

Учредитель: Издательство "НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ"

Главный редактор
КАНТОВИЧ Л.И.

Зам. гл. редактора
ИВАНОВ С.Л.
ЛАГУНОВА Ю.А.

Редакционный совет:

КОЗОВОЙ Г.И.
(сопредседатель)
ТРУБЕЦКОЙ К.Н.
(сопредседатель)
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.
КАРТАВЫЙ Н.Г.
КУЛАГИН В.П.
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.
ТРИФАНОВ Г.Д.
ХАЗАНОВИЧ Г.Ш.
ХОРЕШОК А.А.
ЮНГМЕЙСТЕР Д.А.

Редакция:

БЕЛЯНКИНА О.В.
ДАНИЛИНА И.С.

Телефоны редакции:
(499) 269-53-97, 269-55-10

Факс (499) 269-55-10

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

СОДЕРЖАНИЕ

СТАЦИОНАРНЫЕ УСТАНОВКИ

Ильин С. Р., Трифанов Г. Д., Воробель С. В. Повышение безопасности эксплуатации шахтных стволов путем динамического мониторинга систем "суд—армирование" портативными измерительными станциями 2

ГОРНЫЙ ТРАНСПОРТ

Галкин В. И., Шешко Е. Е., Сазанкова Е. С. Современные конвейерные ленты для горной промышленности 9

ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА. АВТОМАТИЗАЦИЯ

Алексеев В. В., Козярук А. Е. Влияние структуры и алгоритмов САУ на энергетические и динамические показатели асинхронного привода горного оборудования 15

Яковлева Э. В. Электроснабжение геологоразведочных работ с использованием гибридных электростанций 19

ДРОБИЛЬНО-РАЗМОЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Лагунова Ю. А., Орочко А. В., Червяков С. А., Груздев А. В. Технические и технологические показатели конусных дробилок мелкого дробления 23

РЕМОНТ. ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Тулинов А. Б., Островский М. С., Иванов В. А. Применение металлополимерных композитов для устранения дефектов горного оборудования 27

НАУЧНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И РАЗРАБОТКИ

Громадский В. А. Создание и исследование амортизатора продольных колебаний бурового става станка шарошечного бурения СБШ-250 32

Федин Д. В., Саруев Л. А. Разработка технико-экономической модели рабочих процессов бурения скважин из подземных горных выработок 38

Дзензерский В. А., Жулай Ю. А., Ангеловский А. А. Определение параметров импульсного воздействия при гидрорыхлении выбросоопасных угольных пластов 43

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, и входит в систему Российского индекса научного цитирования.

УДК 622.674

С. Р. Ильин, канд. техн. наук, ИГТМ им. Н. С. Полякова НАН Украины, г. Днепропетровск,
Г. Д. Трифанов, канд. техн. наук, **С. В. Воробель**, ст. преп., ПНИПУ, г. Пермь

E-mail: kanat@pstu.ru

Повышение безопасности эксплуатации шахтных стволов путем динамического мониторинга систем "сосуд—армирование" портативными измерительными станциями

Представлены результаты комплексного влияния параметров работы наземного и подъемного оборудования ШПУ на безопасность динамических режимов в системах "сосуд—армирование" вертикальных стволов. Приведены данные аппаратурных динамических испытаний в промышленных условиях.

Ключевые слова: шахтная подъемная установка, подъемный сосуд, вертикальный шахтный ствол, жесткая армировка, динамические испытания.

S. R. Ijlin, G. D. Trifanov, S. V. Vorobel

Increase of Safety of Operation of the Mine Shaft by Dynamic Monitoring "Vessel—Reinforcement" System with Portable Measuring Stations

The results of the combined effect of the parameters of work surface and lifting equipment silo safety dynamical regimes in systems "vessel—reinforcement" vertical shafts. Are given the data of hardware dynamic tests under industrial conditions.

Keywords: mine hoisting plant, shaft skip, vertical shafts, rigid reinforcement, dynamic tests.

Введение

Шахтные стволы, как составная часть горнорудных предприятий с подземным способом добычи полезного ископаемого, представляют собой объекты повышенной эксплуатационной опасности. Любая авария в стволе сопряжена с неизбежными остановками всего технологического цикла добычи и доставки полезного ископаемого и значительными финансовыми убытками предприятия. В самом худшем случае жертвами аварии в стволах становятся находящиеся в клетях горнорабочие. На решение этих проблем направлен ряд действующих нормативных документов России и Украины [1—3].

К объектам повышенной опасности, прежде всего, относится оборудование шахтных подъемных комплексов, в том числе подземное, размещаемое в шахтных стволах. Действующими Правилами безопасности предусмотрен ежегодный поярусный контроль профиля проводников и из-

носа элементов жесткой армировки вертикальных стволов. Данные виды контроля в сложных горно-геологических условиях, связанных с подвижкой околоствольного массива, не обеспечивают получение достоверной оценки состояния армировки и ее фактической остаточной несущей способности в условиях эксплуатационных нагрузок со стороