примеров приведены схемы ПУ с ЛТО: по типу многоканатной ПУ (а), с двумя приводными шкивами трения (б) и с барабанными подвесными устройствами подъемных сосудов (в). При использовании последней схемы ПУ натяжение головной ленты 3 уменьшается в 2 раза.

Грузоподъемность $Q_{тр}$ (кг) лент и среднее давление τ (Н/м²) тросовой основы на обкладки ленты рассчитывались по формулам:

$$Q_{тр} = \frac{0,5}{g} \left(\frac{B\sigma_p}{n} - pHg \right);$$

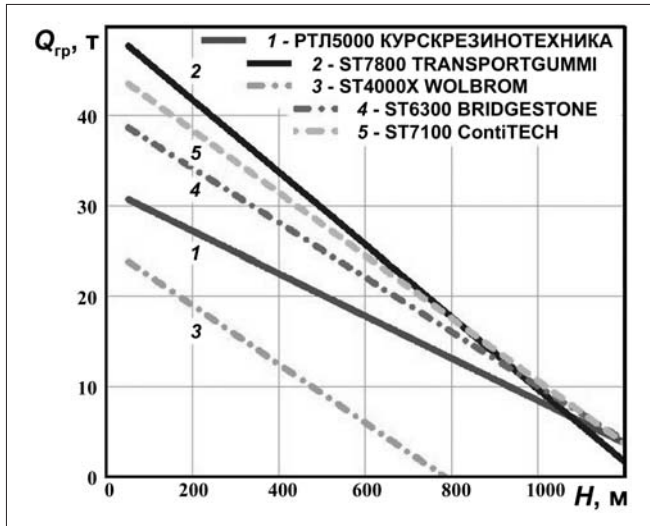


Рис. 2. Зависимости грузоподъемности ПУ ($Q_{гр}$) от высоты подъема (H) при использовании резиновых лент

$$\tau = \frac{2g(t + d_t)(pH + Q_{ск} + Q_{гр})}{(B-t)k_d d_t^2},$$

где B – ширина ленты, мм; σ_p – разрывная прочность ленты, Н/мм; n – коэффициент запаса прочности тягового органа (в тяжелых условиях эксплуатации лент $n = 8 \dots 10$); p – погонная масса ленты, кг/м; H – высота подъема, м; t – шаг тросов в ленте, мм; $Q_{ск}$ – масса скипа, кг; d_t – диаметр тросов ленты, мм; $k_d = D/d$ – соотношение между диаметрами приводного барабана D и каната d (в соответствии с ПБ для многоканатных подъемных машин с отклоняющим шкивом $k_d \geq 95$, для одноканатных установок со шкивом трения – $k_d \geq 120$); g – ускорение свободного падения, м/с².

Грузоподъемность вертикальных ПУ с ЛТО снижается линейно с увеличением высоты подъема

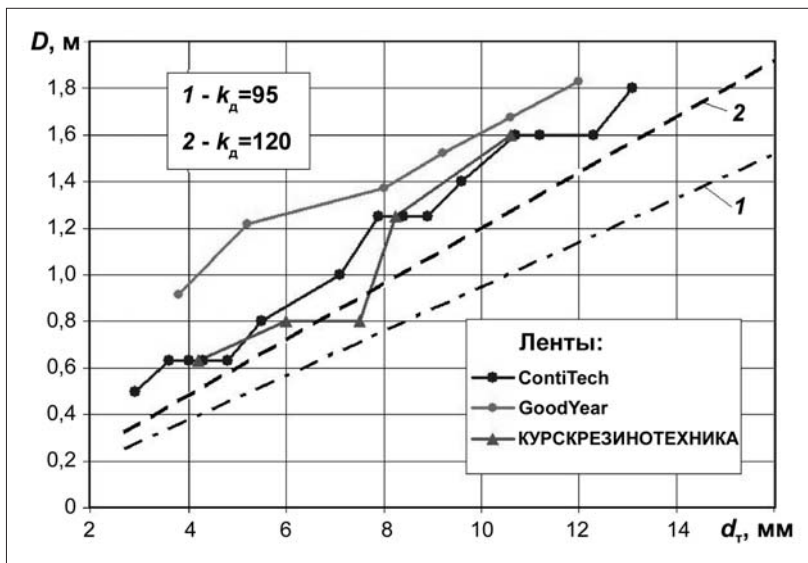


Рис. 3. Зависимости диаметров приводных барабанов от диаметров тросов лент

(рис. 2). ПУ с конвейерными резиновыми лентами шириной до 1 м рационально применять при высоте подъема $H \leq 400$ м и грузоподъемности до 32 т.

С увеличением грузоподъемности ПУ с резиновым ЛТО диаметр барабана подъемной машины в отличие от канатных ПУ может оставаться постоянным, а грузоподъемность ПУ можно изменять за счет выбора ширины ленты.

Установлено, что давление тросов лент на их обкладке на приводных барабанах практически не лимитирует высоту подъема и грузоподъемность ПУ. Более точные верхняя и нижняя границы высот подъема должны устанавливаться с учетом ряда факторов: динамических нагрузок в ленточном тяговом органе и его приводе, требований эксплуатации и т.п.

Замена стальных подъемных канатов резиновыми лентами обеспечит значительное уменьшение диаметров приводных шкивов трения и снижение суммарной массивности подъемной системы ПУ при существенном уменьшении вращающихся масс привода подъемной машины и некотором повышении поступательно движущихся масс в зависимости от высоты подъема и параметров ЛТО. Так, при трехкратном уменьшении диаметра приводного барабана ПУ с резиновым ЛТО масса подъемной машины по сравнению с используемой в канатной ПУ снижается в 4 раза.

Уменьшение диаметра D приводных шкивов возможно на ПУ с резиновыми ЛТО в связи с небольшими диаметрами тросов лент. На рис. 3 показаны графики минимальных диаметров канатоведущих органов при $k_d = 95$ и $k_d = 120$ (линии 1 и 2) от диаметров d_t армирующих тросов лент. Для сравнения на том же рисунке приведены диаметры барабанов, рекомендуемые основными производителями конвейерных резиновых лент. Как видно из графиков, диаметры приводных барабанов для резиновых лент не превышают 1,8 м, в то время как на канатных подъемных установках они могут достигать 5 м.

Использование резиновых лент на ПУ, несмотря на их большую погонную массу, не увеличивает массивность привода подъемной машины по сравнению с приводом одноканатной машины, если учитывать длину каната, навитого на ее барабан.

Исследования [5] показали нерациональность использования в ПУ лент, предназначенных для конвейерного транспорта, из-за большой толщины их рабочих обкладок, которая обусловлена необходимостью защиты тросовой основы лент и их износом при транспортировании абразивного и кускового сыпучего груза. Поэтому в качестве ЛТО на ПУ целесообразно применять резиновые ленты высокой разрывной прочности и с уменьшенной толщиной резиновых обкладок.

Для сравнения динамических характеристик ПУ с резиновыми ЛТО и традиционных одноканатных ПУ с одним

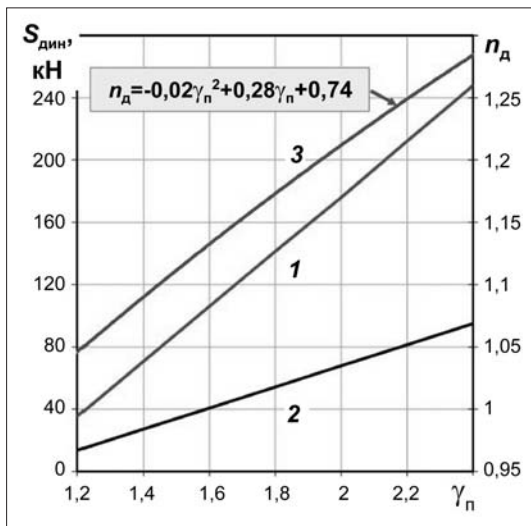


Рис. 4. Зависимости динамических составляющих усилий в канате $S_{дин.к}$ (1), ленте $S_{дин.л}$ (2) и их соотношения $n_d = S_{дин.к}/S_{дин.л}$ (3) от кратности пускового момента γ_n привода ПУ

приводным барабаном в исследованиях использовалась трехмассовая эквивалентная модель ПУ, в которой учитывалось нелинейное изменение жесткостных и массовых показателей ветвей ЛТО.

Для оценки динамики пуска с использованием разработанной математической модели, в частности, рассматривались двухскиповые одноканатная ПУ с цилиндрическими барабанами и ПУ с барабаном трения и резинотросовым ЛТО грузоподъемностью 21 т и высотой подъема 400 м. Скорость движения подъемных сосудов $v = 5$ м/с.

Установлено, что при пуске одноканатной ПУ динамические составляющие усилий $S_{дин}$ в тяговом органе выше (рис. 4, кривая 1), чем у ПУ с резинотросовым ЛТО (кривая 2). Причем с ростом кратности γ_n пускового момента к номинальному моменту электропривода разница полных динамических усилий в канате и ленте увеличивалась, но соотношение этих усилий оставалось постоянным и составляло 2,6.

С повышением кратности пускового момента γ_n амплитуды колебаний подъемных сосудов увеличивались при пуске как одноканатной ПУ, так и ПУ с резинотросовым ЛТО. Согласно расчетам, при кратности $\gamma_n = 1,2 \dots 1,6$ максимальная амплитуда колебаний подъемного сосуда во время пуска привода одноканатной ПУ составляла от 0,2 до 0,27 м, а амплитуда колебаний с лентой не превышала 0,1 м.

При пуске ПУ с резинотросовым ЛТО уменьшается разница динамических усилий в ветвях тягового органа $F = S_1 - S_2$. На неглубоких подземных горных предприятиях с высотой подъема до 400 м разница усилий ограничивает применение многоканатных ПУ со шкивами трения в связи с возможностью проскальзывания канатов по приводному шкиву. Область применения таких ПУ может быть расширена использованием резинотросовых ЛТО.

Для повышения плавности пуска ПУ и улучшения его динамических характеристик рекомендуется ис-

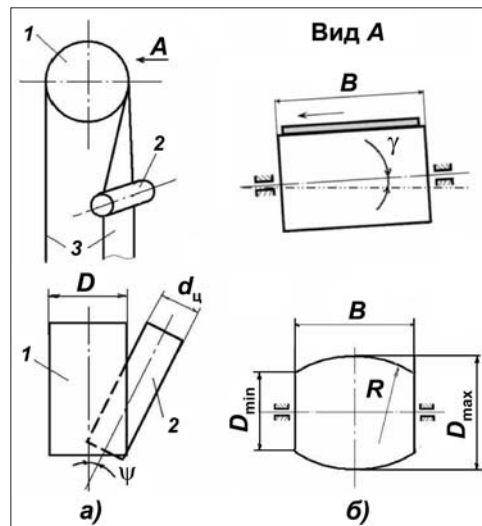


Рис. 5. Схемы приводных барабанов:

цилиндрического с центрирующим барабаном (а); бочкообразного (б); 1 – приводной барабан; 2 – центрирующий ленту барабан; 3 – лента

пользование в ПУ с ЛТО частотно-регулируемого электропривода подъемной машины.

В отличие от многоканатных подъемных машин, у которых канаты на канатоведущем шкиве находятся в специальных футерованных желобках, использование в ПУ с ЛТО приводных барабанов с гладкой цилиндрической поверхностью их обечаек, как у конвейеров, может приводить к осевым смещениям ленты на приводных барабанах. Известно, что эти смещения ленты по образующей барабана можно ограничить, используя, в частности, бочкообразные барабаны и центрирующие направляющие ленту ролики.

Выполненные на моделях приводных барабанов эксперименты показали, что даже незначительный перекося приводного барабана приводит к смещению ленты по его образующей (рис. 5, а). К таким же последствиям могут привести невысокое качество изготовления барабанов и ленты, неравномерная нагрузка на тросы каркаса ленты, износ элементов подъемной системы и т.д.

При действии децентрирующих факторов более жесткая лента перемещается в осевом направлении по образующей барабана с большей скоростью. То же самое наблюдается с увеличением разницы статических натяжений ветвей тягового органа ПУ. Поэтому применение на ПУ высокой грузоподъемности резинотросовых ЛТО с большой жесткостью требует уменьшения действия децентрирующих факторов, например, необходима более точная установка элементов подъемной системы, а также стационарного комплекса ПУ. Подвесное устройство подъемного сосуда должно выполняться с возможностью выравнивания нагрузки по ширине ленты и т.д.

На ПУ с ЛТО могут применяться различные центрирующие ленту устройства, без которых эксплуатация ПУ с резинотросовыми лентами затруднительна. Рекомендуемыми центрирующими устройствами для ПУ могут быть специальные центрирующие ленту ба-

рабаны 2 (см. рис. 5, а) и бочкообразные приводные барабаны со сферической или арочной поверхностью (см. рис. 5, б).

При этом лучшим решением следует признать одновременное применение на ПУ приводных бочкообразных и цилиндрических центрирующих барабанов, установленных на обеих ветвях ЛТО.

Заключение

Применение на ПУ резинотросовых ЛТО взамен стальных канатов может обеспечить ряд технических преимуществ:

- снижение габаритов приводных барабанов в 2–4 раза, массы и массивности подъемных машин и других элементов ПУ, а также динамических нагрузок в них;
- увеличение ресурса тяговых органов ПУ в 2–3 раза за счет снижения коррозионного и усталостного износа тягового органа;
- возможность применения высокопроизводительных ПУ со шкивами трения на неглубоких подземных горных предприятиях и при строительстве подземных сооружений.

В то же время резинотросовым ЛТО присущи недостатки. В отличие от многоканатных подъемных

машин, у которых канаты на канатоведущем шкиве находятся в специальных футерованных желобках, приводной шкив ПУ с ЛТО выполняется в виде гладкого барабана, что может приводить к осевым смещениям ленты на его поверхности и требует применения специальных центрирующих ленту устройств.

Список литературы

1. Колосов Л.В. Рациональные параметры высокопрочных резинотросовых канатов // Изв. вузов. Горный журнал. 1989. № 2. С. 105–109.
2. Carbogno A. Bobbin drum hoists with flat steel rubber-coated ropes / LOADO2001. Logistics & Transport/ Zbornik – ADS Graphic, Koshice 2001. P. 218–221.
3. Пальке Ю., Гюнтер Р. Расширение сферы применения вертикальных конвейерных систем Flexowell® ("Флексовелл") и Pocketlift® ("Покетлифт") за счет использования высокопрочных элементов из стали и кевлара, работающих на растяжение // Горный журнал. 2003. № 1. С. 48–49.
4. Каталоги компаний КУРСКРЕЗИНОТЕХНИКА, MATADOR, CONTITECH, TRANSPORTGUMMI, WOLBROM, BRIDGESTONE.
5. Зотов В.В. Определение области использования подъемных установок с ленточным тяговым органом // Горный информационно-аналитический бюллетень. М.: Изд-во МГГУ. № 10. 2005. С. 277–280.

УДК 622.678.52

Ю.В. Попов, канд. техн. наук, С.А. Тимухин, УГГУ, г. Екатеринбург

О прогнозе этапов кризисного состояния комплексов шахтных подъемных установок

Своевременное прогнозирование этапа наступления кризисного состояния позволит обеспечить его нивелирование без существенного снижения производительности и надежности работы ШПУ и увеличения затрат на подъем полезного ископаемого.

Ключевые слова: шахтные подъемные установки, кризисное состояние, дестабилизирующие факторы, прогнозирование, остаточный ресурс, безопасная эксплуатация.

Yu.V. Popov, S.A. Timukhin, Urals State Mining University

About Prediction of the Crisis Condition of the Mining Hoisting Plants

The betimes prognostication of the beginning phase of the crisis estates could provide it's betimes leveling, without considerable drops of the productive capacity and reliability and without any increases of the capital outlays for the mine hoisting.

Keywords: mining hoisting plants, crisis condition, prediction, free resource, safety operation.

Согласно данным Ростехнадзора ежегодно на предприятиях, эксплуатирующих опасные производственные объекты, происходят тысячи инцидентов (отказов или повреждений технических устройств), которые ведут к простоям производства и потерям

продукции и являются, по существу, предвестниками возможных аварий.

Шахтные подъемные установки (ШПУ), зачастую являющиеся единственным видом транспорта по стволу, относятся к опасным производственным объ-

ектам. Их выход из строя приводит к значительным материальным потерям.

В процессе эксплуатации комплексов шахтных подъемных установок происходит ухудшение их технико-экономических показателей под воздействием внутренних и внешних дестабилизирующих факторов.

К внутренним дестабилизирующим факторам относятся:

- износ оборудования и старение материала основных узлов, приводящие к снижению производительности и надежности ШПУ, увеличению потребления электроэнергии и затрат на поддержание их в требуемом состоянии;

- увеличение глубины отработки месторождения и связанное с ним увеличение высоты подъема.

К внешним дестабилизирующим факторам относятся:

- увеличение коррозионности внешней среды;
- изменение тарифов на энергоносители;
- изменение технологических требований.

Анализ функционирования комплексов ШПУ под воздействием дестабилизирующих факторов при неизменной их структуре показывает, что развитие ШПУ, как сложной энергомеханической системы, проходит следующие три основных этапа:

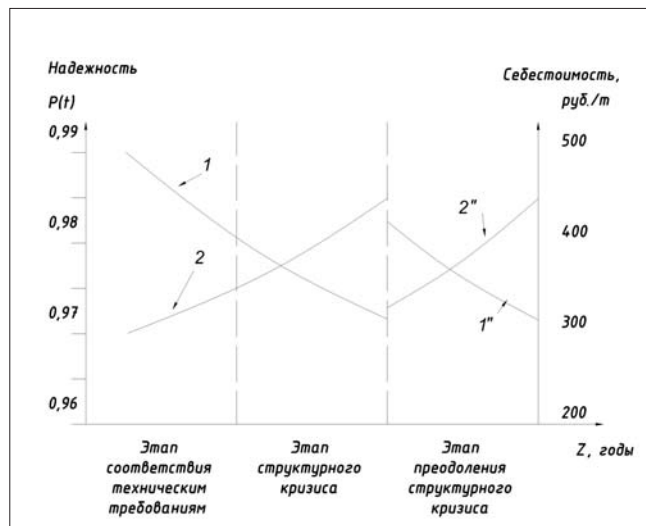
– *этап соответствия* себестоимости подъема 1 т руды, производительности и надежности, а следовательно, и структуры ШПУ технологическим требованиям;

– *этап кризисного состояния*, когда показатели себестоимости, производительности и надежности перестают удовлетворять технологическим требованиям;

– *этап преодоления кризисного состояния*, позволяющий за счет мероприятий по структурному изменению ШПУ как системы, обеспечивать приемлемые технологические показатели.

Усредненные траектории изменения состояния ШПУ под воздействием дестабилизирующих факторов приведены на рисунке. Как видно, наступление кризисного состояния оценивается точкой пересечения линии, соответствующей допустимому уровню затрат на подъем полезного ископаемого с линией, соответствующей допустимому уровню надежности ШПУ.

Соответствующее прогнозирование этапа наступления кризисного состояния позволит обеспечить своевременное его нивелирование без существенного снижения производительности и надежности работы ШПУ и увеличения затрат на подъем полезного ископаемого. Важную роль в таких прогнозах могут сыграть экспертные обследования и расчеты остаточного ресурса шахтных подъемных машин, работающих с превышением нормативных сроков эксплуатации (более 80 % от общего числа ШПУ, эксплуатирующихся в РФ). Для оценки возможности дальнейшей безопасной эксплуатации и путей преодоления кризисных состояний ШПУ как сложных систем с 90-х гг. прошлого века специализированными организациями проводились комиссионные и экспертные обследования установок, которые до 2007 г. практически не сопровождались соответствующими расчетами остаточных ресур-



Усредненные траектории развития ШПУ:

1 – надежность функционирования ШПУ (1' – после преодоления кризисного состояния); 2 – себестоимость подъема 1 т руды (2' – после преодоления кризисного состояния)

сов основных узлов подъемных установок, определяющих их надежность и энергетическую эффективность.

С введением в практику таких расчетов, согласно соответствующим нормативным документам [2, 3], было, например, установлено, что большинство обследованных одноканатных подъемных установок находятся в стадии кризисных состояний, обусловленных в том числе и значительной разностью (в разы, а иногда на порядок) остаточной ресурсности основных узлов подъемных систем, определяющих их основные технико-экономические показатели. Так, например, при остаточном ресурсе коренных валов подъемных машин типов 2Ц и ЦР 30–50 лет остаточный ресурс барабанов этих машин составлял не более 2–8 лет и т.д. Следовательно, в целях устранения этого необходимы неотложные меры по соответствующей модернизации и реконструкции барабанов подъемных машин, т.е. по преодолению кризисных состояний.

Дальнейшее развитие и совершенствование методологии оценок остаточной ресурсности комплексов ШПУ, безусловно, будут способствовать своевременному прогнозированию наступления структурных кризисов этих сложных энергомеханических систем горного производства. Прямым следствием этого будут являться своевременные меры по их преодолению.

Список литературы

1. Эйрес Р. Научно-техническое прогнозирование и долгосрочное планирование. М.: Мир, 1971. 296 с.
2. Тимухин С.А., Попов Ю.В. и др. Методические указания по определению остаточного ресурса шахтных подъемных машин, работающих с превышением расчетного срока эксплуатации. МУ 14 – 2007. Общие положения: Согласовано Управлением государственного горного и металлургического надзора Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору (письмо № 13-07/1607 от 04.07.2007 г.). Екатеринбург, 2007. 25 с.
3. Руководящий технический материал по технологии обследования и оценки технического состояния оборудования подъемных установок // Тр. НИИГМ им. М.М. Федорова. Донецк. 1984, 148 с.

Феноменология и модель неравновесного напряженно-деформированного состояния элементов армирования ударного бурового инструмента

Рассмотрена феноменологическая модель изменения напряженно-деформированного состояния (НДС). Установлена связь изменения размеров и формы породоразрушающих вставок инструмента во времени эксплуатации с неравномерным износом при бурении и неблагоприятном воздействии технологии восстановления породоразрушающей поверхности инструмента, что сопряжено с изменением НДС.

Предложено выполнять дополнительную термообработку перед окончательным шлифованием периферийных и заточкой фронтальных поверхностей твердосплавных вставок инструмента, а также применением поверхностного виброупрочнения для уменьшения остаточных напряжений и их концентраций.

Ключевые слова: феноменологическая модель, напряженно-деформированное состояние, породоразрушающий инструмент, термообработка, поверхностное виброупрочнение.

G.A. Boyarskikh, I.G. Boyarskikh, V.V. Zubov, Ural State Mining University

Phenomenology and Model of the Nonequilibrium Tensely-Deformed Condition of Elements of Reinforcing of the Shock Chisel Tool

In work the phenomenological model of change tensely-deformed conditions (TDC) is considered. Communication (connection) of change of the sizes and forms rock to destroy inserts of the tool in time of operation with non-uniform deterioration is established at drilling and adverse influence of technology of restoration rock to destroy surfaces of the tool that is connected to change of the TDC.

It is offered to carry out additional heat treatment before final grinding peripheral and sharpening of face-to-face surfaces твердосплавных вставок инструмента, а также применение поверхностного виброупрочнения для уменьшения остаточных напряжений и их концентрации.

Keywords: phenomenological model, tensely-deformed conditions, rock to destroy inserts of the tool, heat treatment, superficial vibration.

Производство бурового твердосплавного инструмента ударного действия с заданными параметрами прочности, точности размеров и формы связано с большими технологическими трудностями и значительными затратами ресурсов. Практика производства и эксплуатации бурового инструмента показывает, что его функциональные параметры качества инструмента зависят от свойств поверхностного слоя, напряженно-деформированного состояния, размеров и формы породоразрушающих элементов [1]. В процессе эксплуатации изменяются геометрические параметры и взаимное расположение рабочих поверхностей, что обусловлено влиянием технологии армирования [1, 2], циклического характера нагружения, изнашивания и восстановления породоразрушающих элементов [3] и в результате происходит изменение НДС. Эти явления рассматриваются с позиций технологической наследственности свойств материалов

конструктивных элементов инструмента на всех стадиях производства и эксплуатации [4].

Для каждого элемента инструмента моделью НДС являются [5]:

$$\sigma = E_i \varepsilon_i + k_i \varepsilon_i ;$$

$$\varepsilon = \sum_{i=1}^m \varepsilon_i ,$$

где E_i – модуль упругости элемента соединения; ε – деформация элемента; k_i – коэффициент вязкости или внутреннего сопротивления материала элемента; m – число элементов инструмента.

Условная жесткость конструктивного элемента армирования, являющаяся функцией времени действия технологического (и) или эксплуатационного факторов и определяется как сумма детерминированной оценки НДС по модулю упругости материала i -го эле-

мента в исходном состоянии и коэффициента его вязкости (внутреннего сопротивления) в функции дифференциала или функции времени:

$$E_i(D_o) = \frac{\sigma}{\varepsilon_i} = E_i + k_i(D_o),$$

где D_o – символ, означающий зависимость от дифференциала или функцию времени.

Условная жесткость конструкционных материалов слоев, расположенных с правой стороны продольного сечения бурового твердосплавного инструмента (см. рисунок); образующего симметрично его объемы

$$E(D_o) = \frac{\sigma}{\varepsilon} = \left\{ \sum_{i=1}^m \frac{1}{E_i \left(1 + \frac{k_i(D_o)}{E_i} \right)} \right\}^{-1}.$$

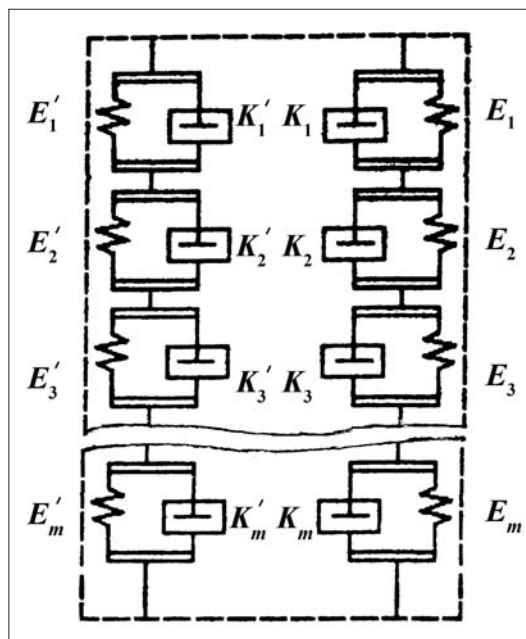
Для слоев конструкционных материалов, расположенных с левой стороны сечения инструмента, условная жесткость бурового инструмента определяется аналогично:

$$E'(D_o) = \frac{\sigma}{\varepsilon} = \left\{ \sum_{i=1}^m \frac{1}{E'_i \left(1 + \frac{k'_i(D_o)}{E'_i} \right)} \right\}^{-1}.$$

Разность значений $E(D_o)$ и $E'(D_o)$ обуславливает неравновесность НДС в объемах материала на микро-, субмикро- и макроскопическом уровнях [6–8], а в процессах релаксации и деградации НДС – изменение формы элементов инструмента. Поэтому в результате самоорганизации НДС в элементах армирования можно изменить точность положения породоразрушающих поверхностей, величину и знак НДС, а также улучшить трибологические и прочностные характеристики породоразрушающей части инструмента.

Феноменологические и теоретические модели НДС [1, 2] показывают возможность выбора материалов элементов армирования, применяемых способов армирования инструмента пайкой и запрессовкой в соответствии с технологической наследственностью. При этом оценка развития деградационных процессов старения материала при исследовании эксплуатационных воздействий, т.е. во временном аспекте, может рассматриваться без учета остаточного ресурса конструктивного элемента инструмента, если критерии его полного использования не дают адекватной оценки последствий неблагоприятного изменения НДС.

Механизм изменения размеров и формы породоразрушающих вставок инструмента при изготовлении связан с остаточными напряжениями пайки [2] и запрессовки [1], а во время эксплуатации главным образом с неравномерным износом при бурении и неблагоприятным воздействием технологии восстановления породоразрушающей поверхности инструмента, что



Модель НДС элементов армирования бурового инструмента

сопряжено с изменением НДС. В тех случаях, когда абразивная заточка связана с большим припуском, возникает более интенсивное тепловое поле, приводящее к образованию в данной зоне местных напряжений, переходящих на ее периферии к концентрациям напряжений с различным знаком напряжений, а это вызывает упругие перемещения и изменение формы вставок и их соединения с корпусом.

Отклонения формы и концентрации напряжений в значительной степени устранимы введением дополнительной термообработки перед окончательным шлифованием периферийных и заточкой фронтальных поверхностей твердосплавных вставок инструмента, а также применением поверхностного вибропрочнения для уменьшения остаточных напряжений и их концентраций [3, 6].

Таким образом, с помощью указанных методов управления технологическим наследованием НДС элементов армирования инструмента можно достичь устранения разности значений условной жесткости системообразующих объемов материала $E(D_o)$ и $E'(D_o)$, которые обеспечивают равновесность НДС.

Список литературы

1. Коган Б.И. Технологическое обеспечение качества производства горных машин и инструментов. Кемерово: Кузбассвузиздат, 1996. 258 с.
2. Ключко Н.А. Основы технологии пайки и термообработки твердосплавного инструмента. М.: Металлургия, 1985. 200 с.
3. Александрова Л.И., Лошак М.Г., Боярских И.Г. Формирование заданных свойств породоразрушающих элементов инструмента // В сб. Композитные материалы в породоразрушающих инструментах: Тез. докл. I Всесоюз. науч.-техн. конф., Ивано-Франковск, 22–24.09.1987. С. 23–24.
4. Боярских Г.А., Боярских И.Г. Предпосылки моделирования управляемой технологической наследственности твердосплавных вставок бурового инструмента ударного действия // Материалы Междунар. науч.-техн. конф. "Научные основы и практика пере-

работки руд техногенного сырья" 21–26.05.2007 г., Екатеринбург: Форт-Диалог-Исеть. С. 285–292.

5. Васильев А.С., Дальский А.М. и др. Технологические основы управления качеством машин. М.: Машиностроение, 2003. 255 с.

6. Боярских Г.А. Прогнозирование исходного НДС твердосплавных вставок перед армированием бурового инструмента // Изв. УГГА. Екатеринбург. 1997. № 6. С. 76–86.

7. Боярских Г.А. Аналитическое моделирование состояния породоразрушающих элементов бурового инструмента // Изв. УГИ. Екатеринбург: УГИ. Вып. 4. 1993. С. 59–64.

8. Боярских Г.А. Математическое и численное моделирование НДС виброупрочненных твердосплавных вставок бурового инструмента // Изв. УГГА. Екатеринбург. 1997. № 6. С. 60–76.

УДК 622.232

Р.Ф. Миниханов, асп., УГГУ, г. Екатеринбург

Повышение надежности работы буровых станков

Выполнен анализ существующих типов силовых верхних приводов, разработан алгоритм подбора системы верхнего привода к буровой установке, разработана конструкция, предотвращающая проявление резонанса буровых установок.

Ключевые слова: буровая установка, силовой верхний привод, алгоритм, мачта, вибрация.

R.F. Minihanov, Ural State Mining University

Improvement of Effective Work Drill Installations

Completed analysis existence types force top drives, synthesize an algorithm selection of the system top drive to the drill installation advanced design, prevent condition of resonance drill installations.

Keywords: drill installations, types force top drives, an algorithm, mast, vibration.

При добыче полезных ископаемых открытым и подземным способами для осушения шахт и карьеров, при проведении геологоразведочных изысканий применяются глубокие скважины. Для строительства таких скважин используются буровые установки глубокого бурения, те же, что и в нефтедобывающей промышленности. Затраты на строительство глубоких скважин весьма значительны, причем существенная часть их определяется работой буровой установки, поэтому проводятся исследования по созданию новых буровых установок и совершенствованию существующих. Результатами таких исследований явилось решение использовать систему силового верхнего привода (СВП).

Система силового верхнего привода в последнее время становится наиболее популярным способом бурения глубоких скважин. Этой системой оборудуются как импортные, так и отечественные буровые установки. Верхний привод является принципиально новым типом механизмов буровых установок, обеспечивающих выполнение целого ряда технологических операций.

Верхний привод представляет собой подвижный вращатель с сальником-вертлюгом, оснащенный комплексом средств механизации спускоподъемных операций (СПО).

Использование системы верхнего привода позволяет:

- отказаться от традиционного применения вертлюга, ротора, элеватора;

- повысить уровень механизации работ на рабочей площадке и как следствие повысить безопасность труда и производительность.

Использование системы верхнего привода обеспечивает выполнение следующих технологических операций:

- вращение бурильной колонны при бурении, проработке и расширении ствола скважины;
- свинчивание, докрепление бурильных труб;
- проведение спускоподъемных операций с бурильными трубами, в том числе наращивание бурильной колонны;
- проведение операций по спуску обсадных колонн;
- проворачивание бурильной колонны при бурении забойными двигателями;
- промывку скважины и проворачивание бурильной колонны при СПО;
- расхаживание бурильных колонн и промывку скважины при ликвидации аварий и осложнений.

Использование системы верхнего привода объясняется рядом преимуществ, дающих технологиям бурения с данным механизмом по сравнению с классической схемой бурения:

- экономию времени при наращивании труб во время бурения;
- уменьшение вероятности прихватов буровой колонны;
- расширение (проработку) ствола скважины не только при спуске, но и при подъеме инструмента;

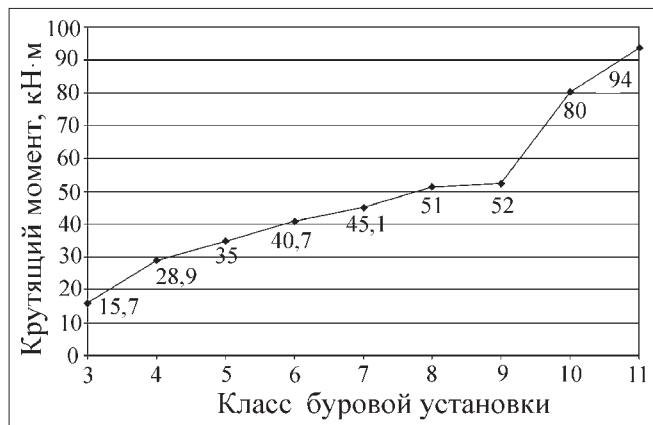


Рис. 1. Зависимость максимального крутящего момента системы верхнего привода от класса буровой установки

- снижение вероятности выброса флюида из скважины через бурильную колонну;
- облегчение спуска обсадных труб в зонах осложнений за счет вращения;
- повышение качества керна;
- обеспечение точного крутящего момента при свинчивании и докреплении резьбы труб;
- повышение точности проводки скважин при направленной бурении;
- повышение безопасности буровой бригады и др.

Максимальный положительный эффект совместной работы буровой установки и верхнего привода достигается при корректном подборе, т.е. при оптимальном соотношении параметров. В противном случае совместная работа систем малоэффективна, а в некоторых случаях небезопасна.

В правилах безопасности в нефтяной и газовой промышленности ПБ 08-624-03 приводятся следующие рекомендации: "Верхний силовой привод должен быть совместим со средствами механизации спуско-подъемных операций. ... Элементы верхнего привода не должны создавать помех для ведения других технологических операций. Грузоподъемность верхнего привода должна соответствовать грузоподъемности буровой установки. ...". Приведенные рекомендации необходимо учитывать при подборе верхнего привода, но они не отражают всех особенностей технической системы и не дают четкой методики подбора.

При выполнении диссертационной работы автором статьи проведен анализ существующих верхних приводов и разработан алгоритм подбора системы к буровой машине.

Рассмотрев более 40 моделей силовых верхних приводов четырех мировых производителей, проведен анализ по двум основным характеристикам:

- 1) по максимальному крутящему моменту, передаваемому бурильной колонне;
- 2) по массе оборудования системы.

Результаты анализа представлены в виде графиков (рис. 1 и 2). Деление буровых установок по классам для графика проведено согласно ГОСТ 16293-82 "Ус-



Рис. 2. Зависимость массы системы верхнего привода от класса буровой установки

тановки буровые комплектные для эксплуатационного и глубокого разведочного бурения. Основные параметры".

На графиках четко прослеживается увеличение момента и массы СВП с увеличением класса буровой установки. Но если увеличение допустимой нагрузки на крюке согласно ГОСТ происходит на 21 %, то увеличение параметров СВП происходит с неравномерным шагом. Так, увеличение максимального момента СВП, передаваемого на буровую колонну, происходит в пределах от 4 до 46 %, а увеличение массы СВП происходит в пределах от 2 до 54 %. Это связано с тем, что у разных производителей силовых верхних приводов в одном классе разные технические характеристики.

Из полученных данных можно сделать вывод, что силовой верхний привод необходимо подбирать к конкретным буровым установкам и на конкретные условия бурения.

Разработанный нами алгоритм подбора параметров силового верхнего привода к конкретной буровой установке обеспечивает выбор наиболее перспективного по технико-экономическим показателям варианта из имеющихся в базе данных. Подбор привода осуществляется по требуемым для буровой установки основным характеристикам, задаваемым техническим заданием (ТЗ):

- грузоподъемности;
- крутящему моменту, передаваемому на буровую колонну;
- диапазону диаметров используемых труб;
- давлению бурового раствора, подаваемого в скважину;
- длине компоновки.

Для осуществления выбора основные параметры поделены на следующие блоки:

- технические характеристики;
- геометрические характеристики;
- весовые характеристики;
- конструктивные особенности.

На рис. 3 изображена блок-схема алгоритма подбора СВП к буровой установке.

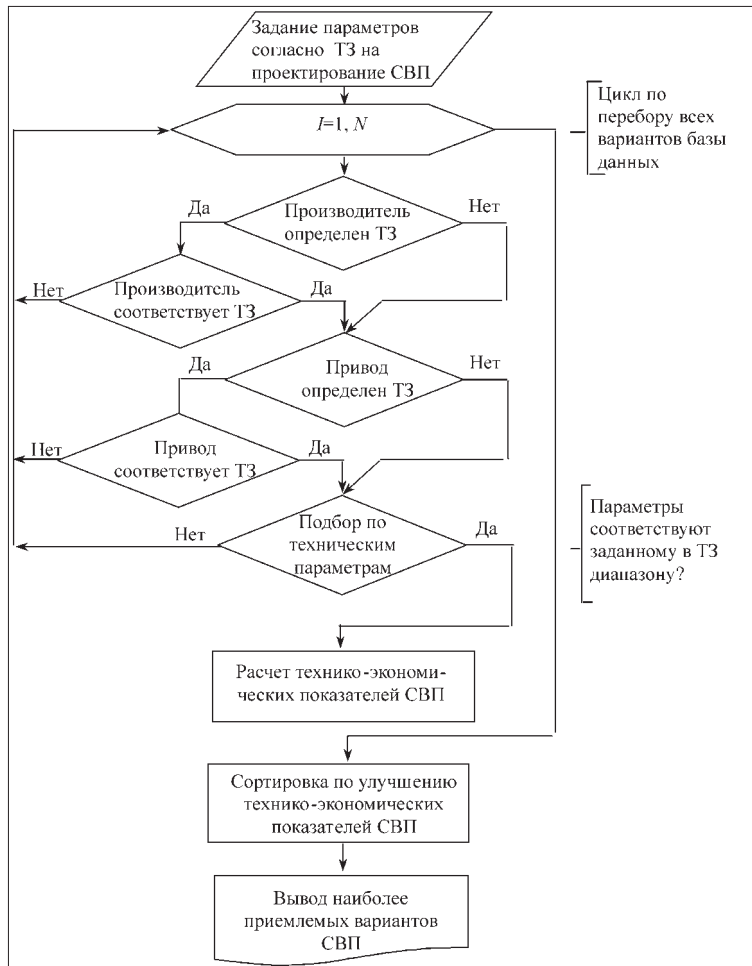


Рис. 3. Блок-схема подбора СВП для буровой установки

Алгоритм подбора системы заключается в отборе всех возможных вариантов, отвечающих параметрам буровой установки, в расчете основных экономических показателей по каждому варианту, в выдаче нескольких наиболее перспективных вариантов. Алгоритм состоит из следующих этапов:

1. Выбор производителя. Существует достаточно много моделей силовых верхних приводов, выпускаемых как зарубежными машиностроительными компаниями, так и российскими (если в задании не определен конкретный производитель, то рассматриваются все).

2. Подбор по типу буровой установки. Возможно два варианта: на мобильную буровую установку или на стационарную.

3. Подбор по типу привода. Для буровой установки могут применяться два варианта: электрический и гидравлический. Тип привода зависит от грузоподъемности буровой установки, но в мировой практике предпочтительней является электрический.

4. Подбор по техническим характеристикам. На данном этапе идет подбор по таким характеристикам, как грузоподъемность, крутящий момент, давление бурового раствора и др.

5. Подбор по геометрическим характеристикам. Подбираются габариты системы исходя из задаваемых ограничений.

6. Подбор по весовым характеристикам. Выбирается система с минимальными весовыми характеристиками, не снижающая грузоподъемность буровой установки.

7. Подбор по конструктивным особенностям.

8. Заключительным этапом является привязка СВП к буровой установке.

Разработанный алгоритм позволяет подобрать СВП к любому буровому комплексу, так как учитывает практически все параметры, и способствует достижению наиболее эффективной совместной работы системы и буровой установки.

На заключительном этапе подбора системы к буровой машине проводится привязка, крепление системы к узлам машины. В основном крепление системы производится к металлоконструкции мачты бурового станка, которая располагается над устьем скважины и предназначена для установки талевого механизма, устройства для механизации спускоподъемных операций и размещения бурильных свечей. От технического совершенства мачты существенно зависят монтажеспособность и транспортабельность всей машины в целом.

Крепление системы верхнего привода к буровому станку, а точнее к мачте, не должно усложнять конструкцию. Данное условие выполнимо при проектировании машины, но верхний привод также устанавливают и на станки, которые проектировались и изготавливались для работы без верхнего привода.

При установке СВП на существующих буровых установках иногда проявляется нежелательный эффект. Так, на буровой установке "Уралмаш 3900/225" зав. № 14700, принадлежащей компании КЦА ДОЙТАГ Дриллинг ГмбХ, был установлен верхний привод Varco Systems TDS-9S зав. № 30151870-1. В начале эксплуатации после модернизации обнаружился существенный недостаток – вибрация комплекса "буровая установка–силовой верхний привод". Работа была остановлена, так как при эксплуатации с повышенной вибрацией неизбежно возникновение таких последствий, как выход из строя креплений системы к буровой установке и уменьшение времени работоспособности мачты ввиду появления дополнительных нагрузок.

Для устранения возникшей вибрации автором статьи была разработана система гашения динамических колебаний, позволяющая снизить уровень вибрации, а также методика расчета места установки системы к мачте.

С помощью диагностического комплекса, предназначенного для измерения вибрации на вращающихся механизмах и стационарных конструкциях, были проведены измерения вынужденных колебаний в полевых условиях. При измерениях фиксировались перемещения точек системы в двух плоскостях во вре-

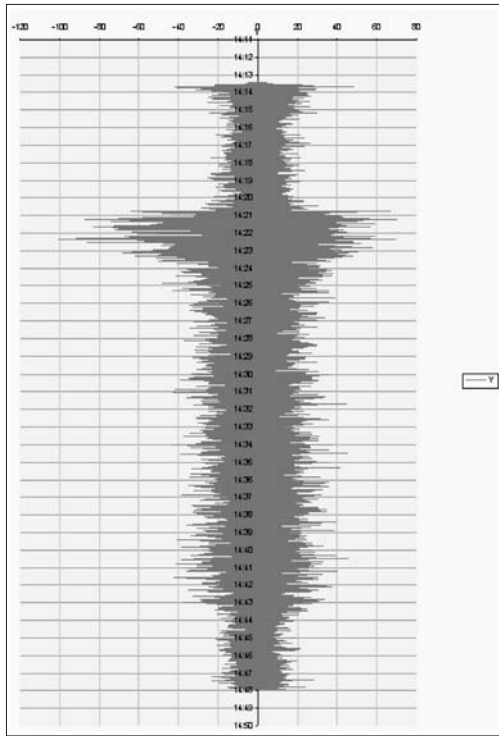


Рис. 4. Результаты измерений вынужденных колебаний СВП

мени, т.е. колебания. Пример осциллограммы представлен на рис. 4. После обработки результатов замеров определена частота вынужденных колебаний, которая колеблется в пределах от 1 до 1,2 Гц. В результате измерений были выявлены несколько положений верхнего привода, на которых во время прохождения привода диагностический комплекс фиксировал резкое возрастание колебаний системы.

Для определения частоты собственных колебаний проведен расчет в среде инженерного анализа APM WinMachine в модуле конечно-элементного анализа напряженно-деформированного состояния APM Structure3D. Программа имеет сертификат соответствия Госстроя.

Расчет выполнялся в три этапа:

- 1) подготовительный этап – заключается в создании конечно-элементной модели и задании закрепленной модели;
- 2) расчет;
- 3) анализ полученных данных в результате расчета.

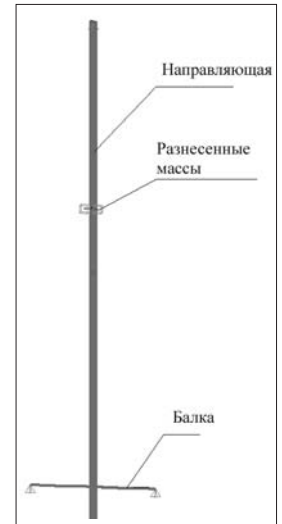
Конечно-элементная модель системы верхнего привода (рис. 5) состоит из направляющей и разнесенных масс с моментом инерции, аналогичным моменту инерции верхнего привода.

Просчитывалось 26 положений верхнего привода: от 5 до 31 м с шагом 1 м (за ноль принят уровень рабочей площадки).

Расчет на собственные частоты конструкции ведется с учетом распределенной матрицы масс и заключается в решении обобщенной задачи на собственные значения

$$(-\omega^2 M + K)\bar{\Delta} = 0,$$

Рис. 5. Конечно-элементная модель системы верхнего привода



где ω – круговая собственная частота; M – матрица масс; K – матрица жесткости конструкции; $\bar{\Delta}$ – вектор собственной формы.

Расчет на собственные частоты позволяет получить частоты и формы собственных колебаний конструкции. Нагрузки, приложенные к конструкции, в расчете не учитываются.

По полученным данным строится график зависимости собственной частоты колебаний системы от высоты нахождения верхнего привода (рис. 6).

Анализируя диаграмму, можно сделать выводы, что на уровне 23...25 м фаза собственных колебаний кратна фазе вынужденных колебаний. Частота собственных колебаний равна:

- на высотной отметке 23 м при четвертой форме колебаний – 2,4 Гц;
- на высотной отметке 24 м при третьей и четвертой формах колебаний – 2,2 Гц;
- на высотной отметке 25 м при второй форме колебаний – 2 Гц.

Таким образом, частоты собственных колебаний системы кратны частотам вынужденных колебаний, что приводит к проявлению резонанса.

Для предотвращения непредсказуемых последствий от работы системы верхнего привода в резонансном режиме разработана и установлена система гашения динамических колебаний. Система позволяет сни-

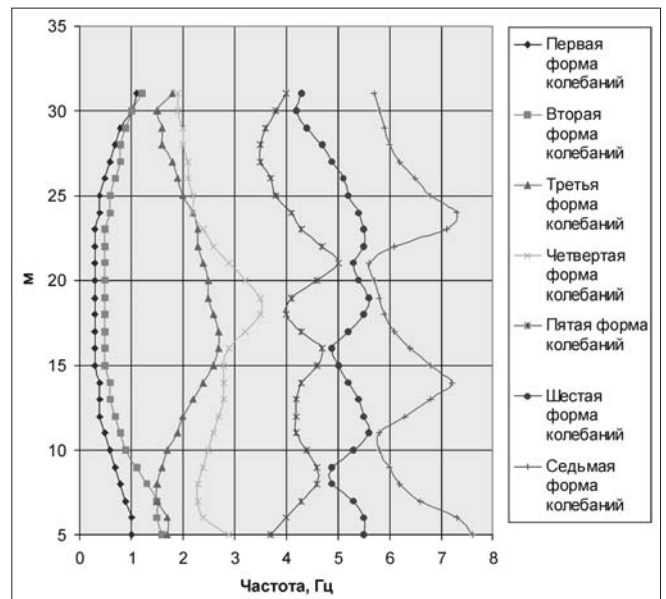


Рис. 6. Зависимость частоты собственных колебаний от высоты

зять амплитуду колебаний и предотвратить совпадение либо кратность фаз вынужденных и собственных колебаний.

После установки системы гашения динамических колебаний проведены повторные измерения при аналогичных условиях, что и первые. Результаты измерений показали, что система на всем уровне прохождения верхнего привода работает стабильно и зон резонансов не наблюдается.

Выводы

Методика выбора силового верхнего привода и расчета параметров устройства его крепления к матче бурового станка обеспечивает:

- поиск оптимального варианта по требованиям, определенным ТЗ;
- исключение явлений резонансных колебаний в процессе бурения скважин.

УДК 622.063.23

Ю.В. Судьенков, канд. физ.-мат. наук, СПГУ, А.Я. Бурак, асс., Д.А. Юнгмейстер, д-р техн. наук, проф., СПГГИ (ТУ) им. Г.В. Плеханова, В.А. Пивнев, канд. техн. наук, ОАО "Апатит"

Исследования ударных систем "поршень—боек—инструмент" при разрушении кембрийских глин

Представлены экспериментальные данные по исследованию ударных систем "поршень—боек—инструмент" и методика проведения исследований таких систем. Обоснована перспективность выбора сдвоенного ударника для повышения эффективности переноса ударного импульса. Установлено, что наряду с известным влиянием формы, амплитуды и длительности силового (ударного) импульса, на процессы разрушения существенное влияние имеет и пространственно-временной спектр ударной нагрузки.

Ключевые слова: баллистический маятник, метод Шарпи, ударный импульс, энергия упругих волн, акустическая спектроскопия, спектр импульса.

Yu.V. Sudenkov, A.Ya. Burak, D.A. Jungmeister, V.A. Pivnev

A of Research of Shock Systems "Pistons—Beat—Bar" at Destruction Cambrian Clay

In article experimental data on research of shock systems "piston—beat—bar" and a technique of carrying out of researches of such systems are presented. Perspectivity of a choice of the dual drummer for increase of efficiency of carrying over of a shock impulse is proved. It is established that along with known influence of the form, amplitude and duration of a power (shock) impulse, on destruction processes essential influence has also an existential spectrum of shock loading.

Keywords: a ballistic pendulum, a method of Sharpi, a shock impulse, energy of elastic waves, acoustic spectroscopy, an impulse spectrum.

Стеновые испытания ударной системы "поршень—боек—инструмент" проводились на установке с баллистическим маятником [5], схема которого представлена на рис. 1, а, а также на установке со специальным креплением для образцов породы (см. рис. 1, б, в), методика которого аналогична методу проведения экспериментальных исследований по Шарпи.

Методика исследований заключалась в следующем (рис. 1, а) [1–3, 5]: датчики размещались на штанге 3 стенда и в стержне 10 баллистического маятника 11. Угол отклонения баллистического маятника 11 был пропорционален величине напряжения, передаваемого в стержень маятника, и измерялся электрическим потенциометром 12. Первый датчик 13 регистрировал продольные колебания напряжений в штанге

3 при прохождении ударного импульса и располагался на расстоянии 300 мм от нагружаемого торца штанги. Второй датчик 14 размещался на расстоянии 30 мм от конца стержня 10 баллистического маятника 11 и регистрировал на осциллографе колебания напряжений при прохождении ударного импульса через стык между штангой 3 и стержнем 10 маятника при различных режимах ударного воздействия.

Разгон стального поршня-ударника 2 осуществлялся импульсным магнитным полем соленоида 9, размещенного на трубе 1 из нержавеющей стали с внутренним диаметром, равным диаметру поршня-ударника 2 и бойка 4. Для соблюдения условия абсолютно плоских торцов стержней (по волновой теории) соприкасающиеся при ударе торцы бойка 4,

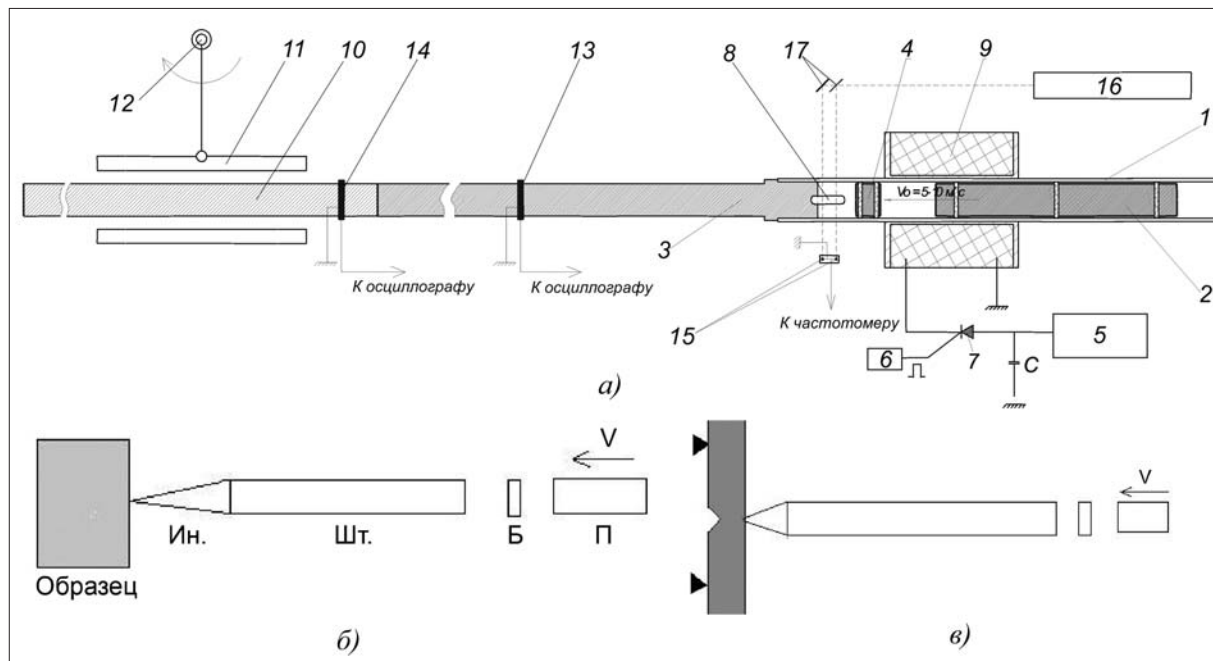


Рис. 1. Схемы испытаний ударной системы:

а – на стенде с баллистическим маятником; *б* – характера разрушения и глубины внедрения ударника-индентора; *в* – образцов на ударный изгиб

поршня-ударника 2 и хвостовика штанги 3 были выполнены плоскими. Импульсное магнитное поле в соленоиде 9 возбуждалось при разряде конденсаторной батареи С через тиристор 7 при подаче управляющего импульса напряжения с генератора 6. Измерение скорости перемещения поршня-ударника 2 осуществлялось через предусмотренное в стальной трубе 1 смотровое окно 8. От лазера 16 часть луча через первое зеркало 17, установленное под углом 45° к лучу, отражалась на первый фотодиод 15, а другая часть луча преломлялась зеркалом и поступала на второе зеркало 17, установленное под таким же углом 45° , затем

отражалась на второй фотодиод 15. Определив заранее расстояние между фотодиодами и время прохождения сигнала между первым и вторым фотодиодами, вычислялась скорость поршня.

Характерные виды сигналов с датчика 13 штанги 3, а также с датчика 12 отклонения баллистического маятника для различных режимов ударного воздействия представлены на рис. 2.

Электрический сигнал (напряжение) с датчиков, установленных на штанге стенда и стержне маятника, пропорционален величине давления (смещению поверхности, с которой имеют акустический контакт

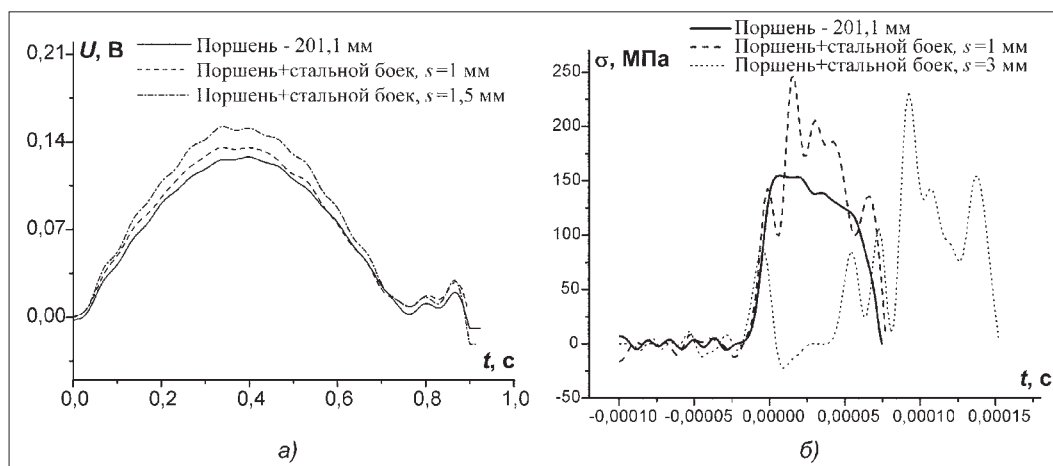


Рис. 2. Результаты измерений прохождения ударного импульса при взаимодействии различных ударных систем со штангой:

а – сигналы с датчиков отклонения баллистического маятника при воздействии ударного импульса; *б* – напряжения в штанге при различных режимах ударного воздействия

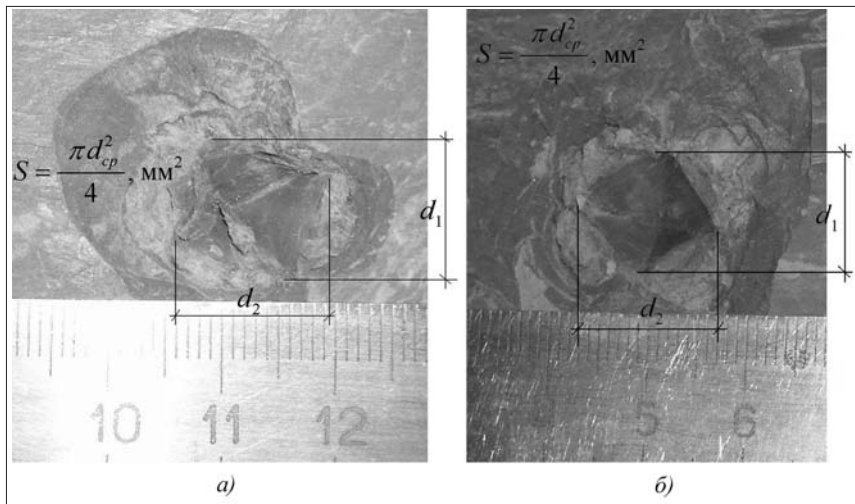


Рис. 3. Вид зоны внедрений индентора и параметры исследования разрушенных участков образцов при использовании:

а – только поршня-ударника; *б* – поршня-ударника через боек

датчики, т.е. на которой они размещены). Временные зависимости силовых параметров удара пропорциональны производной по времени от электрических сигналов с датчиков.

Обработка электрических сигналов с датчиков осуществлялась с помощью программного пакета Microcal Origin 6.0 Professional.

На осциллограмме (см. рис. 2, *а*) наблюдается увеличение энергии упругих волн на 15...20 %, передаваемых штангой длиной l , при воздействии двоемной ударной системы, что находится в согласии с результатами, представленными на рис. 2, *б*.

Как видно из рис. 2, *б*, форма основной волны (прямого ударного импульса) за время $t = 2l/c$, где c – скорость звука в среде с применением двоемной ударной системы (пунктирные линии) изменяется (появляются всплески импульсов): длительность ударного импульса при двоемной ударной системе превышает на 10...40 % длительность импульса при классической ударной системе (сплошная линия), а амплитуда высокочастотных составляющих спектра ударного импульса увеличивается на 20...50 %. В случае воздействия таких импульсов это должно вносить дополнительный вклад в энергию разрушения горных пород. Проинтегрировав графики (см. рис. 2, *б*) с помощью программного пакета Microcal Origin 6.0 Professional, можно сделать вывод, что площадь суммарного ударного импульса прямой волны напряжений в штанге при двоемном ударном режиме превышает на 10...25 % площадь ударного импульса классического варианта ударного режима.

Таким образом, исследования ударных систем на стенде с баллистическим маятником подтверждают перспективность выбора двоемного ударника для повышения эффективности переноса ударного импульса.

Исследования характера разрушения и глубины внедрения ударника-индентора в образец, а также пороги и характер разрушения образцов при испытани-

ях на ударный изгиб по методу Шарпи проводились на установке по схемам, представленным на рис. 1, *б, в* [4–6].

В качестве испытуемых материалов были использованы образцы квадратного сечения, выполненные из эпоксидной смолы, а также образцы кембрийской глины из забоев шахты № 614 участка станции "Пушкинская" (объект ЗАО "Тоннельный отряд-3").

Пороговые скорости поршня-ударника, при которых имело место разрушение образцов эпоксидной смолы, различались на 25...30 %. Значение скорости для удара только поршня было близко к 3,5 м/с, а для удара поршня через боек – 2,9 м/с.

Разрушение образцов эпоксидной смолы при ударе поршня через боек, т.е. ударным импульсом с более высокочастотным спектром, помимо различия пороговых скоростей, характеризуется

наличием достаточно большого числа микротрещин. Это свидетельствует об интенсификации разрушения пород при использовании двоемной ударной системы.

На рис. 3 приведен характерный вид зон внедрения индентора в виде четырехгранной призмы с углом 30° в образцы кембрийской глины. Скорость поршня-ударника ($v_{пв}$) в обоих случаях была одна и та же и равнялась 8 м/с.

При оценке эффективности разрушения кембрийской глины пользовались методом замера количества трещин в образце и сравнением фотографий образцов, разрушенных различными ударными системами. Разрушенный участок образцов исследовался под микроскопом, при этом проводилось измерение площади разрушения, глубины внедрения индентора в породу и количество трещин.

Измерения диагоналей зоны внедрения индентора в образцы кембрийской глины показывают, что площадь разрушенного участка образцов поршнем-ударником через боек превышает на 5...10 % площадь разрушенного участка только поршнем-ударником. Кроме того, измерения показали увеличение глубины внедрения индентора на 20...25 % для случая воздействия через боек, при этом фрактографический анализ показывает, что разрушение образцов при ударе поршня через боек характеризуется наличием достаточно большого числа микротрещин и "выколов" породы по сравнению с разрушением образцов при ударе только поршня.

Параметры исследования разрушенных участков образцов кембрийской глины сведены в таблицу.

Акустическая спектроскопия образцов эпоксидной смолы осуществлялась с помощью оптико-акустического дефектоскопа в полосе частот ≤ 75 МГц. На рис. 4 представлены относительные изменения спектров акустических импульсов, прошедших вблизи зоны надреза при разрушении импульсами с суще-

Параметры исследования разрушенных образцов кембрийской глины

Параметры	Поршень-ударник	Поршень-ударник через боек
	Среднее значение глубины внедрения индентора в кембрийскую глину, $h_{\text{ср.внедр}}$, мм	Единичная ударная нагрузка (одиночный удар)
7,9		9,25
Циклический удар продолжительностью 0,20...0,25 с ($F_{\text{ц}} = 50$ Гц)		
Измерения диагоналей зоны внедрения индентора в образцы: d_1 , мм d_2 , мм $d_{\text{ср}} = (d_1 + d_2)/2$ мм	Одиночный удар	
	11,6	12,6
	13,2	13,7
	12,4	13,1
Площадь разрушенного участка образца S , мм ²	Одиночный удар	
	120,70	134,71

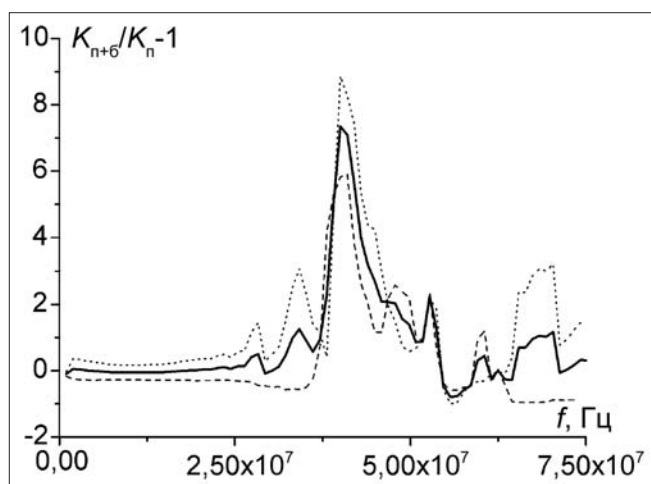


Рис. 4. Относительные изменения акустических спектров в образцах, разрушенных при различных формах ударной нагрузки

ственно разными пространственно-временными спектрами, соответствующими удару только поршня (K_n) и удару поршня через боек ($K_{n+б}$).

Наибольшее различие спектров наблюдается при частотах ~ 40 МГц, что соответствует влиянию на спектр образцов, разрушенных при ударе через боек, дефектов с характерными размерами $\sim 30...40$ мкм.

Следовательно, можно утверждать, что, наряду с известным влиянием формы, амплитуды и длительности

ности силового (ударного) импульса, на процессы разрушения существенное влияние имеет и пространственно-временной спектр ударной нагрузки. То есть корреляция масштабов дефектной структуры материалов и пространственно-временного спектра ударной нагрузки могут в значительной мере определять порог, характер и длительность динамического разрушения материалов.

Таким образом, исследования ударных систем при взаимодействии с породами различных свойств на стенде с баллистическим маятником, а также на установке со специальным креплением для образцов породы различных свойств, методика которого аналогична методу проведения экспериментальных исследований по Шарпи, подтверждают перспективность использования ударной системы "поршень—боек—инструмент" в конструкциях исполнительных органов буровых машин ударного действия, особенно при разрушении забоев шахт ОАО "Метрострой" Санкт-Петербурга [1, 3, 4]. Это может быть объяснено повышением КПД передачи удара от ударника к инструменту увеличением эффективности передачи импульса породоразрушающему инструменту, увеличением эффективности разрушения гетерогенных сред.

Список литературы

1. Бурак А.Я. Исследование гидроударных исполнительных органов проходческого комплекса для Метростроя Санкт-Петербурга // Записки горного института. 2005. Т. 167(2).
2. Юнгмейстер Д.А., Бурак А.Я., Пивнев В.А., Судьенков Ю.В. Основные результаты исследований перфоратора со сдвоенной ударной системой "поршень—боек—штанга" // Горное оборудование и электромеханика. 2006. № 3. С. 17–20.
3. Юнгмейстер Д.А., Бурак А.Я., Соколова Г.В., Судьенков Ю.В. Экспериментальные исследования ударных систем "поршень—боек—штанга" // Ударно-вибрационные системы, машины и технологии: Материалы III Междунар. науч. симп. Орел: ОрелГТУ, 2006. С. 72–75.
4. Судьенков Ю.В., Сусликов А.И., Юнгмейстер Д.А., Бурак А.Я. Исследование эффективности разрушения твердых тел при ударе одиночным и сдвоенным стержнем-ударником // Ударно-вибрационные системы, машины и технологии: Материалы III Междунар. науч. симп. Орел: ОрелГТУ, 2006. С. 139–143.
5. Юнгмейстер Д.А. Исследование ударных систем на стенде с баллистическим маятником / Д.А. Юнгмейстер, Г.В. Соколова, А.Я. Бурак, Ю.В. Судьенков // Горное оборудование и электромеханика. 2006. № 7. С. 39–42.
6. Судьенков Ю.В. Исследование эффективности разрушения твердых тел при ударе одиночным и сдвоенным стержнем-ударником / Ю.В. Судьенков, А.И. Сусликов, Д.А. Юнгмейстер, А.Я. Бурак // Ударно-вибрационные системы, машины и технологии: Материалы III Междунар. науч. симп. Орел: ОрелГТУ, 2006. С. 139–143.

УДК 622.532:621.6(06)

Ю.П. Сташинов, канд. техн. наук, проф., Д.А. Боченков, асп., В.В. Волков, канд. техн. наук, доц., Шахтинский институт (филиал) Южно-Российского государственного технического университета (Ново-черкасского политехнического института)

Технические и энергетические аспекты применения регулируемого электропривода на главных водоотливных установках шахт

Рассмотрены особенности главных водоотливных установок шахт как объектов энергоэффективного управления средствами регулируемого электропривода. Определены рациональные режимы работы насосных агрегатов. Предложено использование подкачивающих насосов с асинхронным частотно-регулируемым приводом для обеспечения энергосберегающих режимов работы водоотливных комплексов шахт.

Ключевые слова: электропривод, регулируемый, установка, шахтная, водоотливная, насос, подкачивающий, управление, напор, подача.

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

Technical and Energy Saving Aspects of Variable Electric Drive Application for the Main Mining Water-Removal Plants

The technological features of the main mining water-removal plants as the objects of energy saving control by means of variable electric drives are considered. The rational operating conditions of the pump units are determined. There are suggested single-stage booster pumps employment to achieve energy saving functioning of mining water-removal complexes.

Keywords: electric, drive, variable, plant, mining, water-removal, pump, booster, control, head, capacity.

Главные водоотливные установки шахт являются крупными потребителями электроэнергии, поэтому повышение энергетической эффективности их работы является важной научно-технической задачей.

В последние годы получает широкое применение асинхронный частотно-регулируемый привод насосных установок промышленного и бытового водо- и теплоснабжения, в которых, благодаря автоматической стабилизации давления в питающей системе при переменном потреблении воды, можно сэкономить до 30...40 % электроэнергии и до 12...15 % воды и тепла [1, 2].

В связи с этим существует проблема некритичного переноса полученных результатов на главные водоотливные установки шахт, имеющие ряд существенных технологических особенностей, учет которых при решении вопросов применения регулируемого привода насосных агрегатов крайне важен и обязателен. Поэтому приведем краткую характеристику таких установок, а затем рассмотрим их особенности.

На главных водоотливных установках шахт обычно используют центробежные секционные насосы

номинальной производительностью 105...850 м³/ч с количеством рабочих колес $N = 2...10$ в зависимости от геодезической (геометрической) высоты подачи H_r [3, табл. 2.6].

Согласно требованиям безопасности [4] емкость водосборника должна быть не менее 4-часового притока шахтных вод, а рабочая производительность насосного агрегата выбирается из условия откачки суточного притока Q_c не более чем за 20 ч, т.е. с минимальным запасом, равным $(24/20 - 1) \cdot 100 = 20 \%$. С учетом наличия резервного насоса существенное превышение запаса производительности, связанное с повышением капитальных затрат, требует специального технико-экономического обоснования.

Количество Z_k рабочих колес насоса определяют по формуле [3]

$$Z_k \approx \frac{H_r}{H_k} \frac{1}{\eta_{тр}}$$

где H_k — напор на одно колесо в номинальном режиме; $\eta_{тр} = 0,9...0,95$ — КПД трубопровода.

Полученный результат затем округляют до ближайшего целого числа.

Насосные агрегаты оборудуются нерегулируемым асинхронным электроприводом с короткозамкнутыми двигателями мощностью от 250 до 2000 кВт с запуском прямым подключением к питающей сети напряжением 6 кВ. Предусмотрена работа насосных установок в автоматическом режиме с применением серийной аппаратуры автоматизации. Включение и отключение насосных агрегатов проводятся по сигналам датчиков уровня.

Заливка насосных агрегатов водой перед запуском обычно осуществляется погружными заливочными насосами. Бескавитационная работа высоконапорных насосов с малой и отрицательной вакуумметрической высотой всасывания обеспечивается применением подкачивающих (бустерных) насосов.

К характерным особенностям главных водоотливных установок шахт с точки зрения применения на них регулируемого привода можно отнести следующие:

1. Малые потери напора в трубопроводе ΔH по отношению к геодезической высоте подачи H_r :

$$\Delta H / H_r = (1/\eta_{тр} - 1) \cdot 100 \% \approx (5..11) \%$$

С одной стороны, это накладывает существенные ограничения на возможное снижение частоты вращения рабочих колес насоса по условиям откачки суточного притока воды и преодоления геодезической высоты подачи. С другой стороны, позволяет при относительно узком диапазоне регулирования частоты вращения получить необходимое изменение подачи, что важно при выборе варианта регулируемого привода насосных агрегатов.

2. При округлении расчетного количества рабочих колес насоса до ближайшего целого числа возможно появление избыточного по сравнению с расчетным напора (в пределах напора на одно колесо) с возможностью выхода насосного агрегата за пределы рабочей области по производительности. На практике в таких случаях применяют дросселирование сети посредством задвижки на нагнетательном трубопроводе, что приводит к снижению энергетических показателей работы водоотливной установки.

3. Насосный агрегат должен в течение суток выдать на поверхность шахты (поднять на геодезическую высоту H_r , м) объем воды, равный суточному притоку Q_c , м³, т.е. независимо от частоты вращения рабочих колес насоса, выполнить одну и ту же полезную работу:

$$A_n = g\rho Q_c H_r, \text{ Дж}, \quad (1)$$

затратив на это из питающей сети количество электрической энергии, определяемое по формуле

$$A_o = \frac{A_n}{\eta_o}, \text{ Дж}, \quad (2)$$

где $g = 9,81$ – ускорение свободного падения, м/с²; ρ – плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³; η_o – общий КПД водоотливной установки, равный произведению

КПД насоса, трубопровода, приводного электродвигателя, преобразователя (при наличии такового) и сети.

Из (1) и (2) следует, что минимизировать расход электроэнергии можно только обеспечением работы насосной установки с максимальным значением общего КПД (с минимальным удельным расходом энергии).

Известны различные предложения и разработки по внедрению энергоэффективного управления шахтными водоотливными установками. Так, в работе [5] в качестве средства устранения избыточного напора насоса и связанного с ним перерасхода электроэнергии предлагается подрезка (некоторое уменьшение диаметра) рабочего колеса. Технически это мероприятие вполне реализуемо, но в условиях шахты сдерживается сложностью определения необходимой величины подрезки, а кроме того, не гарантирует эффективную работу водоотливной установки при изменении характеристик трубопровода и насосных агрегатов в процессе их дальнейшей эксплуатации. Вместе с тем подрезка колеса в совокупности с регулированием частоты вращения может быть эффективным средством дополнительного снижения необходимого диапазона регулирования приводного электродвигателя.

В аппаратуре автоматизации ВАВ-1М, серийно выпускаемой ОАО "Красный металлист", г. Конотоп, в целях снижения платы за заявленную мощность достаточно простыми техническими средствами реализована возможность управления, обеспечивающего работу насосов вне периодов максимальных нагрузок энергосистемы. Однако для этого может потребоваться увеличение емкости водосборника и расчетной подачи насосных агрегатов.

В работе [6], наоборот, предлагается в целях экономии электроэнергии реализовать средствами регулируемого привода автоматическое управление по притоку с поддержанием воды в водосборнике на верхнем уровне. При таком управлении благодаря минимизации числа пусков насосных агрегатов повышаются надежность работы и срок службы механического и электрического оборудования водоотливной установки, но увеличивается плата за заявленную мощность в часы пиковых нагрузок энергосистемы. Кроме того, при разности отметок датчиков верхнего и нижнего уровня воды в водосборнике в несколько метров ощутимую экономию электроэнергии можно получить только на водоотливных установках неглубоких шахт с малой геодезической высотой подачи.

В работе [7] предлагается осуществлять регулирование подачи одного или нескольких одновременно работающих насосов в функции уровня воды в водосборнике и текущего притока для достижения минимума потребления электроэнергии в течение суток, что также предполагает применение регулируемого привода.

В работе [8] в случае переменных притоков шахтных вод рекомендуется использовать асинхронный частотно-регулируемый привод насосных агрегатов с изменением частоты вращения в диапазоне 1,05...0,9 номинальной.

Но режим работы насосной установки в процессе ее эксплуатации не остается постоянным из-за изменения характеристик насосных агрегатов, трубопро-

вода и по ряду других причин. Изменяются подача и напор, а следовательно, значения как текущего, так и минимального удельных расходов электроэнергии. В таких условиях обеспечение оптимального по расходу энергии режима работы возможно, по-видимому, только применением поисковой экстремальной системы управления частотой вращения приводного двигателя насосного агрегата на основании оперативной и достоверной информации о текущем значении удельного расхода электроэнергии. Опыта разработки и применения таких систем управления для шахтных водоотливных установок пока нет.

Кроме того, как показывают результаты расчетов, выполненных нами для 67 типоразмеров насосных агрегатов с изменением геодезической высоты подачи в диапазоне 100...1000 м, экстремальная зависимость удельных энергозатрат от подачи отмечена только для 48 вариантов. При этом снижение удельного расхода электроэнергии при работе в зоне максимальной величины общего КПД водоотливной установки для большинства насосных агрегатов не превышает 4...5 % и только для насосов большой производительности ЦНСГ 850 и ЦН 1200 может достигать 8...9,5 %.

Тем не менее, наличие экстремальной зависимости удельных энергозатрат от подачи следует учитывать при выборе расчетной подачи насоса, независимо от того, предусматривается или нет применение регулируемого электропривода. В целях снижения расхода электроэнергии при относительно стабильном притоке шахтных вод расчетная подача насоса должна соответствовать режиму работы с максимальным значением общего КПД насосной установки. Как показывают выполненные нами расчеты, в большинстве случаев это соответствует подаче на 8...18 % меньшей номинальной подачи насоса.

Необходимо также иметь в виду, что отдельно взятый минимум удельного расхода электроэнергии не является абсолютным критерием эффективности функционирования водоотливной установки как и в других случаях. Важно знать, ценой каких дополнительных, в частности капитальных, затрат он достигается. С этой точки зрения более объективными могут оказаться другие критерии эффективности, например, широко известный критерий минимума приведенных затрат.

Расчеты показывают, что при относительно высокой средней стоимости высоковольтных преобразователей частоты на модулях IGBT (150...250 долл. США/кВт [9]) дополнительные капитальные затраты, связанные с применением асинхронного частотно-регулируемого привода на главных водоотливных установках шахт, окупаются за счет экономии электроэнергии за срок, не превышающий 6 лет, только для 13 типоразмеров насосных агрегатов из 67. Полученный результат заставляет искать другие, менее затратные варианты регулируемого электропривода, один из которых будет рассмотрен ниже.

Что же касается регулирования частоты вращения сверх номинальной, то при использовании серийно выпускаемых асинхронных электродвигателей с номинальной частотой питающего напряжения 50 Гц это возможно только при наличии соответствующего запаса по подаче насоса, а также по мощности приводного

двигателя и преобразователя частоты. Связано это с тем, что частотное регулирование в этой зоне происходит при неизменной величине питающего напряжения с постоянной мощностью, тогда как в соответствии с особенностью характеристики нагрузки требуется увеличение мощности пропорционально 3-й степени относительного повышения угловой скорости.

Поэтому при переменных притоках шахтных вод для обеспечения внепикового управления расчетную подачу насоса следует выбирать из условия откачки максимального притока в интервале времени между максимумами нагрузки в энергосистеме при питании преобразователя частоты. При меньших притоках для повышения энергоэффективности работы следует снижать подачу только до величины, соответствующей работе насосной установки с максимальным КПД, для чего достаточно регулирование частоты вращения и напора в достаточно узких пределах (в пределах доли напора, развиваемого одним рабочим колесом).

В этом случае при использовании достаточно мощных асинхронных частотно-регулируемых приводов для секционных насосов главных водоотливных установок шахт возникает техническое противоречие: регулирующее воздействие оказывается на все рабочие колеса насоса, тогда как для обеспечения энергоэффективного режима работы установки достаточно было бы регулировать только одно из колес.

Указанное противоречие устраняется при использовании в составе насосной установки одноколесных подкачивающих насосов с низковольтным асинхронным частотно-регулируемым приводом сравнительно небольшой мощности и стоимости. Естественно, применение подкачивающих насосов усложняет и не сколько удорожает водоотливную установку, но вместе с тем позволит повысить срок службы насосов благодаря устранению кавитационных явлений, которые, как показывает опыт, в той или иной степени проявляются на большинстве главных водоотливных установок шахт. При этом следует иметь в виду, что некоторые центробежные секционные насосы, например, ЦНС 300-650-1300 с отрицательной допустимой высотой всасывания предназначены для работы только с серийно выпускаемым подкачивающим насосом ВП-340-18Л [3].

При наличии подкачивающего насоса представляет интерес требующее опытной проверки предложение использовать его для предварительной раскрутки вала основного насоса в целях снижения бросков пускового тока и момента при последующем подключении приводного двигателя к питающей сети [10]. По мнению авторов, это позволит дополнительно повысить срок службы электромеханического оборудования водоотливной установки.

Обеспечение энергоэффективного управления насосными агрегатами главных водоотливных установок шахт применением подкачивающих насосов с асинхронным частотно-регулируемым приводом требует решения комплекса вопросов по установлению рациональных параметров и характеристик последних, что является предметом самостоятельного исследования.

Список литературы

1. Ильинский Н.Ф. Электропривод в современном мире / Н.Ф. Ильинский // Сб. материалов V Междунар. (XVI Всероссийской) науч. конф.: 18–21 сентября 2007 г. СПб.: 2007. С. 17–19.
2. Ремезов А.Н. Некоторые аспекты применения частотно-регулируемого электропривода на теплоснабжающих предприятиях ЖКХ / А.Н. Ремезов, А.В. Сорокин // Приводная техника. 2007. № 3. С. 2–7.
3. Попов В.М. Водоотливные установки: справочное пособие. М.: Недра. 1990.
4. Правила безопасности в угольных шахтах. М.: Госгортехнадзор, 2003.
5. Мамедов А.Ш. Разработка и обоснование мероприятий по повышению энергоэффективности комплексов шахтного водоотлива. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Екатеринбург. 2004.
6. Бабокин Г.И. Энергосбережение в насосных станциях водоотлива средствами регулируемого электропривода // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2005. № 11. С. 305–306.

7. Тимухин С.А. Математические модели функционирования и оптимизации комплексов главных водоотливных установок / С.А. Тимухин [и др.] // Изв. вузов. Горный журнал. 2002. № 4. С. 121–122.

8. Черняховский Р.Л. Адаптация режимов работы электромеханических комплексов шахтного водоотлива к графикам энергосистемы в условиях переменных водопритоков. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. СПб.: 2003.

9. Дробкин Б.З. Развитие устройств силовой электроники для регулируемых электроприводов / Б.З. Дробкин, М.В. Пронин, А.А. Ефимов // Сб. материалов V Междунар. (XVI Всероссийской) науч. конф.: 18–21 сентября 2007 г. СПб.: 2007. С. 26–32.

10. Насосный агрегат: пат. 2311563 Рос. Федерация: МПК F04D 9/04, F04D 13/06 / В.М. Бочаров [и др.]; заявитель и патентообладатель ЮРГТУ (НПИ). № 2006113486/06; заявл. 20.04.2006; опубл. 27.11.2007. Бюл. № 33.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 622.002. 5:658.526

В.Г. Ивахник, канд. техн. наук, К.И. Шахова, канд. техн. наук, МГГУ

Инновации: современные тенденции повышения физико-механических свойств конструкционных материалов горных машин и оборудования

Приводится обоснование целесообразности применения в горных машинах и оборудовании износостойких сплавов с модифицированными физико-механическими свойствами за счет использования инновационных технологий термического и магнитно-импульсного упрочнения.

Ключевые слова: инновации, износостойкий металл, горные машины и оборудование, магнитно-импульсная обработка, модификация физико-механических свойств, электромагнитная технология, литейная продукция.

V.G. Ivakhnic, K.I. Shakhova, Moscow State Mining University

Innovations: Modern Condition Increase Physicmechanical Properties Construction Materials Mining Machines and Equipment

In the materials of the author devoted to innovative decisions of scientific and technical progress of a society, methodological and practical aspects of application of pulse electromagnetic technologies are resulted. The application of the impulse electromagnetic technologies installation makes it possible to increase the durability of metal.

Keywords: innovations, wearproof metal, mining machines and equipment, magnetic-impulse treatment, modification physicmechanical properties, electromagnetic technology, foundry production.

Современная концепция в развитии открытых и подземных горных работ ориентирована на создание высококачественных горных машин и оборудования [1, 2], изготовление которых предполагает применение высоколегированных сплавов, обеспечивающих эффективную эксплуатацию техники в сложных горно-геологических условиях.

Стремление к повышению эффективности российской промышленности, за счет экономической отдачи от использования сырьевого потенциала [3], ориентируют и отечественное металлургическое производство на создание качественно новых износостойких марок сплавов для технологического оборудования, работающего в условиях абразивного износа [4].

В Инженерном центре (ИЦ) МГГУ, наряду с другими направлениями инновационной деятельности, выполняются работы по созданию новых износостойких сплавов для горно-добывающих предприятий, а также применяются приоритетные технологии их термического и магнитно-импульсного упрочнения.

Влияние легирующих элементов на технологические и эксплуатационные свойства легированных и низколегированных сталей

В ИЦ проведен анализ физико-механических свойств и химического состава износостойких сталей, используемых в условиях ударных нагрузок и повышенного износа (табл. 1).

Наиболее сложной задачей при создании новых марок стали является достижение требуемой пластичности при заданной износостойкости металла. Взаимосвязь этих свойств накладывает жесткие требования к химическому составу стали и режиму ее термообработки.

Для оценки пластичности используются величины относительного удлинения, относительного поперечного сужения и ударной вязкости.

Для достижения требуемых прочностных характеристик и стойкости стали к удару (KCU не ниже 6 кгс/см^2) величина относительного сужения должна находиться в пределах 40...45 %.

Достаточно приближенная оценка влияния некоторых химических элементов на прочностные характеристики проводилась по эмпирическим формулам [5, 6], полученным для нормализованной стали:

$$\sigma_T = 12,4 + 28C + 8,3Mn + 5,6Si + 5,5Cr + 4,5Ni + \quad (1)$$

$$+ Cu + 36V + 77Ti + 55P + [3 - 0,2(h - 5)];$$

$$\sigma_B = 23 + 70C + 8Mn + 9,2Si + 7,4Cr + 3,4Ni +$$

$$+ 5,7Cu + 32V + 54Ti + 46P + [2,1 - 0,14(h - 5)];$$

$$T_k = 28 + 176C + 62Mn - 133Si + 255P - 5 \times$$

$$\times (\text{номер зерна}),$$

где h – толщина проката (5...20 мм);

Si, C, Mn и т.д. – содержание элемента, % мас.;

T_k – температура перехода в хрупкое состояние.

При создании новой марки стали предусматривалась широкая область ее применения.

* $1 \text{ кгс/см}^2 \approx 0,098 \text{ МПа}$.

С учетом этого к инновационной стали предъявлялся ряд требований, выполнение которых может быть достигнуто за счет подбора оптимального состава химических элементов в сплаве, а также использования современных технологий обработки и упрочнения сплавов [7].

Инновационная марка стали должна обеспечивать:

- возможность применения в литом и деформированном состоянии;
- изменение химического состава стали в пределах марки не должно оказывать существенного влияния на ее физико-механические свойства;
- обеспечение изменения в широких пределах физико-механических свойств под действием термической обработки;
- улучшение структуры и эксплуатационных свойств под действием термической обработки;
- улучшение структуры и эксплуатационных свойств под действием высокоэнергетических магнитных полей.

Анализ существующих марок стали показал, что ни одна из них полностью не отвечает поставленным требованиям.

Наиболее близким аналогом новой марки стали является сталь, разработанная в Донецком НИИЧермета (а. с. № 1266895 30.10.86 бюл. № 40 приоритет от 16.04.85) и содержащая следующие компоненты:

– марганец	0,50...1,2;	кремний	0,2...0,6;
– хром	0,5...1,0;	ванадий	0,04...0,12;
– молибден	0,2...0,4;	алюминий	0,01...0,04;
– кальций	0,002...0,01;	титан	0,005...0,05;

– все остальное – железо и технологические примеси ($P < 0,038$, $S < 0,022$).

Однако приведенный выше состав стали не показывает взаимного влияния элементов на ее свойства. В частности, определенные концентрации Al и Si могут сделать сталь флокено-чувствительной, что резко снижает ее эксплуатационные свойства.

Поэтому исследованию подвергалось не только влияние отдельных компонентов, входящих в состав стали, но и их сочетания [5–7].

Увеличение эффекта, обеспечивающего снижение склонности стали к хрупкому разрушению и повышение ее пластичности, достигается введением в сталь никеля.

Таблица 1

Химический состав легированных сталей повышенной износостойкости

Марка стали	Содержание элементов, %									
	C	Si	Mn	Cr	Ni	Mo	V	Ti	S	P
ALLOYA, Япония	0,2	0,6	0,8	0,7	1,8	0,25	–	–	–	–
27XН2МФЛ	0,27...0,3	0,17...0,37	0,6...0,8	0,5...1,2	1,65...2,0	0,3	0,08...0,5	–	–	–
25ХГ2МТЛ Россия, ИЦ	0,2...0,29	0,2...0,6	1,2...1,8	0,8...1,3	–	0,2	–	До 0,015	До 0,04	До 0,045
30ХН2МФА	0,27...0,34	0,17...0,37	0,3...0,6	0,6...0,9	2,0...2,4	0,2...0,3	0,1...0,18	–	До 0,025	До 0,02

Кроме никеля наибольшее значение в стали имеют марганец и хром, влияющие на прочность и износостойкость, их количество ограничивается стоимостными и технологическими критериями.

Повышение пластичности и сопротивления удару достигается введением в состав инновационной стали до 1,1 % никеля и до 1,8 % марганца. Дальнейшее увеличение этих компонентов не представляется целесообразным, так как при незначительном улучшении эксплуатационных свойств приводит к быстрому росту стоимости стали. Введение в сталь хрома повышает ее износостойкость, но в то же время при его концентрации более 1,6 % наблюдается проявление склонности стали к образованию закалочных трещин, при скоростях охлаждения более 200 К/с (в интервале температур от 400 до 200 °С), а также к появлению значительных температурных напряжений, возникающих в литых деталях после выбивки из опок и охлаждении на воздухе (особенно в зимнее время).

Оптимальное содержание углерода не должно превышать 0,29 % и ограничено сопротивлением стали к удару, снижающимся с увеличением содержания углерода.

Для установления оптимального количества химических компонентов стали и их концентрации были проведены плавки в лабораторных печах и в условиях производства на шеститонных электродуговых печах.

Уточненный оптимальный количественный состав химических компонентов стали и их концентрация в сплаве получены на основе разработанной математической модели множественной корреляции влияния элементов, входящих в состав стали, на ее физико-механические свойства.

При разработке математической модели использовались результаты более 72 плавков, проведенных в лабораторных условиях и в условиях производства на шеститонных электродуговых печах.

Доверительная вероятность результатов при обработке 72 плавков составляет 0,85. При этом среднеквадратическое отклонение коэффициентов множественной корреляции

$$\sigma_r = \frac{[1 + (R^1)^2]}{\sqrt{n - p}}, \quad (2)$$

где n – число наблюдений;

p – число переменных в уравнении;

R^1 – доверительная вероятность, составит $\sigma_r = 0,21$.

Представленный массив из 72 плавков является достаточным для получения достоверных и значимых коэффициентов корреляции.

Ниже приведен анализ 72 плавков стали, вошедших в состав анализируемых. Корреляционные уравнения представляются в следующем виде:

$$\begin{aligned} Y_{1i} &= a_0 + a_1 \%C + a_2 \%Mn + a_3 \%Si + a_4 \%P + \\ &+ a_5 \%S + a_6 \%Cr + a_7 \%Ni + a_8 \%Al + a_9 \%Mo; \\ Y_{2i} &= a_0 + a_1 \%C + a_2 \%Si + a_3 \%S + a_4 \%P + \\ &+ a_5 (\%Cr + \%N + \%Mo) + a_6 \%Al; \\ Y_{3i} &= a_0 + a_1 \%C + a_2 \%Mn + a_3 (\%S + \%Al) + \\ &+ a_4 \%P + a_5 \%S + a_6 \%Cr + a_7 \%Ni + a_8 \%Mo, \end{aligned} \quad (3)$$

где Y_{1i} , Y_{2i} , Y_{3i} – функции отклика по свойствам;

$a_0, a_1, a_2, \dots, a_n$ – коэффициенты в уравнении множественной корреляции.

Полученные аналитические коэффициенты множественной корреляции приведены в табл. 2...8.

Анализ данных, приведенных в таблицах, показывает, что все значения коэффициентов, входящих в уравнение множественной корреляции, являются значимыми, с высокими значениями коэффициента корреляции. Наибольшее влияние на изменение прочностных свойств, определяющих надежность работы конструкции, σ_b и $\sigma_{0,2}$, имеет углерод и хром, а также суммы Si + Al и Cr + Ni + Mo.

Пластичность стали растет с увеличением концентрации никеля. Увеличение суммы Si + Al при наличии в стали серы в пределах марки может снизить относительное поперечное сужение. Риск повышения концентрации элементов приведенной суммы резко возрастает с увеличением влажности шихтовых материалов.

Таблица 2

Значение коэффициентов множественной корреляции при оценке механических свойств стали при решении уравнений по Y_{1i}

Коэффициенты	Значение переменной Y_{1i}			
	σ_b , МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ^* , %	ψ^* , %
a_1	0,013	0,0569	- 0,3101	- 0,043
a_2	0,0663	0,3036	- 0,1609	0,0138
a_3	0,0619	0,1948	0,746	0,2692
a_4	0,0144	0,1233	- 1,40	- 0,1545
a_5	0,0115	- 0,0685	- 0,0799	- 0,0257
a_6	0,0384	1,166	0,3389	1,0901
a_7	0,2247	0,03	0,6803	0,0555
a_8	6×10^{-4}	0,04	- 0,283	0,0173
a_9	0,0275	0,0708	0,01309	0,028

*Здесь и далее δ – относительное удлинение, ψ – относительное сужение.

Таблица 3

Оценка достоверности математической модели уравнения множественной корреляции по Y_{1i}

Характеристики уравнения	Значение переменной Y_{1i}			
	σ_b , МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ , %	ψ , %
Коэффициент корреляции	0,999	0,988	0,897	0,935
Среднеквадратическая ошибка модели	- 0,2860	- 0,3312	- 0,652	- 0,3158
Коэффициент Стьюдента	141,46	33,464	10,724	16,612

Таблица 4

Значение коэффициентов множественной корреляции при оценке механических свойств стали при решении уравнений по Y_{2i}

Коэффициенты	Значение переменной Y_{2i}			
	σ_B , МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ , %	ψ , %
a_1	0,4817	-0,0097	-0,0489	-0,0037
a_2	0,2168	0,8439	-0,5049	-0,2732
a_3	0,3538	0,0932	0,0047	-0,2359
a_4	0,2963	-0,0102	0,1205	0,0971
a_5	-0,2982	0,005	-0,0032	0,3289
a_6	0,6183	0,2718	-0,199	-0,1482
a_7	0,244	-0,0353	0,5	-0,0677
a_8	0,4101	0,0881	0,0669	0,4291
a_9	-0,6735	0,0288	-0,1662	0,3318

Таблица 5

Оценка достоверности математической модели уравнения множественной корреляции по Y_{2i}

Характеристики уравнения	Значение переменной Y_{2i}			
	σ_B , МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ , %	ψ , %
Коэффициент корреляции	0,74	0,985	0,988	0,704
Среднеквадратическая ошибка модели	-0,3564	-0,4834	0,4502	-0,4232
Коэффициент Стьюдента	5,684	36,55	38,167	4,955

Таблица 6

Значение коэффициентов множественной корреляции при оценке механических свойств стали при решении уравнений по Y_{3i}

Коэффициенты	Значение переменной при Y_{3i}			
	σ_B , МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ , %	ψ , %
a_1	0,448	0,0369	-0,0184	-0,0233
a_2	-0,4164	1,0581	-0,8215	1,7238
a_3	-0,4357	0,0477	0,0081	0,1348
a_4	0,2512	-0,0299	0,1101	1,1332
a_5	-0,2382	0,0329	0,047	0,2871
a_6	0,5896	0,0082	0,708	0,1719
a_7	0,244	-0,0353	0,5	-0,0677
a_8	0,4033	0,0787	0,071	0,4849
a_9	0,0316	0,0337	0,0022	0,1505

Таблица 7

Оценка достоверности математической модели уравнения множественной корреляции по Y_{3i}

Характеристики уравнения	Значение переменной Y_{3i}			
	σ_B , МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ , %	ψ , %
Коэффициент корреляции	0,702	0,883	0,983	0,702
Среднеквадратическая ошибка модели	0,0375	-0,4849	0,5027	-0,5288
Коэффициент Стьюдента	5,317	34,35	34,64	5,317

Таблица 8

Влияние химических элементов на механические свойства стали

Химический состав стали, % мас.	Механические свойства стали			
	σ_B , МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ , %	ψ , %
C-0,23; Mn-1,57 Al+Si-0,65; P-0,32; S-0,012; Cr+Ni+Mo-1,97	$\frac{920^*}{950}$	$\frac{630^*}{640}$	$\frac{10}{10}$	$\frac{11,5}{9,7}$
C-0,21; Mn-1,41; Al+Si-0,506; P-0,035; S-0,016; Cr+Ni+Mo-2,08;	$\frac{970}{1020}$	$\frac{530}{560}$	$\frac{6,6}{6,8}$	$\frac{9,5}{8,7}$
C-0,22; Mn-1,55; Al+Si-0,446; P-0,033; S-0,016; Cr+Ni+Mo-2,08	$\frac{936}{950}$	$\frac{846}{870}$	$\frac{11,5}{10,3}$	$\frac{38}{35}$
C-0,23; Mn-1,45; Al+Si-0,441; P-0,03; S-0,019; Cr+Ni+Mo-2,05	$\frac{960}{990}$	$\frac{760}{740}$	$\frac{13,5}{14,0}$	$\frac{56}{58}$

*В числителе приведены экспериментальные данные, в знаменателе – расчетные.

Резкое негативное воздействие на прочностные свойства сталей оказывают флокены, образующиеся при диффузии водорода в уже затвердевшую сталь.

Резкое изменение растворимости водорода происходит при затвердевании и аллотропическом превращении

$$[H] = K \sqrt{P_{H_2}}, \quad (4)$$

где $[H]$ – концентрация атомарного водорода;
 P_{H_2} – парциальное давление молекулярного водорода.

Даже в хорошо раскисленной стали, чтобы не произошло флокенообразования, необходимо иметь концентрацию водорода ниже 0,001 %.

Коэффициент пропорциональности K меняется в зависимости от фазового состояния стали:

$$\begin{aligned} K_{\text{жидк}} &= 275 \cdot 10^{-8} \cdot t - 175,5 \cdot 10^{-5}; \\ K_{\alpha\text{-Fe}} &= 48 \cdot 10^{-8} \cdot t - 17,2 \cdot 10^{-5}; \\ K_{\beta\text{-Fe}} &= 60 \cdot 10^{-8} \cdot t - 30 \cdot 10^{-5}; \\ K_{\gamma\text{-Fe}} &= 88 \cdot 10^{-8} \cdot t - 37,2 \cdot 10^{-5}. \end{aligned} \quad (5)$$

Анализ выражений (5) показывает, что с понижением температуры давление ассоциированного в молекулах водорода вырастает. При достижении его концентрации $\approx 0,001$ % водород не будет удаляться в виде газовых пузырей сквозь ванну расплавленного металла, но этой концентрации уже достаточно, чтобы давление выделения превысило предел прочности стали при 400 °С и вызвало образование трещин. При более высокой концентрации водорода давление выделяющегося водорода особенно возрастает вблизи интервала кристаллизации.

При этом происходит "водородное кипение" и отливка поражается газовыми раковинами. Состав стали резко влияет на концентрацию водорода и условия его выделения. В стали, содержащей Ni и Mn, концентрация H₂ выше при прочих равных условиях, чем в железе, а при легировании Cr концентрация H₂ понижается. Для понижения концентрации H₂, хромистая и никелевая стали перед выпуском продуваются аргоном. Если плавка задерживается в печи, вследствие неподготовленности изложниц или форм, концентрация H₂ возрастает.

Концентрация Al < 0,15 % и Si < 0,7 % не влияет на растворимость водорода, но увеличение концентрации Al > 0,15 % увеличивает его растворимость в 12 раз, а Si > 0,7 % – в 20 раз.

Плавка в мартеновских печах с мазутными горелками при распылении мазута паром резко увеличивает количество флокенов. Использование при плавке ферросплавов, особенно ферросилиция также повышает опасность образования флокенов.

В отливках, в отличие от жидкого металла, флокены располагаются по границам зерна и резко снижают их эксплуатационные свойства за счет развития "водородной хрупкости". Относительное поперечное сужение в стали, пораженной "водородной хрупкостью", снижается с 40 до 10...20 %.

Требуемый уровень механических свойств стали достигается ее последующей термообработкой.

Разработанная сталь 25ХГ2МТЛ после различных видов термообработки имеет механические свойства в интервале их значений для сталей этой группы.

Это подтверждает правильность выбора легирующего комплекса стали и технологичность стали для проведения термической обработки.

Для установления оптимальных температур закалки и отпуска было выполнено определение критической точки стали Ас₃ методом пробных закалок. Закалки проводились в интервале температур от 850 до 950 °С через 25 °С. Установлено, что критическая точка Ас₃ соответствует температуре 875 °С.

Технологические и эксплуатационные свойства приоритетной марки стали 25ХГ2МТЛ

Инновационная сталь 25ХГ2МТЛ, разработанная в ИЦ МГУ (патент РФ № 2104323 "Износостойкая ферромагнитная сталь"), относится к сталям мартенситного класса. Сталь при охлаждении на воздухе имеет структуру мартенсита и твердость HRC 37–42. В этом состоянии она не может подвергаться механической обработке, и для ее смягчения надо произвести отпуск при температуре 650 °С на твердость 240...250 НВ.

Легирующий комплекс стали обеспечивает ее прокаливаемость.

Введение в сталь с содержанием углерода 0,29 % 1,5 % хрома делает сталь насквозь прокаливаемой в диаметре до 36 мм. Введение молибдена в количестве 0,25 % также способствует увеличению прокаливаемости. Концентрация марганца в пределах 1,2...1,8 % обеспечивает сквозную прокаливаемость критических диаметров образцов около 38 мм и может приво-

дить к образованию крупного зерна аустенита и, следовательно, к снижению пластичности при последующей термической обработке. Для предотвращения роста зерна при такой концентрации марганца в сталь вводится молибден в количестве 0,25 % и титан более 0,005 %.

Присутствие молибдена в стали снимает отпускную хрупкость, делает возможным проведение высокого отпуска при любой температуре без резкого снижения ударной вязкости и способствует получению повышенной твердости при высоком отпуске.

По установленной ранее температуре критической точки Ас₃ назначены температуры закалки $t_{зак} = 905...925$ °С (для стали 25ХГ2МТЛ).

В связи с легированием титаном сталь является природно-мелкозернистой, т.е. перегрев при закалке выше 925 °С мало сказывается на структуре и твердости мартенсита, полученного при закалке. Сталь является технологичной с точки зрения закалки. Низкая концентрация углерода в стали в интервале 0,22...0,29 % дает возможность вести закалку в двух охлаждающих средах в воде или масле. После закалки вне зависимости от охлаждающей среды сталь имеет твердость 42...47 HRC.

Наиболее технологичным при закалке является охлаждение в воду. Формирование комплекса механических свойств достигается применением различных температур отпуска (патент РФ № 2099373 "Способ термической обработки изделий из износостойкой ферромагнитной стали").

Влияние температуры отпуска на свойства стали 25ХГ2МТЛ приведено в табл. 9. Как видно, в интервале температур высокого отпуска можно изменять в широких пределах прочностные и пластические свойства. Это расширяет область применения стали и обеспечивает высокую степень надежности изготовленных из нее деталей.

Пластичность стали 25ХГ2МТЛ характеризуется значениями относительного удлинения $\delta = 7...18$ % и относительного сужения $\psi = 22...50$ %, что позволяет свести к минимуму вероятность хрупкого разрушения деталей при отсутствии дефектов литья.

Оптимальное комплексное легирование стали дает возможность, с учетом заданных режимов термической обработки – закалка, высокий отпуск, получить хорошее сочетание пластичности и прочности при высоких значениях пределов прочности и текучести.

Разработанная низко- и комплексно-легированная сталь 25ХГ2МТЛ по механическим свойствам превосходит среднелегированные стали, содержащие

Таблица 9

Механические свойства стали 25ХГ2МТЛ в зависимости от температуры отпуска при закалке

$t_{отп}$, °С	НВ, МПа	σ_B , МПа	σ_T , МПа	δ , %	ψ , %
500	3290...3610	100...124	93...118	5...7	20...22
550	2770...3310	97...112	92...106	7,4...9	23...28
600	2480...3110	78...88	72...87	4...8	31...37

около 4 % никеля, а по пластическим свойствам приближается к высокомарганцовистой стали 110Г13Л.

Величина ударной вязкости стали незначительно уступает средне- и высоколегированным сталям, содержащим от 2 до 4 % никеля и составляет 0,5...0,6 МДж/м³. Полученные механические свойства дают возможность использовать сталь в деталях горных машин и горно-обогатительного оборудования — зубьях ковша и траках гусеничного хода карьерных экскаваторов, подвижных и неподвижных конусах, дробящих плитах и футеровке конусных и щековых дробилок и мельниц и т.д., изготавливаемых в настоящее время из стали 110Г13Л.

Для этих деталей, изготовленных из стали 25ХГ2МТЛ, оптимальный режим термической обработки по режиму закалка плюс высокий отпуск на 540...560 °С обеспечивает получение твердости 30...34 НRC. Такая твердость обеспечивает удовлетворительную износостойкость и прочность, что подтверждается проведенными испытаниями натуральных образцов зубьев ковшей экскаваторов ЭКГ-8 в условиях Лебединского ГОКа.

Конкурентоспособность стали 25ХГ2МТЛ достигается ее обработкой высокоэнергетическими магнитно-импульсными полями, под действием которых происходит измельчение зерна и снижение напряжений 2-го и 3-го рода.

Влияние измельчения зерна на прочностные свойства стали приведено в работе [7] (табл. 10).

Из приведенной таблицы следует, что увеличение размера зерна снижает пластические свойства, несколько увеличивая прочностные.

Возникновение в сталях напряжения сжатия от 200 до 700 МПа приводит к повышению усталостной прочности: в работе [6] приведены зависимости предела усталости при симметричном цикле от величины сжимающих напряжений. Создание сжимающих напряжений величиной около 200 МПа увеличивает предел усталости в 1,5–2 раза в зависимости от сечения детали. Обычно сжимающее напряжение создается пластическим деформированием и химико-термической обработкой. Оба процесса являются трудоемкими и характеризуются большим разбросом значений усталостных характеристик. Для марки стали 25ХГ2МТЛ использование таких методов обработки является нецелесообразным, хотя концентрация углерода позволяет вести цементацию и нитроцементацию на глубину до 2,5 мм. Такая глубина упрочнения является недостаточной для деталей, работающих в абразивной среде. Глубина упрочнения до 7...9 мм обеспечивается холодным пластическим деформиро-

Таблица 10

Влияние размеров зерна на механические свойства стали

Диаметр зерна, мкм	$\sigma_{в1}$, МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ , %	ψ , %	KCU
15,3	860	400	15	24	0,2
19,7	850	410	15	25	0,18
100,1	930	460	10,5	16	0,16
347	950	480	9,5	15	0,16

ванием при чеканке. Процесс чеканки является малопроизводительным и плохо поддается механизации. Большие объемы выпускаемых деталей горного оборудования делают проблематичным использование такого метода.

Поиск метода создания сжимающих напряжений в объеме наиболее нагруженных деталей является актуальной задачей. Известны методы, в которых в качестве высокоэнергетических воздействий используется энергия пучка электронов, луча лазера, плазмы. Изменение свойств при использовании этих методов отличается от свойств, получаемых при обычных энергетических воздействиях, таких как термообработка или холодная пластическая деформация.

Основным недостатком этих методов является сложность распространения энергетического воздействия на большую площадь и вызывает изменение свойств материала по всему объему. Кроме того, эти методы являются высокоэнергоемкими, поэтому желательно иметь метод и способ его осуществления, позволяющий проводить как поверхностные, так и объемные изменения свойств при меньших затратах энергии. К числу таких методов относится обработка магнитным полем.

Сущность магнитно-импульсных воздействий

Одним из методов создания сжимающих напряжений, повышающих поверхностную твердость, является метод магнитно-импульсной обработки (МИО).

Изменение свойств материала под действием электромагнитной обработки можно объяснить следующими факторами:

- возникновением неупругой релаксации напряжений, связанных с дислокационными взаимодействиями и перераспределениями точечных дефектов [8, 9];

- активацией электронов твердого тела в магнитном поле, приводящей к ускорению процессов перестройки ионной структуры.

Поля механических напряжений из-за нарушения структуры приводят к искажению электронного энергетического спектра. Уровень Ферми для разных областей решетки искажается неодинаково, в результате этого происходит выравнивание уровня Ферми с одновременным искажением потенциальной ямы [10].

Таким образом, в материале при этом воздействии наряду с полем механических напряжений существует электрическое поле деформаций, характеризующее напряженностью, потенциалом и энергией. Оба поля взаимодействуют через электронный газ. За счет запасенной энергии деформации в материалах начинает протекать процесс возврата, скорость которого зависит от силы, действующей на дефекты электронного газа и потенциала деформации. Эффект магнитной обработки связан с электромагнитной активацией подвижности дефектов твердого тела. Источником дополнительной энергии электронного газа является магнитное поле [9–13]. При воздействии магнитного поля на материал в нем возникают электромагнитные вихри. Они способствуют направленному групповому

упорядочиванию дефектов. Чем выше градиент концентрации дефектов, тем групповой характер упорядочивания будет выражен сильнее. При малой концентрации дефектов их направленному упорядочиванию препятствует рассеивание энергии на фононах (поглощение).

Поскольку поверхность представляет собой двумерный дефект, электронный вихрь, возникающий в теле при электромагнитной обработке, захватывает электроны и выносит их на поверхность, в результате чего может происходить диффузионное обогащение внешней поверхности [11]. Движение электронов в магнитном поле приводит не только к сдвигу их энергетических уровней, но, что гораздо важнее, к освобождению энергии деформации, запасенной реальной структурой до магнитной обработки.

В области дефектного шнура оказываются такие дефекты, как ядра дислокаций, примесные атомы и вакансии. Под действием электромагнитного поля с увеличением подвижности электронов происходит электронная сепарация дефектов. Возвращение в исходное состояние происходит тем быстрее, чем выше потенциал деформации решетки. От времени релаксации зависит, как быстро наступит стабилизация физико-механических характеристик после электромагнитной обработки.

Изменение физико-механических свойств протекает по смешанному дислокационно-диффузионному механизму. Связанный с магнитоупрочнением дислокационный характер структурного упрочнения подтверждается уменьшением областей когерентного рассеивания, а диффузионный характер процесса – уменьшением параметра кристаллической решетки.

Электромагнитное воздействие выражается в изменении напряжений второго рода, при этом существенно изменяются плотность дефектов и характер их распределения.

Энергия для инициирования процессов изменения субструктуры твердого тела (пороговая энергия) должна быть выше энергии образования новых дефектов [12].

Процесс электромагнитного воздействия с энергией поля, равной допороговой, позволяет вывести материал с границ стабильности его свойств, обеспечить перестройку структуры в результате релаксации внутренних напряжений.

Дефектность твердого тела (его естественное состояние) является необходимой предпосылкой для осуществления изменения свойств тела при электромагнитной обработке.

Электромагнитная обработка вызывает образование магнитных диполей, возникающих под действием искажения электронного энергетического спектра, в местах локализации дефектов. Действие электромагнитного поля эквивалентно приложению к области дефектов внешнего поля напряжений.

Величина энергии магнитного поля, воздействующего на материал для перестройки его структуры, должна быть менее энергии магнитного диполя.

Если эта энергия достаточна для увеличения плотности дислокаций, то будет происходить упрочнение. В противном случае, когда энергия поля ниже энергии разрыва связей, происходит образование дефектных комплексов и идет разупрочнение материала.

Таким образом, величина энергии, введенной электромагнитным полем, будет приводить либо к упрочнению, либо к разупрочнению материала. Это связано с тем, что элементарные дефекты (дислокации) чрезвычайно подвижны, при образовании комплекса они теряют подвижность. Снижение подвижности ведет к снижению пластичности. Существует прямая связь между энергией активации дефектных реакций и деформационным потенциалом.

Наложение магнитного поля вызывает изменение энергетического спектра (деформационного потенциала) в местах наибольшего искажения решетки. Эти искажения являются концентраторами магнитоупрочняющих напряжений в твердых телах любой природы.

Таким образом, приложение магнитного поля приводит, в зависимости от величины подведенной энергии, к следующему:

- распаду метастабильных дефектных комплексов, что ведет к увеличению подвижности дефектов т.е. к увеличению пластичности и снижению прочности;

- после освобождения дефектов (разрушения связей) возможно образование большого числа устойчивых (с большой энергией связи) ассоциаций, что обуславливает падение пластичности и рост прочности.

При разработке режимных параметров МИО необходимо учитывать, что:

- распадающиеся комплексы ответственны за характеристики пластичности;

- вновь образующиеся комплексы – за характеристики прочности.

Для каждого материала существует определенная удельная мощность воздействия, при которой преобладают явления упрочнения или разупрочнения. Увеличение пластичности при электромагнитных воздействиях помимо дислокационной и магнитоупрочняющей модели можно объяснить термическим эффектом, уменьшающим величины активационных барьеров [14].

В работе [14] приведен расчет удельной энергии q_0 , необходимой для электроимпульсной пластификации сплавов. Величина энергии q_0 определялась исходя из расчета тепловой энергии рекристаллизации.

В табл. 11 приведены результаты расчета энергии q_0 для ряда сплавов.

Таблица 11

Энергия электроимпульсной пластификации сплавов

Сплав	Д16	АМг6	1420	М1	Л63	ОТ4-0	ВТ-20	30ХГСА	12Х18Н10ТК
$q_0, 10^3 \cdot \text{Дж}/\text{м}^3$	1,7	1,65	1,6	2,8	2,8	2,82	3,81	2,5	4,0

Из данных табл. 11 можно оценить величину энергии, необходимую для рекристаллизации сталей, которая колеблется от 1,6 до 4,0 кДж/м³.

При выборе оптимальных значений режимов МИО энергия упрочнения материала должна приниматься меньше приведенных значений удельной энергии рекристаллизации.

Изменение свойств материалов под действием импульсных магнитных полей

На основе обобщения значительного объема исследований влияния мощных магнитных полей на преобразование микроструктуры материалов и изменения их физико-механических свойств в ИЦ МГГУ разработана инновационная технология магнитно-импульсной обработки деталей горных машин и технологического оборудования горно-обогатительных предприятий (патенты РФ № 2026991, № 2064510).

Технология МИО позволяет значительно улучшить потребительские характеристики изделий за счет направленного изменения прочностных свойств как на поверхности, так и по всему объему детали.

Для реализации инновационной технологии изготовлена промышленная магнитно-импульсная установка, воздействующая на металлы магнитными полями напряженностью от $2 \cdot 10^5$ до $2 \cdot 10^7$ А/м.

Технология МИО металла заключается в воздействии на него высокоэнергетическими полями, как одиночными, так и многократными импульсами с различной интенсивностью напряженности и формой импульса. Такое воздействие увеличивает темпы релаксации и структурной перестройки обрабатываемого материала. При МИО для каждого определенного состояния металла существуют режимы, при которых происходит объемное сжатие, что вызывает закрытие ряда дефектов по всему объему изделия.

Напряженность и количество импульсов электромагнитного воздействия зависят от химического состава материала и предшествующей обработки.

Под действием МИО в сталях протекают деформационные процессы, создающие напряжения сжатия до 200...700 МПа, происходит уменьшение парамет-

Таблица 12

Результаты рентгеновского анализа

Режим обработки	$a, \text{Å}$	$d_{211}, \text{Å}$	$L, \text{Å}$
Исходное состояние	1,1713	2,869	314
После МИО	1,1704	2,867	290

Таблица 13

Численные значения микротвердости до и после МИО

Режим обработки	Микротвердость, кгс/мм ² *			
	нагрузка			
	20 г	50 г	100 г	200 г
Исходное состояние	264	255	253	253
После МИО	367	360	353	344

*1 кгс/мм² ≈ 10 МН.

ров кристаллической решетки (a), размеров кристаллита (L) и межплоскостных расстояний (d_{211}), табл. 12, а также повышение микротвердости зерна (табл. 13).

Направленность воздействия МИО хорошо выявляется при исследовании микроструктуры отожженных образцов стали с феррито-перлитной структурой. Структура ориентируется в направлении силовых линий импульса магнитного поля (рис. 1 и 2, см. 3-ю стр. обложки).



Рис. 3. Общий вид МИУ на базе автомобиля ГАЗ-66

Для практического применения способа МИО в ИЦ МГГУ создаются мобильные и стационарные магнитно-импульсные установки (МИУ). Стационарными МИУ оснащаются промышленные предприятия, участвующие в изготовлении вузовских инновационных разработок, а мобильные МИУ используются ИЦ МГГУ для оперативного выбора режимов МИО при экспериментальных работах. Так, в настоящее время в ИЦ МГГУ эксплуатируется мобильная МИУ на базе автомобиля ГАЗ-66. Общие виды установок представлены на рис. 3 и 4.

Использование стационарной механизированной МИУ циклического действия позволило получать более



Рис. 4. Общий вид участка МИО с использованием установки МИУ-35 на ОАО "БСЗ", г. Брянск



Рис. 5. Стальное литье "траки"

высокие энергетические параметры и, следовательно, более интенсивные режимы работы, что приводит как к снижению удельных затрат на МИО, так и к увеличению области ее применения.

На основе исследований, выполненных в ИЦ МГГУ для горно-добывающих предприятий, разрабатываются конструкции различных исполнительных органов и рабочего инструмента из новой отечественной износостойкой марки стали 25ХГ2МТЛ, а также применяются приоритетные технологии ее термического и магнитно-импульсного упрочнения. Так, к примеру, инновационная марка стали используется при изготовлении литых деталей и инструмента для горных машин, таких как кремальберные шестерни и рейки, зубья ковшей карьерных экскаваторов, ножи для мощных бульдозеров, корпуса и рабочие колеса для землесосов и т.д. (рис. 5–9).

В направленности на поиск эффективных технологий улучшения физико-механических свойств сплавов для горно-добывающих предприятий весьма обнадеживают результаты опытно-промышленных работ, выполненных ИЦ МГГУ в литейном производстве ОАО "Калужский завод Ремпутьмаш" в весенний период 2008 г. Реализация инновационного комплек-



Рис. 6. Стальное литье "зуб ковша экскаватора"



Рис. 7. Стальное литье "рыхлитель"



Рис. 8. Стальное литье "бульдозерный нож"

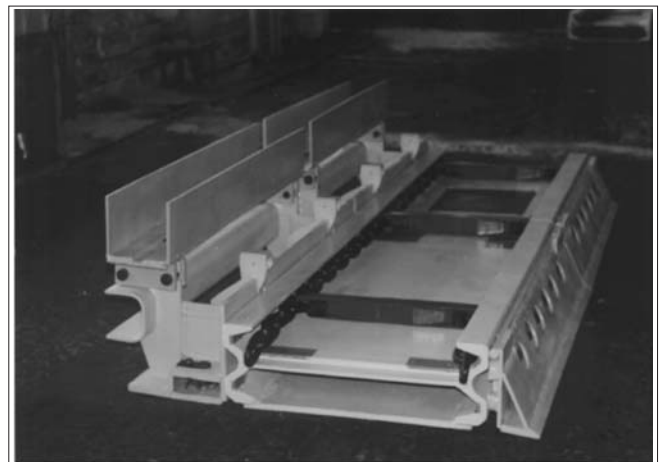


Рис. 9. Стальное литье "рештак скребкового конвейера"

Температурные параметры плавок металла

Материал	Температура плавления, °С	Температура заливки, °С
Сталь 25Л	1510	1550
	1460	1450
Чугун СЧ-20	1200	1320
	1150	1210
Бронза БраЖА9	1080	1150
	1030	1030

Примечание: в числителе – до применения МИО; в знаменателе – после применения МИО.

са МИО позволила установить влияние МИО на улучшение качества литья и снижение дефектов (пригара, газовых раковин и др.). Положительное влияние МИО на применяемые в литейном производстве формовочные материалы (песчанно-глинистые смеси на основе кварцевого песка и связующего в виде бентонита), на стержневые смеси (кварцевый песок и связующее жидкое стекло) и плавки (сталь 25Л, чугун СЧ-20 и бронза БраЖА9) обеспечило получение результатов, приведенных в табл. 14.

Данные табл. 14 свидетельствуют об изменении температуры кристаллизации металлов в сторону уменьшения, что приводит к образованию мелкозернистой структуры и снижению дефектов в литье (пригар, газовые раковины и др.).

Сравнительный анализ свойств стали 25Л и чугуна СЧ-20, проведенный в 2008 г. до применения МИО (январь – апрель) и после применения инновационной технологии (май – июнь), показывает увеличение прочностных показателей сплавов, их равномерность от плавки к плавке и, следовательно, снижает процент брака при приемке литья.

Сравнительный анализ прочностных свойств сплавов приведен в виде примера на литейной стали 25Л на рис. 10.

Выбранные сравнительные периоды показывают, что применение МИО обеспечило повышение прочностных свойств в мае и июне 2008 г. Кроме того, проводилась оценка рассеяния свойств сплавов, что показало уменьшение этого рассеяния. Оценка этого

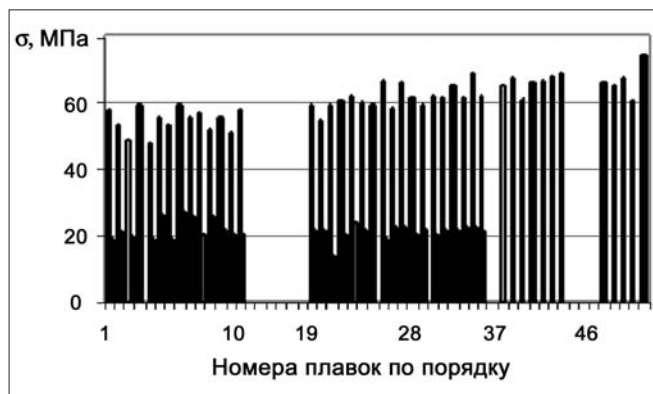


Рис. 10. Предел прочности стали 25Л за март–июнь 2008 г.

Свойства сплавов стали 25Л до и после МИО

Месяцы	σ, МПа			δ, %		
	σ _{мин}	σ _{max}	σ _{ср}	δ _{мин}	δ _{max}	δ _{ср}
Январь	53,4	82,9	63,78	20,5	34,9	24,9
Февраль	47,9	68,2	56,8	20,3	20,7	22,7
Март	48,4	59,2	54,8	20,0	25,8	21,9
Апрель	54,5	68,7	61,7	13,8	25,0	20,35
Май	61,3	69,0	65,8	20,0	25,6	22,9
Июнь	61,1	74,5	67,0	20,7	24,6	22,24

можно провести по значениям максимумов и минимумов свойств (табл. 15).

Приведенные в табл. 15 свойства стали 25Л до и после МИО свидетельствуют об эффективности применения комплекса инновационных технологий, направленных на повышение физико-механических свойств сплавов и улучшения их эксплуатационных характеристик.

Список литературы

1. Подэрни Р.Ю. Механическое оборудование карьеров: Учебник для вузов. 6-е изд. М.: Изд-во МГГУ, 2007. 680 с.
2. Иванов С.Л., Козярук А.Е. Современное горно-шахтное оборудование производства Германии // Горное оборудование и электромеханика. 2006. № 8. С. 45–48.
3. Пучков Л.А., Ивахник В.Г. Инновация для горного сектора России – определяющий фактор в стратегическом развитии отечественной экономики // Мировая горная промышленность. 1997. № 1. С. 76–79.
4. Ивахник В.Г., Сухов А.М., Шахова К.И. Инновационные и технологические аспекты повышения износостойкости сталелитейной продукции горного профиля // Мировая горная промышленность. 1997. № 2. С. 60–64.
5. Металловедение и термическая обработка стали: Справочник / под ред. М.Л. Берштейна и А.Г. Рахсатидзе. М.: Металлургия. 280 с.
6. Бейн Э. Влияние легирующих элементов на свойства стали. М.: Металлургиздат, 1995. С. 293–330.
7. Ткачев В.Н., Фиштейн Б.И., Власенко В.Ф., Уланов В.А. Методы повышения долговечности деталей машин. М., 1971. 189 с.
8. Киттель И. Статическая термодинамика. М.: Наука, 1977. 364 с.
9. Фридель Ж. Дислокации. М.: Мир, 1978. 563 с.
10. Постников С.Н., Сидоров В.П. – В сб. Прикладные проблемы прочности и пластичности. Вып. 14. Изд-во Горьковского политехнического института, 1980. С. 165–168.
11. Русанов А.Н. Фазовые равновесия и поверхностные явления. Л.: Химия, 1967. 170 с.
12. Неймарк О.Б. Материалы 1-й Всесоюз. конф. "Действие электромагнитных полей на пластичность и прочность металлов и сплавов". ИМСС УО АН СССР. г. Пермь. 1987. С. 35–42.
13. Постников С.Н., Илхинский А.В. Прикладные проблемы прочности и пластичности // В сб.: Механика деформируемых систем. Вып. 2. Изд-во Горьковского политехнического института, 1979. С. 143–149.
14. Попов О.В., Шабрин А.Н., Власенко С.В. и др. Материалы 1-й Всесоюз. конф. "Действие электромагнитных полей на пластичность и прочность металлов и сплавов". ИМСС УО АН СССР. г. Пермь. 1987. С. 53–60.

УДК 621.879.3:622

Х.Р. Кёльш, начальник отдела, компания "Комацу Горная Германия", **Г.С. Бродский**, д-р техн. наук, президент, ООО "Группа АГА", г. Москва

Прогнозирование ресурса гидравлических насосов и моторов гидроприводов карьерных экскаваторов при их эксплуатации в условиях низких температур

Приводятся аналитические зависимости для расчета ресурса агрегатов гидравлических приводов карьерных экскаваторов при их эксплуатации в условиях низких температур, учитывающие изменение вязкости рабочей жидкости. Экспериментальные данные получены с помощью созданного информационного измерительного комплекса, позволяющего проводить замеры и обработку различных параметров гидроприводов карьерных экскаваторов в процессе их эксплуатации.

Ключевые слова: ресурс агрегатов гидравлических приводов карьерных экскаваторов, информационный измерительный комплекс.

H.R. Koelsch, Komatsu Mining Germany, **G.S. Brodsky**, ООО "Group AGA", Moscow

Prediction of Service Life Resource of Hydraulic Pumps and Motors of Hydraulic Drives of Mine Shovels Operated under Extremely Low Ambient Air Temperatures

The article describes analytical relationships for calculation of service life resources of hydraulic drive components of mine shovels operated under extremely low ambient air temperatures taking into account changes in the hydraulic oil viscosity. Experimental data have been obtained with the aid of a specially developed data measuring complex permitting measurements and data processing for different parameters of hydraulic drives of mine shovels in the process of their operation.

Keywords: service life of hydraulic drives of mine shovels, data measuring complex.

Подконтрольная эксплуатация гидравлических приводов экскаваторов показала, что загрязненность рабочей жидкости является основной причиной возникновения их неисправностей (до 69 %). Наиболее трудоемкими в устранении, приводящими к самым длительным аварийным простоям, являются отказы гидромашин, обусловленные абразивным износом.

Поэтому, в целях повышения коэффициента технической готовности экскаваторов, весьма желательно обеспечить достоверное прогнозирование ресурса насосов и гидромоторов, что позволит реализовать современные технологии планово-предупредительных ремонтов.

В настоящее время прогнозирование эксплуатационного ресурса наиболее точно может быть проведено на основании тестирования степени загрязненности рабочей жидкости [1] с использованием, в качестве эталонных, результатов заводских стендовых испытаний гидроагрегатов, согласно формуле [2]:

$$T_{c(rs)} = T_{c(ecs)} \left[\frac{d_{c\Sigma(ecs)}}{d_{c\Sigma(rs)}} \right]^{\psi} \frac{C_{(ecs)}}{C_{(rs)}} \times \times \frac{H_{hc(ecs)}}{H_{hc(rs)}}, \quad (1)$$

где $T_{c(rs)}$ и $T_{c(ecs)}$ — соответственно долговечность агрегата при реальном и эталонном (стендовых испытаниях) режимах эксплуатации [моточасов]; $d_{c\Sigma(ecs)}$ и $d_{c\Sigma(rs)}$, $C_{(ecs)}$ и $C_{(rs)}$, $H_{hc(ecs)}$ и $H_{hc(rs)}$ — соответственно характерный размер [мкм], концентрация [мг/л] и твердость [Н/мм²] эталонного и реального загрязнителя; ψ — показатель степени, равный 1 и 6 в зависимости от вида реализуемого износа.

Данное уравнение получено в предположении постоянства:

- абразивных свойств, размеров и формы частиц;
- нагрузок и скоростей;
- свойств рабочей жидкости;
- форм и конструктивных материалов поверхностей трения.

В случае если скорости и нагрузки переменны, то уравнение (1) принимает вид:

$$T_{c(rs)} = T_{c(ecs)} \left[\frac{d_{c\Sigma(ecs)}}{d_{c\Sigma(rs)}} \right]^{\psi} \frac{C_{(ecs)}}{C_{(rs)}} \times \times \frac{H_{hc(ecs)}}{H_{hc(rs)}} \left[\frac{P_{c(rs)}}{P_{c(ecs)}} \right]^{\alpha} \left[\frac{V_{c(rs)}}{V_{c(ecs)}} \right], \quad (2)$$

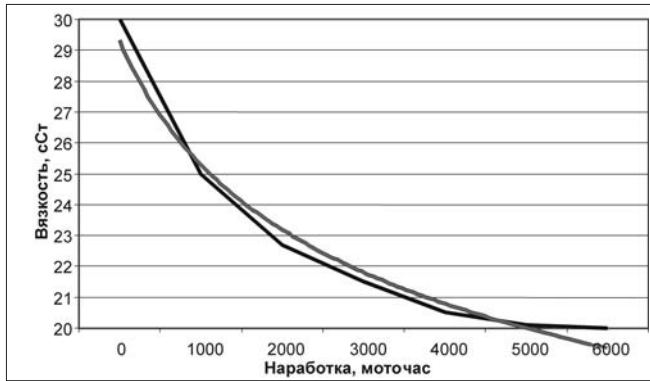


Рис. 1. Экспериментальные данные зависимости вязкости масла Shell Tellus Arctic 32 от наработки карьерного экскаватора РС-5500

где $P_{c(rs)}$ и $P_{c(ecs)}$; $V_{c(rs)}$ и $V_{c(ecs)}$ – соответственно давление в гидросистеме [МПа] и частота вращения [мин⁻¹] валов насосов и гидромоторов в эксплуатации и стендовых испытаниях; α – коэффициент влияния нагрузки, который для гидросистем обычно полагают равным 2,71.

Однако применительно к гидросистемам карьерных экскаваторов, особенно эксплуатирующихся в условиях Севера, формула (2) дает значительную погрешность, обусловленную существенным изменением вязкости жидкости в процессе эксплуатации.

Выполненные нами в условиях Якутии исследования изменения вязкости рабочей жидкости (масло типа Shell Tellus Arctic 32), предназначенной для эксплуатации в расширенном диапазоне температур окружающего воздуха, в зависимости от времени работы карьерного экскаватора РС-5500, позволили установить, что вязкость рабочей жидкости в процессе эксплуатации существенно снижается с ростом наработки экскаватора (рис. 1). Установлена расчетная зависимость вязкости рабочей жидкости μ_f [сСт] от наработки t [моточас] карьерного экскаватора:

$$\mu_f = 29,325t^{-0,2137}. \quad (3)$$

Таким образом, модификация уравнения (2) для наших условий может быть достигнута с учетом зависимости деградации критической характеристики насосов и гидромоторов (изменения объемных потерь ΔQ) в результате воздействия частиц концентрации C и размером d_c от вязкости рабочей жидкости μ_f . Проведя необходимые преобразования, имея в виду, что в гидросистемах карьерных экскаваторов частицы размером более 40 мкм, вызывающие микрорезание, практически отсутствуют, получим новый вид уравнения (2) для прогнозирования долговечности гидроагрегатов при гидроабразивном изнашивании, учитывающее изменение вязкости рабочей жидкости в процессе эксплуатации приводов карьерных гидравлических экскаваторов:

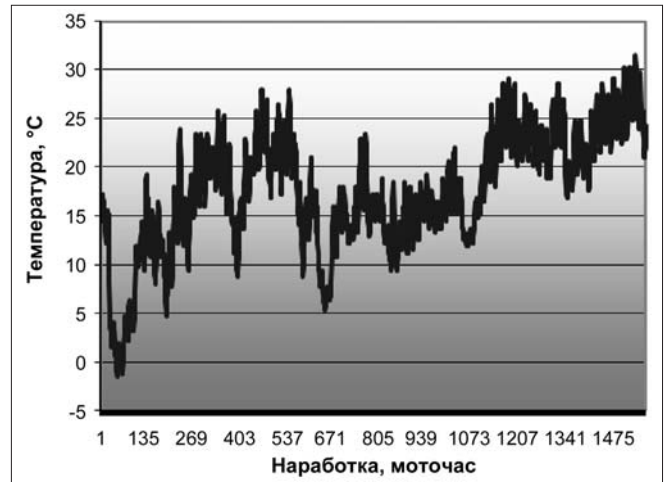


Рис. 2. Гистограмма температуры рабочей жидкости в гидроприводе экскаватора РС-5500 в процессе его эксплуатации

$$T_{c(rs)} = T_{c(ecs)} [d_{c\Sigma(ecs)} / d_{c\Sigma(rs)}]^{\nu} C_{(ecs)} / C_{(rs)} \times \\ \times H_{hc(ecs)} / H_{hc(rs)} [P_{c(rs)} / P_{c(ecs)}]^{\alpha} \times \\ \times [V_{c(rs)} / V_{c(ecs)}] [\mu_{f(rs)}^8 / \mu_{f(ecs)}^8]. \quad (4)$$

Практическое применение данного аналитического соотношения для прогнозирования долговечности агрегатов приводов карьерных экскаваторов требует двух типов информации: об эталонных испытаниях и о режимах нагружения.

Информация первого типа, как правило, доступна из паспортных данных, приводимых заводами-изготовителями, которые проводят стендовые ресурсные испытания техники при номинальных параметрах давления, частоты вращения, температуры, вязкости и загрязненности жидкости, причем все перечисленные параметры поддерживаются постоянными с высокой точностью на протяжении всего периода испытаний. На основании этих испытаний изготовитель и назначает номинальный ресурс гидроагрегата, т.е. $T_{c(ecs)}$, соответствующий величине ΔQ , равной, как правило, 25 % номинального потока жидкости.

Информация второго типа должна быть получена индивидуально для каждого типа условий эксплуатации. Так, например, гистограмма нагружения будет, очевидно, зависеть от горно-геологических, а гистограмма температуры – от климатических условий эксплуатации (рис. 2). Соответствующие данные можно получить только непосредственно на горном предприятии, с учетом всех локальных особенностей, включая квалификацию персонала. Методология мониторинга состояния систем экскаватора и принцип действия устройств контроля режимов работы карьерных гидравлических экскаваторов заключаются в получении достоверной информации при применении технологий непрерывного измерения и записи физических параметров. Инструментом для этого служит постоянный мониторинг обо-



Рис. 3. Анализатор физических параметров АФП γ

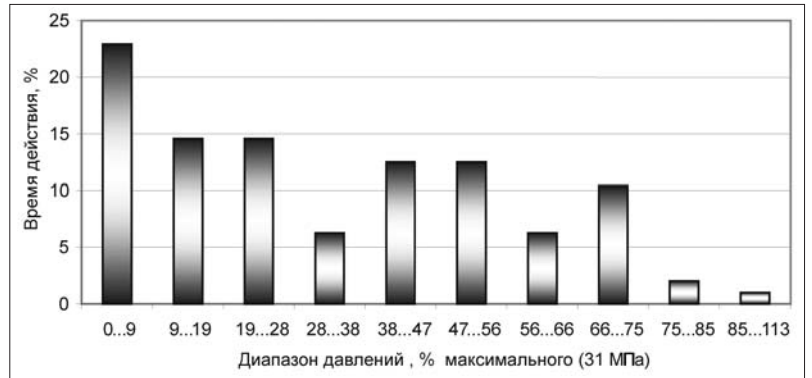


Рис. 4. Фактическая нагрузка на гидропривод экскаватора РС-5500 (по данным 102 ч наблюдений)

рудования с помощью современных измерительно-информационных комплексов.

Подобный комплекс ИН-МГМ, разработанный с нашим участием и обеспечивающий постоянное измерение параметров режимов работы гидропривода с сохранением данных измерений в собственной памяти, был установлен в привод гидравлического экскаватора РС-5500, эксплуатирующегося на разрезе "Нерюнгринский". Непосредственным результатом измерений, производившихся в течение 734,45 моточасов на протяжении 6 мес (февраль-июль), являлись массивы значений давлений и температур, регистрировавшиеся с периодичностью от 1 с до 1 мин, в зависимости от настройки специального информационного накопителя – анализатора физических параметров типа АФП γ (рис. 3), входящего в приборный комплекс ИН-МГМ.

Конструктивным ядром анализатора физических параметров является перепрограммируемый микроконтроллер с восьмиканальным аналого-цифровым преобразователем, снабженным энергонезависимыми часами реального времени, собственной памятью емкостью 512 кБ, последовательным интерфейсом RS232 для связи с ПК или другим устройством, а также аналоговыми и цифровыми входами (выходами) для подключения датчиков.

Информационный накопитель работает в режиме электронного самописца. При этом проводятся регистрация сигнала по каждому из аналоговых кана-

лов с заданным интервалом времени и запись этой информации в энергонезависимую память устройства.

Использование комплекса ИН-МГМ позволяет получить не только гистограммы, но и динамическую характеристику нагрузки (рис. 4), что позволяет, по мере накопления исходных данных, повысить точность прогноза, дополнив уравнение (4) коэффициентом динамичности.

Прогнозирование долговечности основных гидроагрегатов с использованием полученных соотношений открывает новые возможности для повышения коэффициента готовности карьерных экскаваторов за счет снижения аварийных простоев, составляющих, как показала подконтрольная эксплуатация техники в АО "Якутуголь" в 2005–2007 гг., 15...17 % от общего количества потерь рабочего времени.

Более того, поскольку карьерные экскаваторы изготавливаются по конкретным заказам, имеется возможность, при производстве новых машин, осуществлять соответствующее прогнозирование на стадии проектирования и вносить изменения в конструкцию, ограничивая, или, напротив, повышая уровень настройки предохранительных клапанов при недостаточности/избыточности ресурсов гидромашин соответственно.

Список литературы

1. Fitch E.C. Fluid contamination control. FES Inc., OK, USA, 1988. 433 p.
2. Бродский Г.С. Фильтры и системы фильтрации для мобильных машин. М.: Гемос, 2004. 360 с.

УДК 622.23

Ю.А. Лагунова, канд. техн. наук, доц., УГГУ, г. Екатеринбург

Разработка математической модели процесса разрушения горных пород "в слое"

На основе представлений о слое кусков (частиц) горной породы как дискретной (зернистой) среде и уплотняемом теле разработана математическая модель процесса деформирования и разрушения горных пород в слое. Показано, что при деформировании слоя материала в условиях блокированности при предварительном уплотнении поле напряжений характеризуется гидростатическим распределением напряжений. Установлены соотношения между основными характеристиками процесса разрушения и показателями напряженного состояния.

Ключевые слова: разрушение горных пород в слое, зернистая среда, дробить (измельчать), математическая модель.

Yu.A. Lagunova, Ural State Mining University

Working out the Mathematical Model of the Process Destroying Mining Rocks "in Layer"

In terms of representations about layer particles mining rock as discrete (granular) environment and packing body development of the mathematical model process deformation and destroying mining rocks in layer. Indicate at the deformation layer material in the conditions blockade with prestressed is defined by a hydrostatic load distributions. Establish relation between basis characteristics process destroying and indicators stressed state.

Keywords: destroying mining rocks in layer, granular environment, crush, mathematical model.

Исследование процесса разрушения горных пород "в слое" предполагает решение определенных задач с помощью методов физического и математического (аналитического) моделирования.

При физическом моделировании возможно получить решения, охватывающие более широкий класс условий (степень блокированности или боковой стесненности слоя, высота слоя, грансостав слоя и др.).

Аналитические методы дают возможность получения решений, имеющих наибольшую степень общности. При этом точность решений зависит от степени и полноты учета действующих факторов, а также от степени представительности и соответствия основных параметров, используемых в аналитических решениях, параметрам слоя.

Основным условием применения аналитических методов является построение некоторых идеализированных схем или, другими словами, математических моделей исследуемых явлений.

В качестве одной из возможных математических моделей могут быть применены идеализированные представления о слое как дискретной (зернистой) среде [1, 2].

В этом случае среду представляют в виде совокупности отдельных частиц, каждая из которых, взятая в отдельности, обладает всеми свойствами твердого тела. Вместе с тем, силы сцепления между отдельными час-

тицами отсутствуют вообще либо настолько малы, что ими можно пренебречь. Вследствие этого дискретные среды не воспринимают растягивающих усилий, что резко отличает их от твердых сплошных тел.

В то же время дискретные среды, так же как и твердые тела, способны воспринимать сжимающие нагрузки и по характеру передачи усилий от одной частицы к другой могут быть подразделены на распорные и безраспорные [1].

При разрушении в слое (например, в дробилках КИД – конусные инерционные) структура его меняется: в случае малой деформации слой представляет зернистую распорную среду, а при увеличении деформации – безраспорную с равномерным распределением давления.

В первом случае (рис. 1, а) каждая частица ведет себя внутри слоя как клин, в силу чего при воздействии внешней вертикальной нагрузки внутри слоя возникают горизонтальные составляющие усилия.

Во втором случае распора в среде не возникает, поскольку каждая частица передает нижележащим частицам только вертикальные усилия (см. рис. 1, б).

Вообще говоря, поскольку дискретные среды состоят из отдельных частиц-зерен, к ним лишь условно можно применять понятие "напряжения". При этом под "напряжениями" в механике дискретных сред понимают усилия на отдельные частицы, отнесенные к

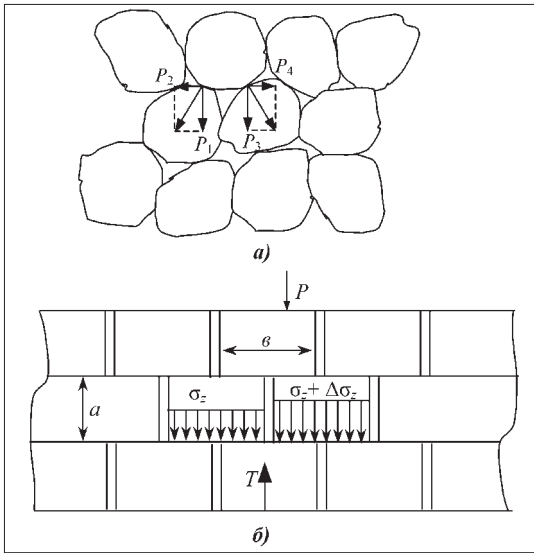


Рис. 1. Модели дискретных сред:
 а – распорная зернистая среда; б – безраспорная среда блочного строения

площади сечения этих частиц. Таким образом, напряжение в какой-либо точке дискретной среды есть величина случайная, и для того, чтобы характеризовать напряженное состояние какого-либо бесконечно малого объема, необходимо усреднять значения напряжений в отдельных зернах. Подобное усреднение может быть представлено и как оперирование с некоторым объемом эквивалентной сплошной среды, напряженное состояние которого в среднем соответствует напряженному состоянию равновеликого объема дискретной среды.

Применение к дискретной среде понятия "деформация" также имеет некоторую условность. Под влиянием приложенных усилий отдельные частицы могут деформироваться сами, перемещаться поступательно с поворотом, в результате чего происходит переупаковка частиц и может изменяться плотность среды. В соответствии с этим под деформациями какого-либо объема дискретной среды также понимают деформации равновеликого объема сплошной упругой среды, т.е. и в этом случае проводят замену дискретной среды некоторой эквивалентной ей сплошной средой.

Для дискретных сред (рис. 2) справедливы уравнения равновесия в форме равенств

$$[(\partial\sigma_x)/(\partial x)] + [(\partial\tau_{xy})/(\partial y)] + [(\partial\tau_{xz})/(\partial z)] + X = 0;$$

$$[(\partial\tau_{yx})/(\partial x)] + [(\partial\sigma_y)/(\partial y)] + [(\partial\tau_{yz})/(\partial z)] + Y = 0;$$

$$[(\partial\tau_{zx})/(\partial x)] + [(\partial\tau_{zy})/(\partial y)] + [(\partial\sigma_z)/(\partial z)] + Z = 0,$$

где $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ – проекции компонентов напряжения на оси координат; $\tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}, \tau_{yx}, \tau_{zx}, \tau_{zy}$ – касательные и сопряженные касательные напряжения; X, Y, Z – проекции внешних сил на оси Ox, Oy, Oz .

Как внешние, так и внутренние силы обычно характеризуют их интенсивностью, т.е. усилием, прихо-

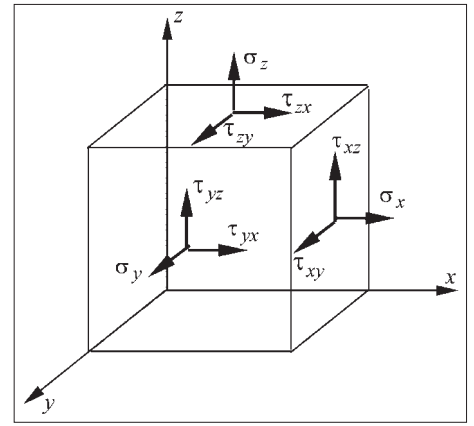


Рис. 2. Напряженно-деформированное состояние элементарного объема в декартовых координатах

дящимся на единицу площади поверхности или объема тела.

При рассмотрении внутренних сил эту интенсивность называют напряжением. В общем случае напряжения – суть функции координат, ориентировки бесконечно малого элемента площади ds в пространстве деформируемого тела и времени.

Напряжение как вектор может быть представлено в виде трех взаимно-перпендикулярных составляющих. Две из них располагаются в плоскости сечения и называются касательными напряжениями τ . Направленную силу перпендикулярно к сечению называют нормальной составляющей или нормальным напряжением σ . Таким образом, напряженное состояние по любой элементарной площадке может быть однозначно охарактеризовано тремя составляющими напряжений.

Вместе с тем, три взаимно-перпендикулярные площадки характеризуют элементарный объем. В соответствии с этим напряженное состояние элементарного объема может быть определено девятью компонентами напряжений (см. рис. 2).

Кроме понятия "напряжение в данной точке тела" применяют также понятие "деформация в данной точке тела", которое характеризует относительное изменение расстояний между точками тела в результате приложенных внешних сил. Подобно напряжениям деформации являются функциями координат, ориентировки бесконечно малого элемента длины dl в пространстве деформируемого тела и времени. Полная деформация аналогично напряжению может быть также представлена в виде трех взаимно-перпендикулярных составляющих. Одна из них обуславливает линейные деформации объема (удлинения или укорочения), а две другие перпендикулярны к ней и соответствуют сдвиговым деформациям.

Деформирование любого объема может быть охарактеризовано деформациями трех взаимно-перпендикулярных отрезков. Поэтому, как и для напряжений, деформированное состояние какого-либо объема может быть однозначно определено девятью компонентами.

Девять компонент напряжений и девять компонент деформаций соответственно составляют тензоры напряжений и деформаций в данной точке:

$$T_H = \begin{pmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{pmatrix};$$

$$T_D = \begin{pmatrix} \varepsilon_x & 0,5\gamma_{xy} & 0,5\gamma_{xz} \\ 0,5\gamma_{xy} & \varepsilon_y & 0,5\gamma_{yz} \\ 0,5\gamma_{xz} & 0,5\gamma_{yz} & \varepsilon_z \end{pmatrix},$$

где ε_x – составляющая относительной линейной деформации; γ_{xy} – составляющая относительной сдвиговой деформации γ .

Из теоретической механики известно, что главный вектор и главный момент всех внешних сил, действующих на любой материальный объем, находящийся в равновесии, равны нулю. Если составить уравнения моментов всех сил относительно каждой из осей Ox , Oy , Oz выделенного деформирующего объема (см. рис. 2) и приравнять их нулю, то легко может быть выведено, что

$$\begin{aligned} \tau_{xy} &= \tau_{yx}; \quad \tau_{yz} = \tau_{zy}; \quad \tau_{zx} = \tau_{xz}; \\ \gamma_{xy} &= \gamma_{yx}; \quad \gamma_{yz} = \gamma_{zy}; \quad \gamma_{zx} = \gamma_{xz}. \end{aligned}$$

Благодаря этому число необходимых величин для определения напряженно-деформированного состояния в точке сокращается до шести.

Переход от компонент тензора деформаций к перемещениям точек деформируемого объема может быть осуществлен с помощью следующих соотношений, называемых уравнениями Коши:

$$\begin{aligned} \varepsilon_x &= \partial u / \partial x; \quad \gamma_{xy} = (\partial u / \partial y) + (\partial v / \partial x); \\ \varepsilon_y &= \partial v / \partial y; \quad \gamma_{yx} = (\partial v / \partial x) + (\partial u / \partial y); \\ \varepsilon_z &= \partial w / \partial z; \quad \gamma_{zx} = (\partial w / \partial x) + (\partial u / \partial z), \end{aligned}$$

где u , v , w – проекции перемещений соответственно на оси Ox , Oy , Oz .

В дискретных средах любые две частицы (блока) связываются друг с другом через третью. При этом в случае если вертикальные усилия на них будут различными, то в связывающем их блоке возникает перерезывающая сила T (см. рис. 1, б), которая в первом приближении может быть принята пропорциональной разности вертикальных усилий. Перерезывающая сила возникает на границе смежных блоков при неравномерном распределении вертикальной нагрузки между блоками. В свою очередь, от перерезывающей силы легко перейти к касательным напряжениям, действующим в связывающем блоке (частице), и, таким образом, получить соотношения между касательными и нормальными компонентами напряжений в дискретной среде. Эти соотношения характеризуют способность рассматриваемых сред определять действующие нагрузки и для безраспорной среды имеют вид:

$$\begin{aligned} \tau_{xz} &= -(1/2\alpha_x) (\partial \sigma_z / \partial x); \\ \tau_{yz} &= -(1/2\alpha_y) (\partial \sigma_z / \partial y); \\ \tau_{yx} &= (1/4\alpha_x \alpha_y) (\partial^2 \sigma_z / (\partial x \partial y)); \\ \sigma_x &= (1/4\alpha_x^2) (\partial^2 \sigma_z / \partial x^2); \\ \sigma_y &= (1/4\alpha_y^2) (\partial^2 \sigma_z / \partial y^2), \end{aligned}$$

где σ_z – функция внешней нагрузки; α_x , α_y – коэффициенты пропорциональности распорных сил; $\alpha_x = a/(2C_x b^2)$; $\alpha_y = a/(2C_y c^2)$; C_x и C_y – коэффициенты пропорциональности в направлениях соответствующих координатных осей (с учетом анизотропии материала); a , b , c – поперечные размеры блоков (частиц).

В случае распорной среды коэффициенты пропорциональности α_x , α_y в уравнениях уже не являются постоянными, а меняются с глубиной z :

$$\begin{aligned} (1/2\alpha_x) &= \varphi(z) = \xi z; \\ (1/2\alpha_y) &= \varphi(z) = \xi z, \end{aligned}$$

где ξ – коэффициент бокового распора.

Тензоры напряжений являются симметричными, т.е. $\tau_{xy} = \tau_{yx}$; $\tau_{yz} = \tau_{zy}$; $\tau_{zx} = \tau_{xz}$. Поэтому в общем случае тензор напряжений может быть полностью охарактеризован шестью его компонентами. Иначе говоря, чтобы вычислить значения напряжений на площадках, любым произвольным образом ориентированных в пространстве, достаточно знать составляющие нормальные и касательные напряжения, действующие на трех любых взаимно-перпендикулярных площадках.

Существенно важно, что какими бы ни были поле напряжений в целом и напряженное состояние любой точки, в каждой из точек существуют три таких взаимно ортогональных направления (и притом единственных), при которых все касательные компоненты тензора напряжений имеют нулевые значения. Отличными от нуля остаются только три нормальных напряжения σ_1 , σ_2 и σ_3 , называемые главными значениями тензора напряжений, или главными нормальными напряжениями. Матрица тензора напряжений, выраженная его значениями, принимает вид:

$$T_\sigma = \begin{vmatrix} \sigma_1 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_2 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_3 \end{vmatrix}.$$

При деформировании слоя материала в условиях блокированности при предварительном уплотнении поле напряжений достаточно однородно и характеризуется гидростатическим распределением напряжений, т.е. такого распределения, когда $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$.

Таким образом, в качестве показателя напряженного состояния слоя материала является давление, приходящееся на единицу поверхности слоя

$$p = F/S.$$

Горная порода в разрыхленном состоянии представляет собой зернистую среду [3], а как объект

дробления (или измельчения) – слой материала, находящийся между поверхностями рабочих органов дробилок (или измельчителей). Зернистая среда состоит из двух фаз: твердой (минеральной составляющей) и газообразной (воздуха). Состояние зернистой среды характеризуется следующими параметрами:

- насыпной плотностью ρ_n ;
- коэффициентом разрыхления k_p (отношение объема, занимаемого средой, к объему твердой фазы);
- гранулометрическим составом среды как смеси кусков различной крупности (классов);
- средним диаметром кусков смеси [4].

Разрушение (дробление и отчасти измельчение) горных пород осуществляется, в основном, в результате сжатия или раздавливания кусков. Данный рабочий процесс реализуется практически во всех типах дробильно-размольного оборудования – конусных, щековых (с гладкими поверхностями рабочих органов) и валковых дробилках, пресс-валковых измельчителях и др. При этом в зависимости от крупности и количества загружаемого в рабочую камеру материала куски разрушаются преимущественно следующими способами [4, 6]:

"кусок о броню" (конусные дробилки крупного, среднего и мелкого дробления);

"кусок о кусок" или "в слое" (конусные дробилки мелкого дробления, валковые дробилки, пресс-валковые измельчители).

Анализ результатов выполненных исследований [4–7] показывает, что механизмы разрушения материалов в рассматриваемых способах, несмотря на различия в организации рабочего процесса, качественно идентичны и заключаются в деформировании материала с различной степенью относительной деформации.

Исследования, выполненные А.К. Рундквистом [6], позволили установить основные закономерности разрушения горных пород. Показано, что при предельных значениях деформации куска происходит резкое увеличение сопротивления сжатию без заметного изменения объема уплотненного ядра.

Особенности процесса разрушения материала в слое заключаются в том, что напряженно-деформированное состояние слоя материала определяется структурой слоя, характером ориентации и взаимодействием кусков, а также степенью их деформирования. При малой степени деформирования слоя происходят переориентация кусков и их разрушение по наиболее слабым местам (межзерновым связям, дефектам структуры и т.д.) с образованием мелких классов, заполняющих свободное пространство. Таким образом, слой представляет собой распорную зернистую среду, характеризующуюся коэффициентом бокового распора ξ . При дальнейшем увеличении нагрузки ввиду уплотнения слоя материал подвергается объемному сжатию при выравнивании нормальных компонент тензора напряжений. В этом случае слой материала может рассматриваться как сплошная среда с однородным распределением давления.

Уровень деформации при разрушении материала в слое, предварительно уплотненного до заполнения

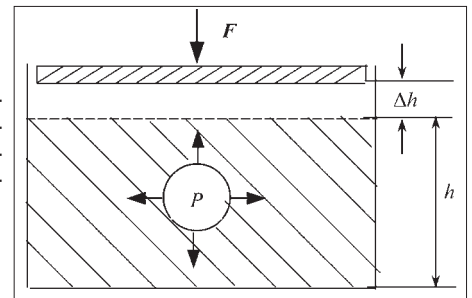


Рис. 3. Схема к определению показателей процесса разрушения слоя материала

пустот между кусками, приближается к предельному значению, которое соответствует формированию ядра уплотнения из продуктов разрушения кусков и осколков (т.е. деформации прессования), что приводит к резкому увеличению сопротивления сжатию без заметного изменения деформации.

Основными задачами исследования процесса разрушения "в слое" являются:

установление закономерности изменения сопротивления материала в слое силовому воздействию (сжатию) при его деформировании;

определение гранулометрической и энергетической характеристик процесса разрушения, т.е. величины энергозатрат, необходимых для получения продукта разрушения требуемого грансостава.

Определение гранулометрической и энергетической характеристик процесса разрушения материала "в слое" возможно в результате выявления взаимосвязей между показателями процесса разрушения – уровень силового воздействия, степень дробления материала и энергоёмкость разрушения.

Математическое описание процесса разрушения выполнено на основе энергетического подхода.

Уравнение энергетического баланса запишется в следующем виде (рис. 3):

$$A = A_{\text{деф}} \quad \text{или} \quad F\Delta h = p\Delta V, \quad (1)$$

где A – работа сжимающей нагрузки; $A_{\text{деф}}$ – энергозатраты на деформацию слоя материала; F – нагрузка; Δh – перемещение индентора; p – давление в слое материала при изменении объема слоя ΔV , равное удельному сопротивлению слоя сжатию.

Согласно положениям механики уплотняемых тел их упруго-пластические свойства характеризуются эффективным модулем уплотнения или сжимаемости $E_{\text{эф}}$, величина которого зависит от степени уплотненного тела.

Тогда выражение для давления в слое примет вид [8]

$$p = E_{\text{эф}} \varepsilon, \quad (2)$$

где ε – относительная деформация слоя.

В данном случае

$$\varepsilon = \Delta h/h = \Delta V/V,$$

где h – высота слоя.

Эффективный модуль сжимаемости слоя также зависит от относительной деформации:

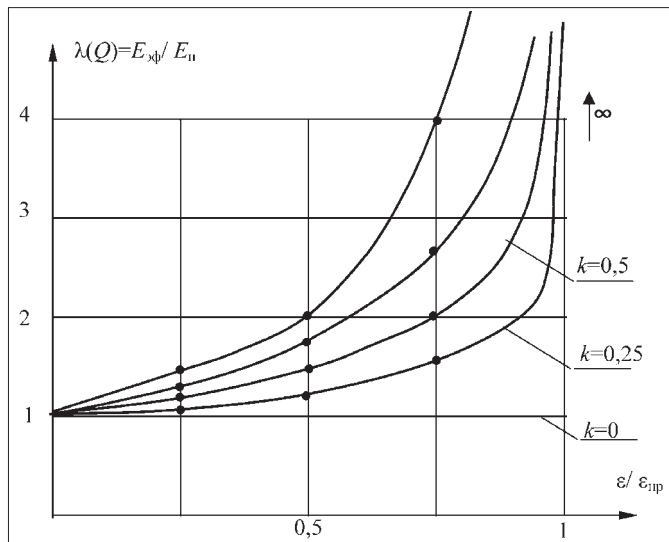


Рис. 4. Зависимость функции объемного содержания твердой фазы от относительной деформации

$$E_{эф} = E_n \lambda(\theta), \quad (3)$$

где E_n – насыпной модуль сжимаемости слоя материала; $\lambda(\theta)$ – безразмерная функция объемного содержания твердой фазы θ .

Так как величина объема твердой фазы обратно пропорциональна коэффициенту разрыхления, то можно записать

$$\theta = k_{рн}^{-1} + (k_{ро}^{-1} - k_{рн}^{-1})(\varepsilon/\varepsilon_{пр}) \quad \text{или}$$

$$\theta = \theta_n + (\theta_o - \theta_n)(\varepsilon/\varepsilon_{пр}),$$

где $k_{рн}$, $k_{ро}$ – начальное и остаточное значения коэффициента разрыхления слоя материала; θ_n , θ_o – начальное и остаточное значения объемного содержания твердой фазы; $\varepsilon_{пр}$ – предельное значение деформации (деформация прессования).

Здесь

$$\theta = k_{рн}^{-1} = \theta_n \quad \text{при } \varepsilon = 0;$$

$$\theta = k_{ро}^{-1} = \theta_o \quad \text{при } \varepsilon = \varepsilon_{пр}.$$

Функция $\lambda(\theta)$ характеризует изменение эффективного модуля сжимаемости при деформировании слоя и зависит от многих факторов – структуры и формы слоя, степени блокированности слоя, степени предварительного уплотнения слоя и др.

Ввиду нелинейной зависимости эффективного модуля сжимаемости от относительной деформации запишем выражение для функции объемного содержания твердой фазы в виде

$$\lambda(\theta) = (q/(1 - (\varepsilon/\varepsilon_{пр})))^k, \quad (4)$$

где q – коэффициент, характеризующий степень предварительного уплотнения слоя; k – показатель

степени, зависящий от структуры и степени блокированности слоя.

Показатель k характеризует упруго-пластические свойства слоя и изменяется в диапазоне $0 \leq k \leq 1$.

При $k = 0$ функция $\lambda(\theta) = 1$ и $E_{эф} = E_n$, т.е. слой материала представляет собой идеально сыпучую среду и не сопротивляется деформации (например, представляет собой цилиндр со свободными боковыми поверхностями).

При $k = 1$ функция $\lambda(\theta) = q/(1 - (\varepsilon/\varepsilon_{пр}))$. В этом случае зависимость эффективного модуля сжимаемости от относительной деформации является практически линейной и соответствует диаграмме усилия раздавливания куска [9].

На рис. 4 приведены графики функции $\lambda(\theta) = E_{эф}/E_n$ при различных значениях k .

Подставив выражения (3) и (4) в (2), получим

$$p = E_n \varepsilon (q/(1 - (\varepsilon/\varepsilon_{пр})))^k. \quad (5)$$

Общее сопротивление слоя материала сжатию и, соответственно, сжимающая нагрузка составит

$$F = pS = E_n \varepsilon S (q/(1 - (\varepsilon/\varepsilon_{пр})))^k, \quad (6)$$

где S – площадь сечения слоя, перпендикулярного вектору силы.

Поделив обе части выражения (1) на объем слоя, получим

$$a = p\Delta V/V = p\varepsilon,$$

где a – энергоемкость разрушения материала в слое.

С учетом выражения (5)

$$a = E_n \varepsilon^2 (q/(1 - (\varepsilon/\varepsilon_{пр})))^k. \quad (7)$$

Энергозатраты на деформирование и разрушение слоя материала составят

$$A_{деф} = aV = VE_n \varepsilon^2 (q/(1 - (\varepsilon/\varepsilon_{пр})))^k. \quad (8)$$

Степень дробления материала определяется величиной объемного содержания твердой фазы или коэффициента разрыхления.

Остаточное значение коэффициента разрыхления, соответствующее достигнутой степени дробления материала, составит

$$k_{ро} = k_{рн} - (k_{рн} - k_{р.пр})\varepsilon/\varepsilon_{пр},$$

где $k_{р.пр}$ – значение коэффициента разрыхления материала, соответствующее деформации прессования.

Выводы

1. Упруго-пластические свойства слоя материала как уплотняемого тела характеризуются эффективным модулем сжимаемости слоя, величина которого зависит от степени уплотненности слоя (или относительной деформации слоя) и степени боковой стесненности (блокированности) слоя.

2. Показатели процесса разрушения материала "в слое" определяются следующими факторами:

структурой слоя, определяемой объемным содержанием твердой фазы и степенью предварительного уплотнения слоя;

граничными условиями, которые характеризуются степенью боковой стесненности (блокированности) слоя;

относительной деформацией слоя материала.

3. Установлены зависимости между показателями процесса разрушения и величиной давления в слое материала.

Список литературы

1. Кандауров И.И. Механика зернистых сред и ее применение в строительстве. Л.–М.: Госстройиздат, 1966. 319 с.
2. Муллер Р.А. О напряженном состоянии зернистой грунтовой среды / Вопросы проектирования и защиты зданий и сооруже-

ний на основаниях, деформируемых горными выработками. М., 1962. С. 149–166.

3. Ржевский В.В., Новик Г.Я. Основы физики горных пород. М.: Недра, 1967.

4. Горное оборудование Уралмашзавода. Екатеринбург: Уральский рабочий, 2003. 240 с.

5. Севостьянов В.С. Валковые машины и агрегаты в промышленности строительных материалов. М.: МИСИ и БТИСМ, 1986. 162 с.

6. Ревнивцев В.И., Денисов Г.А., Зарогатский Л.П., Туркин В.Я. Вибрационная дезинтеграция твердых материалов. М.: Недра, 1992. 430 с.

7. Седов Л.И. Механика сплошной среды. Т. 2. М., 1973.

8. Бонд Ф.С. Законы дробления // Тр. Европейского совещания. М., 1996.

9. Линч А.Дж. Циклы дробления и измельчения. Моделирование, оптимизация, проектирование и управление. М.: Недра, 1981.

УДК 622.232

А.В. Мельников, канд. техн. наук, доц., ИрГТУ

Анализ работы молота с пружинным аккумулятором энергии при разрушении негабаритов горных пород

Приведен анализ работы предложенной ИрГТУ конструкции гидромолота с захватом, у которого в сравнении с молотами гусеничных экскаваторов третьей строительной группы массой до 300 т усилие соединения с ударником при взводе превышает рабочее тяговое усилие гидродвигателя, время взвода сокращено почти в пять раз, за счет чего энергия единичного удара увеличилась до 10,6 кДж. Определена эффективность разрушения негабаритов в зависимости от рабочего хода гидродвигателя и частоты ударов соответственно в пределах от 0,2 м и 2,17 Гц до 0,8 м и 0,54 Гц при оптимальном их диапазоне от 0,3 м и 1,5 Гц до 0,5 м и 0,85 Гц, соответствующим энергиям единичного удара от 5,9 до 8,5 кДж.

Ключевые слова: энергия единичного удара, взвод, разгон, ударник, рабочий ход поршня двигателя, захват ударника, режим работы молота, частота нанесения ударов, пружина.

A.V. Melnikov, Irkutsk State Technical University

Analysis of the Hammer Working with Spring Accumulator of Energy by Destroying of the Rock Oversizes

The analysis of the hammer working with claw is given the connection effort of which with the cocked striker exceeds the working tractive effort of the hydro motor, and the time of cocking is nearly 5 times less, at the expense of the single blow had been increased till 10,6 kJ in compare with excavator hammers of third building group. The destroying efficiency is determed depending on the motor working speed and frequency blow within 0,2 m (2,17 Hz)...0,8 (0,54 Hz) and their optimum ranges from 0,3 m (1,5 Hz) till 0,5 m (0,85 Hz) corresponding to the single blow energies from 5,9 till 8,5 kJ.

Keywords: single blow energies, cock, lifting, driving-flow (stream), working notion piston of the hydro motor's, claw of striker, regime work of the hammer, capacity of the strike, a spring.

В настоящее время максимальная энергия удара молотов с гидравлической системой привода достигает 15 кДж, при этом их масса составляет 5800 кг, из которой более 90 % – излишняя. Вместе с тем имеются конструкции трубчатых дизель-молотов, развивающих энергию единичного удара на порядок (150 кДж) большую.

Многочисленные попытки производителей традиционных гидравлических молотов по увеличению энергии их единичного удара не обеспечивают должных результатов.

ИрГТУ разработаны способы и инженерные решения различных конструкций, позволяющих ликвидировать основные недостатки существующих гидромо-

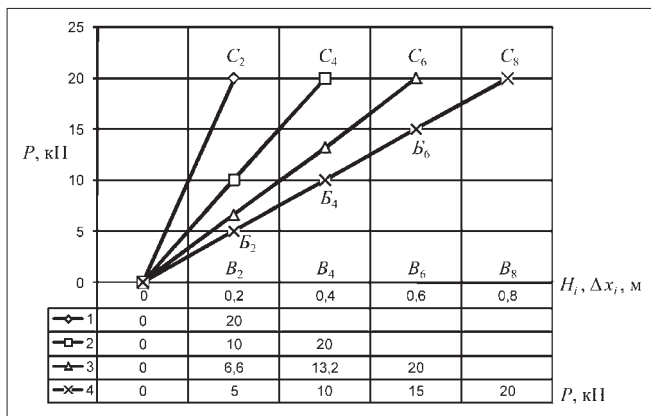


Рис. 1. Силовые характеристики пружин при взводе ударной части и их разжатии

лотов и повысить их эффективность не только до уровня трубчатых дизель-молотов, но и значительно превзойти их. Мы предполагаем последовательно ознакомить читателей с практической реализацией наших идей и в последующих публикациях. В этой статье, являющейся продолжением публикации [1], аналитически исследуются конструкция и работа молота с пружинным аккумулятором энергии, основная математическая модель которого представлена в работе [1].

Способ взвода, разгона и нанесения удара снарядом (ударником) смоделирован тремя структурными схемами для этих этапов движения ударника, позволяющими объективно исследовать процессы при возможных изменениях параметров элементов привода, молота, а также и физико-механических свойств пород. Исследования модели подтвердили, что для повышения эффективности ударника предпочтительным является увеличение высоты его подъема по сравнению с вариантами увеличения жесткости и массы ударной части.

Расчетная конструктивная схема молота была выполнена с разрывом кинематической связи между приводом и ударной массой в момент ее разгона и обеспечила реализацию требований, позволяющих полностью разделить основной приводной поток масляного насоса базовой машины на потенциальные энергетические потоки: для отжима от ударника (снаряда) захвата и его перемещения [2], тем самым создавая условия для форсированного движения захвата вслед за ударной массой. Такая схема аналогична схеме движения снаряда трубчатого дизель-молота при взводе в том, что время взвода определяется только временем подъема снаряда на рабочую высоту, ограниченную ходом поршня гидравлического двигателя.

В гидромолотах боек размещен внутри гидравлического привода и все этапы ударного процесса совершаются с участием приводного потока, масса бойка строго регламентирована размерами гидравлической полости, энергия аккумулятора определяется энергией насоса привода, а время взвода намного больше идеального рабочего времени взвода с помощью взрыва. Во всех существующих конструкциях гидромолотов время взвода включает время на торможение бойка и управление этим процессом, осуществляемое за счет вспомогательных движений масла в

многочисленных каналах, камерах, полостях, протяженность которых может превышать необходимую высоту подъема бойка. Получается следующая картина: рабочее время подъема бойка при взводе сокращается (мы бы сказали "воруется"), а при разгоне — увеличивается частота ударов за счет увеличения энергии привода, происходит "насилие" как приводного двигателя и насоса, так и деталей молота усталостной нагрузкой.

Минимизация времени взвода является мощным и простым способом увеличения эффективности удара.

В отличие от существующих конструкций гидромолотов в предложенной нами захват установлен внутри ударника и конструктивная схема аналогична схемам гидравлических тормозов автомобилей, только движущая масса совершает не вращательное, а возвратно-поступательное движение. В предполагаемой конструкции время взвода приближается к идеальному времени взвода трубчатых дизель-молотов.

Основным моментом настоящего исследования был анализ работы пружинного аккумулятора энергии, позволяющего создавать различные ударные режимы путем изменения величины рабочего хода поршня гидродвигателя. Анализ проводился с использованием постоянной ударной массы $M = 330$ кг при параметрах элементов гидропривода базовой машины: рабочего давления $p_H = 20$ МПа, расхода рабочей жидкости $Q = 2,5$ л/с, предельной скорости поршня $v = 1,5$ м/с, площади поперечного сечения штоковой полости двигателя $S_{шт} = 0,003$ м², постоянной величине суммарной деформации пружин $\Sigma \Delta x = 0,8$ м и переменных значениях рабочих деформаций пружин, определяемых ходом поршня гидродвигателя H_i при взводе, и равной ему величине разжима пружины при разгоне. Пределы варьирования H_i приняты от 0,2 до 0,8 м с интервалом варьирования $\lambda = 0,2$ м.

На рис. 1 представлены силовые характеристики пружинного аккумулятора, состоящего из одной секции высотой в свободном состоянии 500 мм (график 1), 2-х таких же секций суммарной высотой 1000 мм (график 2), 3-х таких же секций суммарной высотой 1500 мм (график 3) и 4-х секций суммарной высотой в свободном состоянии 2000 мм (график 4). Полные максимальные деформации пружин при максимальном рабочем усилии их сжатия при взводе $P = 20$ кН составляют соответственно ходам поршня гидродвигателя $H_1 = 0,2$; $H_2 = 0,4$; $H_3 = 0,6$; $H_4 = 0,8$ м $\Delta x_1 = 0,2$; $\Delta x_2 = 0,4$; $\Delta x_3 = 0,6$; $\Delta x_4 = 0,8$ м. Значения работ, затрачиваемых на сжатие пружины при взводе, соответствующие этим деформациям, на графике определяются площадями треугольников OC_2B_2 (2 кДж), OC_4B_4 (4 кДж), OC_6B_6 (6 кДж), OC_8B_8 (8 кДж).

Величины производимых работ A_i при разгоне ударной массы $M = 330$ кг пружинным аккумулятором, сжатым усилием $P = 20$ кН, имеющим суммарную предварительную деформацию $\Sigma \Delta x_5 = 0,8$ м и рабочую деформацию при взводе (равную ей величину разжима при разгоне) при ходе поршня гидродвигателя $H_1 = 0,2$ м определяются площадью фигуры $B_6B_6C_8B_8$ и составляют 3,5 кДж; $H_2 = 0,4$ м определяется площадью фигуры $B_4B_4C_8B_8$ и составляет 6 кДж; $H_3 = 0,6$ м определяется площадью фигуры $B_2B_2C_8B_8$ и

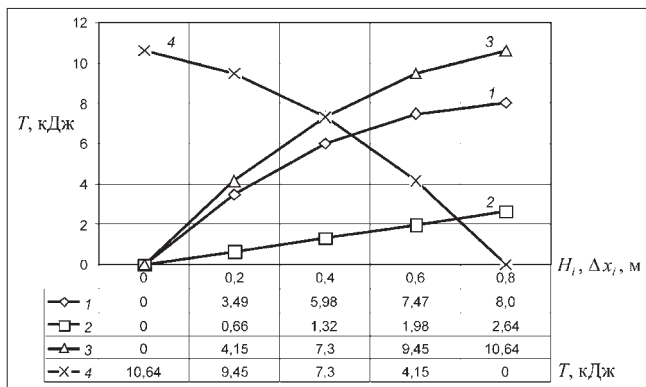


Рис. 2. Графики изменения энергий:

1 – пружинного аккумулятора; 2 – гравитационной составляющей ударной массы $M = 330 \text{ кг}$; 3 и 4 – суммарной энергии взвода и разгона ударной массы $M = 330 \text{ кг}$ пружиной с суммарной деформацией $\Delta x = 0,8 \text{ м}$ в зависимости от изменения рабочего хода H при установке ствола (инструмента снаряда) под углом 90° к поверхности негабарита

составляет $7,5 \text{ кДж}$; $H_4 = 0,8 \text{ м}$ определяется площадью фигуры OC_8B_8 и составляет 8 кДж .

На рис. 2 представлен график $I T_{\text{пр}} = f(H_i)$ изменения потенциальных энергий пружинного аккумулятора при взводе и разгоне ударной массы $M = 330 \text{ кг}$, усилием сжатия пружин $P = 20 \text{ кН}$ и суммарной деформацией $\Sigma \Delta x = 0,8 \text{ м}$, в зависимости от изменения рабочего хода поршня гидродвигателя H_i : $0,2 \text{ м}$, $T_{\text{пр}} = 3,5 \text{ кДж}$, $0,4 \text{ м}$, $T_{\text{пр}} = 6 \text{ кДж}$, $0,6 \text{ м}$, $T_{\text{пр}} = 7,5 \text{ кДж}$; $0,8 \text{ м}$, $T_{\text{пр}} = 8 \text{ кДж}$. Сравнивая эти значения с величинами затрачиваемой на сжатие работы неподжатой пружины (графики 1–3 на рис. 1): 2, 4, 6 кДж, видим, что кратность увеличения потенциальной энергии разгона для $H_i = 0,2 \dots 0,6 \text{ м}$ в среднем составляет 1,7 и 1 – для $H_4 = 0,8 \text{ м}$. График 2 $T_{\text{гр}} = f(H_i)$ – изменения гравитационной составляющей ударной массы имеет линейный характер в зависимости от установленной величины подъема ударной массы (хода поршня гидродвигателя) H_i . Графики 3 и 4 $T_{\text{вз}} = f(H_i)$ и $\Sigma T_{\text{разг}} = f(H_i)$ – суммарных энергий (потенциальной пружины, гравитационной ударной массы) при взводе и разгоне имеют параболическую зависимость. Анализируя их, видим, что при установке ствола (инструмента ударной массы) под углом к поверхности негабарита $\beta = 90^\circ$ кинетическая энергия разгона ударной массы при изменении хода поршня гидродвигателя $H_i = 0,2; 0,4; 0,6; 0,8 \text{ м}$ имеет соответственно следующие значения: $4,15; 7,3; 9,45; 10,6 \text{ кДж}$.

На рис. 3 показаны графики изменения гравитационной составляющей энергии в зависимости от угла установки ствола к горизонту α ($T_{\text{гр}} = f(\alpha)$) при различных H_i (1 – $0,8 \text{ м}$; 2 – $0,6 \text{ м}$; 3 – $0,4 \text{ м}$; 4 – $0,2 \text{ м}$).

На этом же рисунке представлены графики суммарной энергии разгона при различных углах α ($\Sigma T_{\text{разг}} = f(\alpha)$) и различных H_i (5 – $0,8 \text{ м}$; 6 – $0,6 \text{ м}$; 7 – $0,4 \text{ м}$; 8 – $0,2 \text{ м}$). Анализ этих зависимостей показывает, что энергия гравитационной составляющей изменяется по параболической зависимости, увеличиваясь при увеличении α и уменьшаясь до нуля при $\alpha = 0^\circ$ для всех значений хода поршня двигателя (или

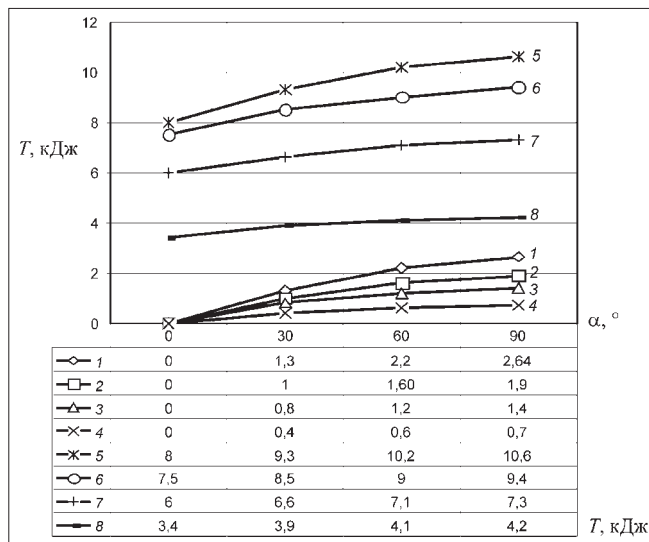


Рис. 3. Графики изменения энергий: гравитационной и суммарной в зависимости от угла α установки ствола относительно горизонта при различных H_i

величины разжатия пружины). Суммарная кинетическая энергия ударной массы изменяется также по параболе. При этом максимальная ее величина соответствует углу $\alpha = 90^\circ$, а минимальная, равная максимальному значению потенциальной энергии пружинного аккумулятора, при $\alpha = 0^\circ$.

Для сравнения эффективности работы молота на разных режимах, определяемых ходом поршня гидродвигателя H_i , необходимо учесть, что вторичное разрушение негабаритов горных пород, образовавшихся при массовых взрывах, имеет свои отличительные особенности. Экспериментальное изучение этих особенностей изложено в работе [3], а научно-теоретическое обоснование рациональных режимов разрушения горных пород механическими способами при динамическом приложении нагрузок – в работе Л.И. Барона и Ю.Г. Коняшкина [4]. При разработке основ теории механического дробления негабаритов горных пород были использованы гипотезы Риттингера, Кирпичева–Кика, Бонда, Ребиндера, так как лучшие результаты в практическом применении имеют эмпирические законы Кирпичева–Кика и Риттингера. Результаты исследования энергозатрат при их дроблении, изложенные в работах [5, 6] и других, установили, что степень измельчения породы следует определять по формуле:

$$i = \sqrt{V/V_1} - 1, \quad (1)$$

где V – начальный объем до разрушения; V_1 – конечный объем после разрушения негабарита.

Производительность молота

$$P = K_{\text{чис}} 0,06 f T^2 / f^2 i, \quad (2)$$

где $K_{\text{чис}}$ – коэффициент чистого времени работы молота, $K_{\text{чис}} = 0,2$; f – частота ударов; T – кинетическая энергия удара.

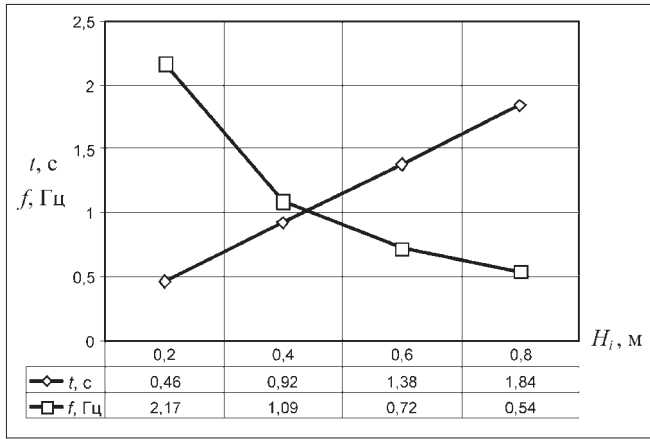


Рис. 4. Графики изменения времени цикла и частоты ударов молота от высоты подъема ударной части

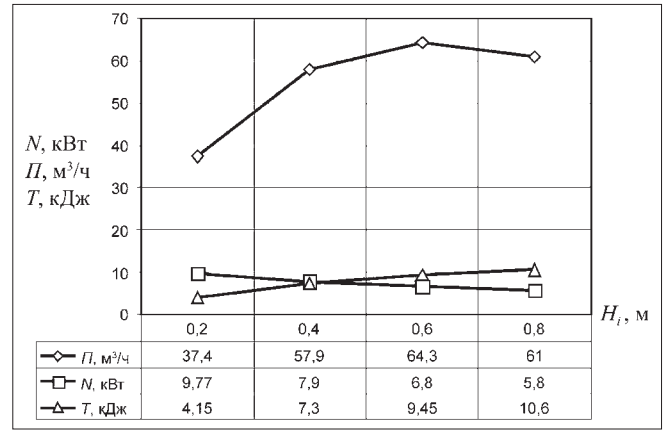


Рис. 5. Графики изменения приведенной производительности, мощности и энергии удара в зависимости от высоты подъема ударной массы

Производительность молота, изготовленного по патенту РФ RU 2291298 С2, при продолжительности $t_{\text{ц}}$ цикла удара, равного двойному времени $t_{\text{вз}}$ взвода

№	$H_i, \text{ м}$	$t_{\text{вз}}, \text{ с}$	$t_{\text{ц}}, \text{ с}$	$f, \text{ Гц}$	$\Sigma T_{\text{разг}}, \text{ кДж, (кгс}\cdot\text{м)}$	$\Sigma T_{\text{разг}}^2, \text{ (кгс}\cdot\text{м)}^2$	$\Pi, \text{ м}^3/\text{ч}$	$N_p, \text{ кВт}$
1	0,2	0,23	0,46	2,17	4,15 (415)	172225	37,36	9,77
2	0,4	0,46	0,92	1,087	7,3 (730)	532900	57,9	7,9
3	0,6	0,69	1,38	0,72	9,45 (945)	893025	64,3	6,8
4	0,8	0,92	1,84	0,543	10,6 (1060)	1123600	61	5,76

Для сравнения эффективности работы предлагаемой нами конструкции молота при различных H_i определим, используя формулу (2), производительности молота на разных режимах разрушения, приняв постоянными коэффициент крепости $f = 10$ и степень измельчения горной породы $i = 1$. При этом ударная мощность определялась по формуле $N_p = f \Sigma T_{\text{разг}}$. Результаты расчета приведены в таблице и на рис. 4 и 5.

Как видно, время цикла $t_{\text{ц}}$ линейно изменяется от 0,46 до 1,84 с, а на взвод ударной массы затрачивается от 0,23 с до 0,92 с при увеличении H_i от 0,2 до 0,8 м. В отечественных и зарубежных схемах гидромолотов это время в несколько раз больше. Например, в монографии [7] для почти аналогичного экскаватора и примерно одинаковых нагрузках при взводе время взвода на высоту подъема ударной массы 0,075 м составляет 0,42 с, а на высоту 0,2 м – 1,12 с, что в 4,8 раза больше.

График $f = S(H_i)$ изменяется по гиперболической зависимости в пределах от 0,54 Гц при максимальной высоте разгона 0,8 м до 2,17 Гц, соответствующей высоте разгона 0,2 м.

В снижении времени взвода заключается еще одна особенность способа, защищенная патентом. Значительное уменьшение перемещений подвижных частей и совмещение времени подъема снаряда с одновременной зарядкой пружинного аккумулятора энергии позволили сократить время взвода (или увеличить высоту подъема ударной массы при том же времени). Это сокращение стало возможным благодаря особенностям конструкции предложенного нами захвата, обладающим мощными силами сцепления с ударной массой, простотой изменения и надежностью в работе,

быстродействием в момент перехода от взвода к разгону и полным отсутствием реактивных сил при этом.

На рис. 5 представлены графики $\Pi = f(H_i)$ изменения приведенной производительности, $N_p = f(H_i)$ изменения ударной мощности и $T = f(H_i)$ изменение кинетической энергии удара в зависимости от высоты подъема ударной массы. Производительность молота $\Pi = f(H_i)$ изменяется по параболической кривой в пределах от 37,4 (при $H_i = 0,2$ м) до 61 м³/ч (при $H_i = 0,8$ м), экстремальное значение которой $\Pi_{\text{м}} = 64,3$ м³/ч соответствует высоте подъема ударной массы 0,6 м. Ударная мощность $N_p = f(H_i)$ изменяется по слабовыраженной гиперболе в пределах от 9,77 (при $H_i = 0,2$ м) до 5,8 кВт (при $H_i = 0,8$ м). Характер ее изменения показывает, что с увеличением энергии удара мощность удара уменьшается, а с ее уменьшением и одновременным увеличением частоты, мощность удара возрастает. Анализируя рис. 5, можно отметить также следующее. Режимы работы при $H_i = 0,2$ м и менее, с частотой от 2,17 Гц и более, с кинетической энергией от 4,15 кДж и менее являются неэффективными, так как молот развивает производительность, составляющую 59 % максимальной. Режимы работы при H_i в пределах от 0,6 до 0,8 м и более также неэффективны ввиду не только снижения производительности, но и чрезмерного увеличения размеров аккумулятора энергии.

Для инженерных расчетов можно рекомендовать следующие границы режимов: нижняя – $H_{\text{н}} = 0,3$ м с $f_{\text{н}} = 1,5$ Гц, $T_{\text{н}} = 5,9$ кДж, $N_{\text{н}} = 8,7$ кВт, $\Pi_{\text{н}} = 50$ м³/ч и верхняя – $H_{\text{в}} = 0,5$ м с $f_{\text{в}} = 0,85$ Гц, $T_{\text{в}} = 8,5$ кДж, $N_{\text{в}} = 7,4$ кВт, $\Pi_{\text{в}} = 63$ м³/ч.

Выводы

1. Применение пружинного аккумулятора энергии с последовательным расположением пружин и предварительным их поджатием позволяет увеличить энергию удара по сравнению с энергией предварительно не поджатой пружины пропорционально кратности, зависящей от величины деформации предварительно поджатых витков пружины. Увеличение длины разгона ударной массы увеличивает энергию единичного удара на всем исследуемом диапазоне изменения H_i от 0,2 до 0,8 м с 4,15 до 10,6 кДж.

2. Сокращение времени взвода почти в 5 раз позволяет увеличивать высоту подъема снаряда при одновременном уменьшении частоты ударов. За счет этого появляется возможность резкого увеличения энергии единичного удара, а в сочетании с разделением гидравлических потоков и размещением гидропривода внутри ударной массы эта возможность многократно может быть расширена.

3. Приводная энергия двигателя экскаватора ЕК-14-20 при работе исследуемого молота расходуется менее чем наполовину. Для более полного ее использования можно увеличивать силу сжатия пружин в пределах допускаемых значений тяговых усилий гидродвигателя молота. В существующих конструкциях молотов полное использование энергии привода осуществляется увеличением частоты до 12 Гц (в пределах H_i до 0,2 м). В нашей конструкции такой вариант исключен как недостаточно эффективный и неперспективный.

4. Вышеуказанные преимущества предложенной конструкции, выполненной по способу патента РФ RU 2 291 298 С2, показаны для пружинного аккумулятора энергии. Эти преимущества могут быть более значительными при использовании аккумуляторов с другими энергетическими происхождением, намного превышающими потенциальную энергию исследованных и позволяющих более полно загрузить привод базовой машины.

ИрГТУ совместно с Иркутским заводом тяжелого машиностроения (ИЗТМ) и Черемховским машиностроительным заводом (ЧМЗ) начинают создание и поставки молотов принципиального нового типа, использующих гравитационную составляющую (ИЗТМ) и динамическую составляющую энергии (ЧМЗ), применение которых обосновано патентами Российской Федерации на способы и устройства. Предлагаем сотрудничество со всеми желающими производителями не только гидромолотов, но и других мобильных и стационарных машин ударного действия, в любой приемлемой для производителей форме.

Список литературы

1. Зеденизов В.Г., Мельников А.В. Моделирование рабочего процесса ударника для разрушения горных пород и прочных строительных материалов // Горное оборудование и электротехника. 2008. № 2. С. 39–43.

2. Мельников А.В. Способ взвода, разгона и нанесения удара снарядом и устройство для его осуществления при разрушении различных материалов / Пат. RU 2 291 298 С2, заявка № 2005101174/03, 19.01.2005. Опубл. 10.01.2007. Бюл. № 1.

3. Барон Л.И., Коняшкин Ю.Г., Веселов Г.М. Экспериментальное изучение процессов разрушения горных пород ударом. М.: Изд. АН СССР, 1962.

4. Барон Л.И., Коняшкин Ю.Г. Научные основы рациональных режимов разрушения горных пород механическими способами при динамическом приложении нагрузок. М.: Изд. ИГД АН СССР, 1968.

5. Вихляев А.А., Каменев В.В., Федулов А.И. Ударное дробление крепких материалов. Новосибирск: Наука, 1961.

6. Андреев С.Е. О законах дробления // Горный журнал. 1962. № 4.

7. Галдин Н.С. Многоцелевые гидроударные рабочие органы дорожно-строительных машин. Омск: СибАДИ, 2005. 222 с.

УДК 622.273:622.7:622.33:691

В.В. Потапов, асп., УГГУ, г. Екатеринбург

Исследование фрикционных характеристик углесодержащих формаций

Изложена методика исследования фрикционных характеристик (коэффициенты трения и восстановления) при взаимодействии частиц с поверхностью разделения (сталь, резина). Приведены результаты исследования, зависимости кинетического коэффициента трения (F_{ck}) от крупности частиц для различных форм (лещадная, кубическая, лещадно-удлиненная).

Ключевые слова: методика, фрикционные характеристики, коэффициенты трения углей, поверхность разделения (сталь, резина), форма частиц.

V.V. Potapov, Ural State Mining University

Research of Frictional Characteristics of Coal-Bearing Formations

Article contains a method and results of research of frictional characteristics (constant of friction and restoration) at interaction of particles with a surface of separation – steel, vulcanite.

Values of factors of friction are necessary for mathematical modeling process of separation in projected devices.

Dependences of kinetic factor of friction from lump size particles for various forms (bedplate, cubic, bedplate – lengthened) are resulted.

Keywords: method, frictional characteristics, constant of friction, a surface of separation – steel, vulcanite, particle shape.

Для ряда полезных ископаемых, в том числе и для угля, эффективное разделение компонентов возможно с использованием различий в коэффициентах трения и восстановления при взаимодействии частиц с поверхности разделения [1].

Величины коэффициентов трения необходимы для математического моделирования поведения разделяемого продукта в проектируемых аппаратах. Приведенные коэффициенты трения углей и породы по стали, требуют уточнения, так как они определя-

Результаты определения фрикционных характеристик углесодержащих формаций

Породы	Коэффициент статического трения, f		Коэффициент кинематического трения, $f_{ск}$		Коэффициент восстановления, k		Коэффициент трения при ударе, λ	
	сталь	резина	сталь	резина	сталь	резина	сталь	резина
Уголь бурый	0,56	0,73	0,37	0,49	0,54	0,58	0,18	0,15
Уголь каменный	0,52	0,68	0,34	0,46	0,53	0,56	0,16	0,17
Антрациты	0,49	0,64	0,32	0,43	0,52	0,54	0,15	0,18
Глины	0,74	1,1	0,62	0,88	0,12	0,09	0,36	0,48
Аргиллиты	0,61	0,79	0,42	0,53	0,35	0,47	0,25	0,22
Алевролиты	0,68	0,78	0,4	0,52	0,34	0,45	0,23	0,21
Песчаники	0,59	0,77	0,39	0,52	0,35	0,43	0,23	0,20
Известняки	0,58	0,76	0,38	0,51	0,53	0,56	0,18	0,16
Извер. породы	0,57	0,75	0,38	0,50	0,52	0,58	0,16	0,15
Сланец	0,65	0,84	0,43	0,56	0,32	0,36	0,27	0,24

лись без учета крупности кусков, их формы и типов минералов, слагающих угленосные месторождения.

Для исследований свойств монофаз были отобраны различные пороодообразующие и углесодержащие продукты (чистые угли, сростки) ряда месторождений. Эти продукты были классифицированы по крупности на ситах с размером ячеек 40; 35; 20; 8; 6; 4; 2,5; 1,2 мм.

Для измерения коэффициентов статического и кинетического трения использована известная методика, заключающаяся, в одном случае, в плавном увеличении угла наклона плоскости с расположенными на ней изучаемыми частицами и фиксации угла наклона движения частиц, а в другом – в установке наклонной плоскости под углом, превышающим угол трения покоя на 2...3°, и измерения времени прохождения частицы участка плоскости фиксированной длины.

Статический коэффициент трения f есть тангенс угла наклона φ , при котором начинается движение частицы по плоскости:

$$f = \operatorname{tg}\varphi.$$

Тело скользит по плоскости, когда угол наклона α плоскости превышает угол трения φ данной частицы по материалу плоскости, т.е. $\alpha \geq \varphi$.

Кинетический коэффициент трения рассчитывается по известной формуле:

$$f_{ск} = \operatorname{tg}\alpha - (2S/gt^2 \cos\alpha),$$

где α – угол наклона плоскости, °; S – длина участка фиксированной длины, м; g – ускорение свободного падения, м/с²; t – время прохождения частицей участка S , с.

Коэффициенты трения частиц крупностью выше 4 мм измерены для каждого зерна отдельно (по три измерения на образец, до 20 образцов нужной монофракции); для частиц крупностью менее 4 мм коэффициенты трения определены по группам частиц (до 10 навесок массой 50 г каждая). При групповом измерении фиксировались углы начала движения первых частиц и окончания последних. Статическим коэффициентом трения принята величина тангенса среднего значения углов на-

чала и окончания движения. Кинетический коэффициент трения определен по среднему времени прохождения группой частиц заданного отрезка наклонной плоскости при мгновенной подаче всех частиц.

При исследовании использованы два покрытия поверхности: сталь и резина (транспортная лента). Выбор материалов покрытия для исследований определялся по следующим критериям: относительно низкая стоимость и наибольшее различие в свойствах.

Результаты опытов по определению упругих свойств угленосных формаций коэффициентов статического и кинетического трения, а также восстановления и трения при ударе на поверхности стали и резины приведены в таблице и на рис. 1 и 2.

В результате исследований коэффициентов трения для частиц разной крупности и формы установлено, что форма не оказывает влияния на коэффициенты трения частиц для крупных классов. С уменьшением крупности частиц у лещадных форм коэффициент трения увеличивается, а для кубических форм – уменьшается. Характер такого проявления связан с тем, что частицы мелких фракций кубической формы приближаются к более шаровой форме и скатываются с поверхности. Лещадные частицы имеют больший контакт с поверхностью, поэтому замедляют свое движение.

Зависимости коэффициентов трения монофаз от крупности и формы для лещадных частиц носят нелинейный, экспоненциальный характер, с достаточной теснотой связи, описываются функцией вида:

$$f_{ск} = Ae^{-Kd},$$

где A , K – экспериментальные коэффициенты; d – крупность частицы, мм.

Зависимость коэффициентов трения частиц кубической формы описывается линейной функцией вида:

$$f_{ск} = A_0 + A_1 d,$$

где A_0 , A_1 – экспериментальные коэффициенты.

Зависимость коэффициента трения частиц кубической формы аппроксимируется уравнением $f_{ск} = 0,5e^{+0,002d}$ с корреляционным отношением 0,73.



Рис. 1. Зависимость кинетического коэффициента трения $f_{ск}$ по резине от крупности частиц d при их различной форме:
1 – уголь; 2 – средний показатель; 3 – порода

Зависимость коэффициента трения частиц лещадной формы аппроксимируется уравнением $f_{ск} = 0,54e^{-0,002d}$ с корреляционным отношением 0,64.

С увеличением крупности частиц уменьшаются статический и кинетический коэффициенты трения.

Коэффициенты трения по стали меньше, чем по резине. Кинетический коэффициент трения частиц на 15 % меньше статического коэффициента трения. С точки зрения рассмотрения коэффициента трения как признака разделения углесодержащих формаций, наибольший интерес представляет кинетический коэффициент трения, так как разделение частиц в основном идет в движении. Различие в кинетических



Рис. 2. Зависимость кинетического коэффициента трения $f_{ск}$ по стали от крупности частиц d при их различной форме:
1 – уголь; 2 – средний показатель; 3 – порода

коэффициентах трения угля и породы по стали и резине достаточны для их разделения. С увеличением крупности разница в коэффициентах трения частиц монофаз снижается. Это можно объяснить тем, что рост крупности частиц снижает их однородность по составу и форме и, как следствие этого, разницу в коэффициентах трения.

Список литературы

1. Потапов В.Я., Цыпин Е.Ф., Лящев С.А., Афанасьев А.И. Методика определения упругих и фрикционных характеристик сыпучих материалов // Изв. вузов. Горный журнал. 1998. № 5–6. С. 103–108.

Ю.Д. Красников, д-р техн. наук, проф., МГОУ, Б.М. Васильев, МГТУ им. Н.Э. Баумана

Перспективы развития техники и технологии массового поточного безвзрывного разрушения породного массива на основе мощных нетрадиционных ударных установок

Рассмотрены вопросы массового безвзрывного поточного разрушения породных массивов на основе сверхмощных ударных установок нового типа. Приведены результаты физического моделирования, стендового и шахтного исследований сейсмических процессов в массиве.

Ключевые слова: ударная установка, силовая оболочка, безвзрывное разрушение, сейсмические и усталостные процессы, устойчивость машины.

Yu.D. Krasnikov, MSOU, B.M. Vasilyev, MSTU n.a. N.E. Bauman

Perspectives of Development of Technique and Technology of Mass Continuous Without Explosion Destructions of Rock Massif on the Basis of Powerful Nontraditional Percussion Installations

Questions of mass continuous without explosion destruction of rock massif are considered on a basis of super-power shock installations of new type. Results of physical model, test bench and mine researches of seismic processes in rock massif are adduced.

Keywords: percussion installation, power covering, destruction without explosion, seismic and fatigue processes, stability of the machine.

Основным процессом разрушения породных массивов, которым начинаются технологические линии горных предприятий и ряда строительных производств (строительство дорог, траншей, убежищ, подземных сооружений и т.п.), являются механическое разрушение и разрушение взрывом, при котором, однако, необходимые для этого буровые скважины и шпуровые также образуются за счет механического разрушения горной породы в массиве.

Механическим способом разрушаются все горные породы вплоть до крепости 320 МПа и скоростью в них сейсмической волны 5000 м/с. Из всех горных пород **механическим резанием** разрушаются породы крепостью только до 60, реже 80 МПа при скорости сейсмической волны в них до 2000 м/с. Однако резание таких пород в этих крайних пределах не слишком эффективно. Так, резание пластов калийных месторождений очистными комбайнами массой свыше 45 т, с суммарной мощностью электродвигателей резания 800 кВт и тяговым усилием подачи машины на забой 55 т составляет всего 2 м/мин. Тем не менее если предварительно понизить сопротивляемость разрушению таких пластов с помощью механического рыхления призабойной части пласта, то это позволило бы существенно повысить скорость подачи и, следовательно, производительность и безопасность работы забоев.

Непрерывное безвзрывное поточное, но *мелкомасштабное разрушение* крепких породных массивов происходит **при ударно-вращательном, ударно-поворотном**

и вращательно-ударном бурении шпуров и скважин, что получило широкое применение в горном деле и строительстве. При этом способе внедрение ударного инструмента в породный массив происходит *перпендикулярно* снимаемому слою, а не *параллельно*, как это происходит при резании пород режущим инструментом очистных и проходческих машин, горных сверл, стругов, бульдозеров, рыхлителей, ковшов экскаваторов и т.п.

Мелкомасштабность разрушения породы при этом способе происходит из-за малых энергий единичного удара и подводимой мощности к инструменту. Максимальный диаметр скважин при бурении указанным способом (погружные пневмоударники) достигает 200 мм, а энергия удара — до 200 кгс·м*. Это, что стоит подчеркнуть особо, происходит вследствие низкой эффективности самих ударных установок, их низкого (0,2...0,6) КПД, малого — до 4 % коэффициента передачи в массив ударного импульса, высоких массогабаритных параметров и в том числе металлоемкости установок на единицу энергии удара.

Причиной всех этих недостатков является сама конструктивная схема ставших традиционными ударных систем, характеризующаяся наличием в ней бойка и инструмента, взаимодействующих друг с другом при работе со скоростью, допустимой по условию прочности этих деталей, не более 15 м/с. В качестве

* 1 кгс·м ≈ 9,8 Дж.

примера можно привести параметры одной из наиболее мощных современных ударных установок — гидромолота фирмы "Крупн", работающего по традиционной схеме "боек—инструмент", у которого масса молота равна 7 т, длина — 3,5 м, максимальный поперечный размер — 1,4 м, энергия удара — 1480 кгс·м, металлоемкость — 4,7 кг/кгс·м.

Если бы потребовалось создать по этой схеме ударную установку с энергией удара, например, 15 000 кгс·м, то масса установки составила бы 70 т, что нереально.

Из всего этого следует, что для массового безвзрывного поточного разрушения породного массива такого рода традиционные ударные установки неприемлемы.

Указанные недостатки отсутствуют в **нетрадиционной ударной установке так называемого метательного действия**, в которой используется силовая оболочка из резинометаллокорда в качестве мощной пневмопружины, являющейся, во-первых, мощным пневмоаккумулятором энергии, во-вторых, мощным силовым приводом для разгона ударного инструмента, названного по аналогии с ударным инструментом роторных дробилок биллой. В случае появления при работе в ударном инструменте обратной ударной волны силовая оболочка становится, в-третьих, эффективным демпфером нагрузки. Периодическое сжатие этой пневмопружины от внешнего источника энергии (зарядка пневмоаккумулятора) и ее разрядка по команде оператора или автоматического устройства позволяют на коротком пути разгонять биллу до высоких скоростей ее удара о породный массив с энергией, например, 150...300 тыс. кгс·м), что в 100—200 раз больше энергии удара гидромолота фирмы "Крупн". При этом КПД удара будет около 0,95. Скорость удара биллы о породный массив сможет достигать, как и в роторных дробилках, максимальных значений 120 м/с.

В момент удара биллы о забой в массиве формируется ударный импульс, который распространяется вдоль вектора силы удара со скоростью, определяемой свойствами массива — крепостью, трещиноватостью, наличием включений. При нанесении по массиву серии ударов скорость распространения этой ударной (сейсмической) волны из-за появления и роста трещиноватости будет снижаться. Такие выводы подтверждаются опытами по ударному послойному разрушению установкой традиционного типа крупногабаритного бетонного блока (4×2×1,5) м, у которого скорость сейсмической волны изначально составляла 2800 м/с. Уже после снятия с энергией удара 500 кгс·м полосы первого слоя толщиной 250 мм и шириной 350 мм скорость волны в блоке снизилась до 2350 м/с, а после снятия второго слоя — 1700 м/с. Сопrotивляемость бетона разрушению при этом снизилась в 1,4 раза. Это, кроме того, позволяет, аппаратурными методами измеряя скорость прохождения в массиве ударных импульсов, оценивать плотность и объем появившейся трещиноватости и, следовательно, величину снижения сопротивляемости массива разрушению. Исследованиями методом фотомеханики установлено, что в результате ударного воздействия в массиве формируется обширная и далеко распространяющаяся область сейсмического воздействия.

Промышленными исследованиями в шахтных условиях в угольных пластах, у которых скорость распространения сейсмической волны составляла около 1400 м/с, механические возмущения и звуковые сигналы из района лавы, где работал комбайн, фиксировались практически без искажений на расстоянии 30...70 м впереди движущейся лавы. Это говорит о том, что и в случае крепких пород ударное (сейсмическое) воздействие при работе ударных установок метательного действия также будет происходить на расстоянии не менее 30 м.

При непрерывном периодическом следовании таких ударных импульсов в массив и их воздействии на любой элементарный участок массива наряду с сейсмическим воздействием будет происходить и усталостное его повреждение, что в совокупности вызывает появление в массиве системы трещин. Это ведет к дегазации массива, к снижению в нем концентрации напряжений и в итоге к снижению сопротивляемости массива разрушению, к его рыхлению и дроблению. Массив в этом случае в конечном виде будет представлять собой систему, состоящую из весьма изначально крепких фрагментов ("кирпичей"), не имеющих друг с другом плотного соединения (связки), что позволит такой массив "кирпичей" грузить ковшовыми экскаваторами и другими погрузочными средствами.

Для весьма крепких породных массивов эти явления, вызываемые мощными ударами биллы о массив, позволят отказаться от буровзрывных работ, которые в настоящее время в себестоимости продукции на горно-обогатительных комбинатах достигают 30 %. Эти работы также весьма опасны при их проведении, они серьезно ухудшают экологическую ситуацию в районе ведения горных и строительных работ.

К настоящему времени спроектированы, изготовлены и испытаны в стендовых условиях два варианта экспериментальных образцов ударных установок метательного типа, проведено физическое моделирование на оптически активных материалах процесса формирования напряжений как в массиве, так и во взаимодействующих с ним инструментах, разработаны некоторые вопросы теории метательных ударных установок. При этом установлено, что ударные установки метательного типа отличаются простотой конструкции и малыми массогабаритными параметрами.

Работа докладывалась на конференциях в Москве, С.-Петербурге, Екатеринбургe, Орле, Курске, Туле и получила одобрение.

Учитывая, что у ударных установок метательного типа нет ограничений по энергии удара, то поэтому для них энергии удара, например, 100...300 тыс. кгс·м и более будут вполне реальны. Это позволит при массе биллы, например, 0,8 т иметь скорость удара биллы о массив около 70 м/с (как у роторных дробилок). При этом согласно результатам физического моделирования, та часть биллы, которая будет контактировать с крепкими породами массива, при скорости упругой волны в нем более 2000 м/с должна быть практически плоской, что с учетом сейсмического и усталостного воздействий на массив позволяет ожидать рыхление массива на значительную глубину — более 30 м.

Длительная мощность такой ударной установки при частоте ударов ($0,33 \text{ с}^{-1}$) (один удар за 3 с) и энергии удара $150\,000 \text{ кгс}\cdot\text{м}$ составит 500 кВт . Согласно предварительным расчетам производительность ударной установки с такими параметрами при рыхлении породного массива высокой прочности (кварциты, граниты и т.п.) составит не менее $500 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Важной проблемой при работе базовой машины с установленной на ней ударной установкой метательного действия является вопрос обеспечения пространственной устойчивости (внешняя динамика) базовой машины. Для решения этой проблемы возможны три варианта. Во-первых, это применение для снижения динамических нагрузок на базовую машину традиционных компенсационно-демпфирующих устройств между базовой машиной и ударной установкой. Во-вторых, это стабилизация внешней динамики базовой машины за счет создания практически жесткой связи ударной установки с разрушаемым массивом путем, например, монтажа на корпусе ударной установки статического рыхлителя, оборудованного клыком и находящегося в заглубленном в массив и постоянном контакте с ним состоянии. В этом случае реакция отдачи корпуса ударной установки при разгоне пневмопружиной билы будет жестко передаваться на движущийся в массиве клык рыхлителя, который будет при том какое-то время удерживаться массивом, а затем отрывать часть его слоя от всего массива, тем самым стабилизируя внешнюю динамику всего комплекса оборудования – базовую машину и ударный блок. Таким образом, подвижный клык статического рыхлителя будет являться своеобразным подвижным анкером, удерживающим в определенных пределах ударный блок в пространстве и обеспечивая пространственную устойчивость машины.

Наиболее эффективным является второй метод, при котором наряду со стабилизацией внешней динамики машины происходит и повышение эффективности процесса разрушения массива за счет дополнительного к ударному воздействию на массив также и растягивающего усилия в момент отрыва клыком рыхлителя части массива. Известно, что сопротивляемость пород при их растяжении в 6–10 раз ниже их сопротивляемости при сжатии. Одновременно с этим явлением отрыва слоя массива, толщина которого равна величине заглубления рыхлителя с клыком в массив, будет также происходить, как уже говорилось выше, и усталостное повреждение основной части массива в зоне прохода рыхлителя с наиболее тяжелым знакопеременным "растяжение–сжатие" режимом, при котором усталостное разрушение идет с наибольшей скоростью. Все это вместе взятое приведет к снижению энергоемкости процесса рыхления пород, к росту скорости движения базовой машины, к увеличению производительности оборудования.

Применительно к открытым разработкам величина заглубления в массив подвижного анкера-клыка рыхлителя может составлять $2...2,5 \text{ м}$. Для подземных условий при работе очистных комбайнов в лавах с применением непрерывного динамического рыхления крепких пластов величина заглубления подвижного анкера-клыка может быть равна величине захвата рабочего органа – $0,8...1 \text{ м}$ или меньше.

Наконец, возможен третий вариант, в котором будут объединены как стабилизация внешней динамики машины за счет компенсационно-демпфирующего устройства, так и за счет использования статического рыхлителя, подвижный клык (анкер) которого будет удерживать ударный блок от "рыскания", что и приведет к стабилизации нагрузок, действующих на базовую машину.

После прохода такой машины с ударным устройством и статическим рыхлителем на нем на открытых разработках будет образован верхний слой толщиной $2...2,5 \text{ м}$, состоящий из хаотичных лежащих кусков породы раздробленного массива, а под ним слой массива $30...70 \text{ м}$, значительно ослабленный благодаря мощному сейсмическому и усталостному воздействию за счет обширной густоты сети трещин. Этот ослабленный трещинами массив можно грузить ковшами экскаватора или другими погрузочными механизмами. Для подземных условий в лавах после прохода динамического рыхлителя будет образован слой толщиной $0,8...1,0 \text{ м}$ или меньше обрушенного пласта и сильно ослабленный трещинами участок пласта шириной до $30...70 \text{ м}$, с которого будет снята концентрация напряжений от горного давления, и произойдет его дегазация.

Все, что было сказано выше относительно работы рыхлителя с мощной ударной установкой, может быть отнесено и к ковшу экскаватора типа прямая или обратная лопата, на котором могут быть смонтированы мощные ударные установки, ведущие опережающие зубья ковша рыхление породного массива. В этом случае стабилизирующим фактором будут масса и зубья ковша, внедренные в массив, которые также будут создавать в массиве растягивающие напряжения, снижающие сопротивляемость массива пород разрушению. Габариты ковшей тяжелых экскаваторов позволяют устанавливать на них очень мощные малогабаритные ударные установки, которые, развивая в течение ударного импульса мощность в несколько тысяч киловатт, существенно увеличат энерговооруженность экскаватора. Это позволит создавать экскаваторы для безвзрывного непрерывного разрушения пород любой крепости.

Разработка и освоение производства нетрадиционных ударных установок, технологических машин и на их основе новых технологий ведения работ позволят создавать высокопроизводительные робототехнические комплексы на открытых и подземных разработках для добычи полезных ископаемых, строительства траншей, дорог, подземных сооружений в крепких породах и мерзлых грунтах, в том числе в районах вечной мерзлоты.

Список литературы

1. Красников Ю.Д. Мощные нетрадиционные ударные машины как основа экологически чистых, безопасных технологий и роста прибыли горных и строительных предприятий // Горное оборудование и электромеханика. 2008. № 1. С. 33–36.
2. Красников Ю.Д. Мощная непрерывная сейсмическая и усталостная обработка пластов как один из методов повышения безопасности и экономической эффективности угольных шахт // Горное оборудование и электромеханика. 2008. № 2. С. 44–45.

Д.А. Юнгмейстер, д-р техн. наук, М.М. Ветюков, д-р физ.-мат. наук, М.Ю. Платовских, канд. техн. наук, Д.В. Смирнов, асс., СПГГИ (ТУ) им. Г.В. Плеханова

Расчет параметров и экспериментальные исследования исполнительных органов придонного агрегата для сбора железомарганцевых конкреций

Основная проблема современных устройств добычи железомарганцевых конкреций заключается во взаимосвязи интенсивности процесса экологической безопасности и потерь конкреций во время добычи. В статье обосновывается структура современного придонного добычного агрегата, обеспечивающего повышение экологической безопасности в зоне работы и возможности проведения первичного обогащения на придонном агрегате. Приводятся результаты по исследованию механико-математической модели придонного добычного агрегата барабанного типа и устройства захвата с полостями разрежения. Подробно рассмотрена динамика движения придонного добычного агрегата с переменной массой. На основе анализа экспериментальных данных доказано, что эффективная работоспособность захватывающего устройства с полостями разрежения происходит при значении коэффициента перетекания в диапазоне от 0 до 0,55.

Ключевые слова: железомарганцевые конкреции, добычной агрегат, производительность, экспериментальные исследования, вероятность захвата, скорость перемещения, уравнение динамики, система с переменной массой, механико-математическая модель движения, камера разрежения, захватывающее устройство, коэффициент перетекания.

D.A. Jungmeister, M.M. Vetyukov, M.Yu. Platovskih, D.V. Smirnov

Calculation of Parameters and Experimental Researches of Executive Powers of the Benthonic Unit for Gathering of Ferrimanganese Concretion

The basic problem of modern devices of extraction ferrimanganese concretion consists in interrelation of intensity of process of ecological safety and losses concretion during extraction. In article the structure modern benthonic extraction unit providing increase of ecological safety in a zone of work and possibility of carrying out of primary enrichment on the benthonic unit is proved. Results on research of mehaniko-mathematical model benthonic extraction unit of drumtype and the device of capture with depression cavities are resulted. Dynamics of movement benthonic extraction unit with variable weight is considered in detail. On the basis of the analysis of experimental data it is proved that effective working capacity of the fascinating device occurs to depression cavities at value of factor of an overflowing in a range from 0 to 0,55.

Keywords: ferrimanganese concretion, extraction unit, capacity, experimental researches, probability of capture, speed of moving, dynamics equation, system with variable weight, mehaniko-mathematical model of movement, the depression chamber, the capture device, overflowing factor.

Расчет производительности придонного добычного агрегата и вывод его механико-математической модели движения

В настоящее время предложены и частично реализованы многочисленные патенты, проекты, экспериментальные и опытно-промышленные конструкции установок для добычи конкреций. Рассматриваемые в них технические устройства по принципу действия можно разделить на две группы — гидравлические и механические, которым, в той или иной мере, свойственны следующие недостатки: зависимость от погодных условий (волнение, ледяной покров и т.д.); извлечение с донного месторождения всей горной массы (полезного ископаемого и вмещающих пород); сильное загрязнение окружающей среды. Кроме того, для механических устройств характерны высокая ме-

таллоемкость оборудования, неравномерное заполнение ковшей, зависимость производительности от глубины добычи, а для гидравлических — сложность при работе на плотных грунтах без механических и гидравлических рыхлителей, износ насосов и трубопроводов твердыми частицами, невысокий КПД, высокая энергоемкость процесса [1].

На кафедре КГМ и ТМ разработан комплекс для добычи полезных ископаемых шельфовой зоны мирового океана [2].

Производительность добычного агрегата предложенного комплекса вычисляется по формуле

$$Q = 2\pi RLSm\omega f(v), \text{ кг/с}, \quad (1)$$

где R — радиус барабана, м; L — ширина барабана, м; S — количество конических отверстий на 1 м^2



Рис. 1. График зависимости вероятности захвата железомарганцевых конкреций от скорости движения придонного добычного агрегата

поверхности обечайки барабана; m – средняя масса конкреций, кг; ω – угловая скорость вращения барабана, c^{-1} ; $f(v) = p$ – вероятность захвата конкреций обечайкой барабана.

Анализ экспериментальных исследований по захвату конкреций показал, что вероятность захвата обратно пропорциональна скорости перемещения придонного добычного агрегата по дну и как следствие угловой скорости вращения барабана. Зависимость $f(v) = p$ представлена на рис. 1.

На основе нелинейной зависимости $p = f(v)$ и уравнения (1) был построен график зависимости производительности придонного добычного агрегата от скорости его перемещения $Q = f(v)$ с учетом снижения вероятности захвата железомарганцевых конкреций (рис. 2).

Зависимость $Q = f(v)$ имеет вид перевернутой параболы со смещенным максимум функции в сторону увеличения значения по оси абсцисс. Возможность увеличения скорости движения добычного агрегата от 0 до 1,5 м/с и плавного увеличения производительности, несмотря на снижение вероятности захвата, компенсируется увеличением площади отработки поля залежей железомарганцевых конкреций. При дальнейшем (свыше 1,5 м/с) увеличении скорости движения добычного агрегата производительности резко падает из-за малого значения вероятности захвата железомарганцевых конкреций.



Рис. 2. График зависимости производительности добычного агрегата от скорости его перемещения с учетом падения вероятности захвата железомарганцевых конкреций

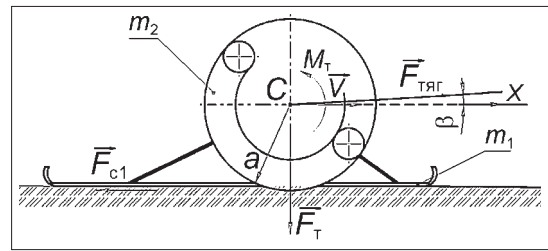


Рис. 3. Схема распределения сил, действующих на придонный добычный агрегат

Помимо снижения вероятности захвата при этом значительно возрастает лобовое сопротивление движению в жидкости. Рациональной скоростью движения добычного агрегата является диапазон от 1 до 1,5 м/с, при этом производительность для рассмотренных условий будет составлять 28...32 кг/с железомарганцевых конкреций.

Движение придонного добычного агрегата (рис. 3) описывается уравнением динамики системы с переменной массой и для рассматриваемой системы будет выглядеть следующим образом: $m_{пр} \dot{v} + v m_{пр} = Q_x$, где $m_{пр} = 2m_1 + m_2 + \frac{J_c}{a^2}$ – приведенная масса системы (J_c – момент инерции барабана; m_2 – масса одной лыжи; m_2 – масса барабана, которая считается переменной).

Приведенная масса равна сумме начальной приведенной массы $m_{пр0}$ (бункер придонного добычного агрегата пуст) и произведению коэффициента увеличения массы агрегата α на его перемещение x , т.е. $m_{пр} = m_{пр0} + \alpha x$. Обобщенная сила $Q_x = F_{тяги} \cos \beta - F_{с1} - \frac{M_{т}}{a}$, где β – угол между вектором силы тяги каната $\vec{F}_{тяги}$ и вектором скорости \vec{v} ; $F_{с1}$ – сила трения скольжения. Следовательно, можно выразить уравнение динамики придонного агрегата:

$$m_{пр} \frac{dv}{dt} + \alpha v^2 = F_{тяги} \cos \beta - F_{с1} - \frac{M_{т}}{a}. \quad (2)$$

Возможны два варианта поведения системы.

Первый вариант: нормальная сила реакции опоры катящегося барабана массой $m_2 g$ (см. рис. 3) значительно больше силы реакции опорных лыж $2m_1 g$. В результате проведения ряда арифметических преобразований из уравнения (2) получаем уравнение второго порядка для перемещения x :

$$m_{пр} \ddot{x} + \alpha (\dot{x})^2 + x(c + \alpha g f') = cvt, \quad (3)$$

где α – коэффициент увеличения массы агрегата, $\alpha = \frac{\Delta m}{2\pi a}$, где Δm – масса захваченного груза за один оборот барабана, a – радиус барабана; c – жесткость каната; f' – коэффициент трения качения; v – скорость перемещения каната, связанного с судном обеспечения; t – время.

Для второго варианта, когда нормальная сила реакции опорных лыж значительно больше силы реакции барабана, в уравнении (3) коэффициент трения качения f' заменяется на коэффициент трения скольжения f .

В результате решения уравнения (3) при помощи пакета программ MatLab были получены графики движения придонного добычного агрегата [2]. Механико-математическая модель движения придонного агрегата позволяет вести расчет основных параметров движения агрегата, в том числе при наиболее сложных начальных периодах движения при обеспечении привязки к реальным условиям ведения добычи железомарганцевых конкреций в конкретных горно-геологических условиях, при заданных конструкциях придонного и транспортирующего агрегатов и судна-носителя.

Экспериментальные исследования исполнительного органа придонного агрегата

Важным элементом придонного добычного агрегата является устройство для создания разрежения, обеспечивающего захват конкреций [2].

На кафедре КГМ и ТМ СПГИ (ГУ) в соответствии с методикой испытаний [3] был разработан и изготовлен лабораторный стенд для исследования камеры разрежения (рис. 4, 5).

Было установлено два режима протекания процесса притягивания и удержания железомарганцевых конкреций и транспортирующей ленты к камере разрежения — захватывающего устройства. *Первый вариант* — с плотным контактом исследуемого объекта и захватывающего устройства с полостью разрежения, при этом исключаются любые перетекания жидкости в систему из внешней среды. *Второй вариант* — с неплотным контактом исследуемого объекта и захватывающего устройства, в этом случае происходят постоянные перетекания воды в систему из внешней среды. Проведенные экспериментальные исследования по-

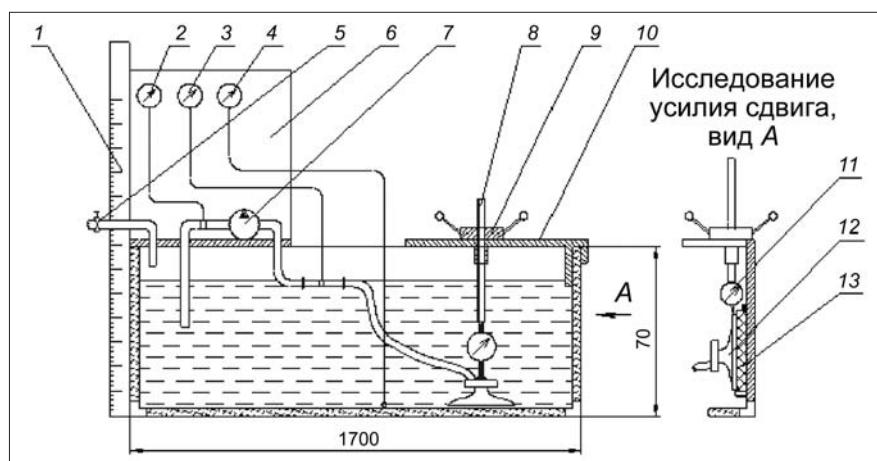


Рис. 4. Схема лабораторного стенда:

1 — линейка; 2 — расходомер; 3 — вакуумметр; 4 — манометр; 5 — кран; 6 — приборная панель; 7 — насос; 8 — винт; 9 — гайка; 10 — кронштейн; 11 — динамометр; 12 — захват; 13 — исследуемый образец

Рис. 5. Общий вид рабочего лабораторного стенда



казали, что захватывающее устройство стабильно работает при реализации любого из двух возможных режимов протекания процесса захвата объекта.

Измерения переменных величин проводились следующим образом: манометром измерялось наружное давление $P_{нар}$, датчик которого был установлен на дне емкости с водой; вакуумметром Z измерялось давление $P_{кам}$ в камере разрежения, датчик которого располагался во всасывающем трубопроводе; динамометром II измерялось усилие прижатия F исследуемого образца к камере разрежения. Исследуемый образец 13 жестко закреплялся на дне емкости и при помощи винтовой пары создавалось вертикальное усилие и фиксировалось значение динамометра на момент отрыва образца от захвата; расход жидкости Q измерялся при помощи расходомера 2 , установленного в выходном трубопроводе.

В процессе исследования было установлено, что одним из важнейших показателей работы захватывающего устройства с полостями разрежения является коэффициент перетекания $K_{пер}$. Коэффициент перетекания — это отношение расхода дросселя к расходу насоса $K_{пер} = \frac{Q_d}{Q_n}$. Дросселем в данном случае яв-

ляется суммарная площадь свободного пространства между приемным отверстием камеры и конкрециями.

Коэффициент перетекания находится в пределах от 0 до 1, чем ближе коэффициент перетекания к единице, тем выше вероятность отказа захватывающего устройства.

На рис. 6 представлен график зависимости коэффициента перетекания от производительности насоса при различных сечениях всасывающего трубопровода устройства захвата.

Как видно из графика, при значении коэффициента перетекания в диапазоне до 0,55 и суммарной площади сечения микроканалов, в качестве которых могут выступать порезы поверхности объекта и камеры или щели между этими поверхностями при попадании между ними стороннего объекта, не превышающей 25 % от площади сечения всасывающего трубопровода, наблюда-

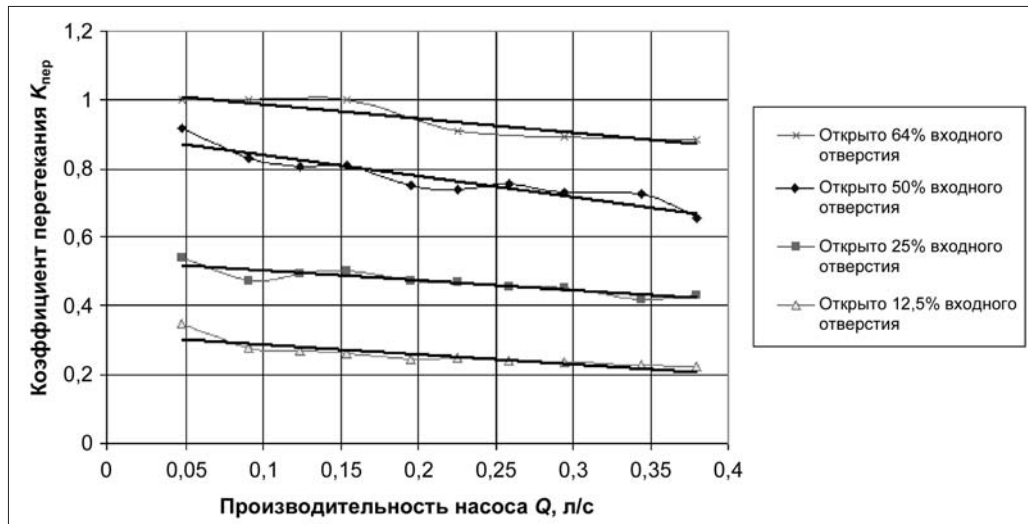


Рис. 6. График зависимости коэффициента перетекания $K_{пер}$ от производительности насоса Q

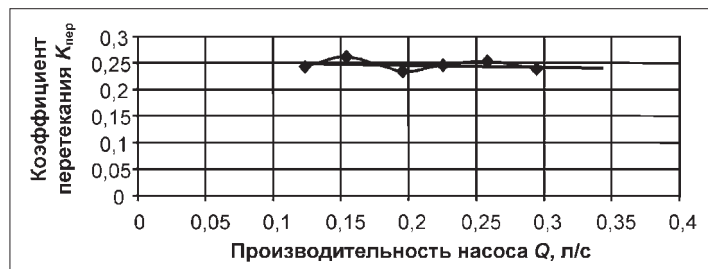


Рис. 7. График зависимости коэффициента перетекания $K_{пер}$ от производительности системы

ется незначительное снижение коэффициента перетекания при увеличении производительности насоса, что свидетельствует о стабильной работе устройства захвата в этом режиме и как следствие стабильном удержании конкреций.

Адекватность рассуждения доказывает еще один опыт, в котором в качестве исследуемого образца использовалась конвейерная лента с изрезанной поверхностью [2]. Результат исследования представлен на рис. 7, при этом коэффициент перетекания, равный 0,25, также практически не зависит от производительности, что не противоречит рис. 6.

Эффективная работоспособность захватывающего устройства с полостями разрежения происходит при значении коэффициента перетекания $K_{пер}$ в диапазоне от 0 до 0,55 и при суммарной площади свободного пространства между приемным отверстием камеры и конкрециями, не превышающей 25 % площади всасывающего отверстия трубопровода.

На основе выполненных исследований и ранее разработанных методик расчетов [2] параметров придонного агрегата по заказу организаций, ведущих добычу железомарганцевых конкреций в Балтийском море, создается модернизированный комплекс, компоновочная схема которого в настоящее время патентуется.

Список литературы

1. Лобанов В.А. Справочник по технике освоения шельфа. Л.: Судостроение, 1983. 288 с.
2. Юнгмейстер Д.А., Смирнов Д.В. Комплекс для ведения добычи железомарганцевых конкреций со дна моря // Горное оборудование и электромеханика. 2008. № 1. С. 49–50.
3. Горский В.Г., Адлер Ю.П., Талалай А.М. Планирование промышленных экспериментов. М.: Металлургия, 1978. 112 с.

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 09.09.08 г. Подписано в печать 29.10.08 г. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 6,86. Уч.-изд. л. 8,55. Заказ 1122. 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.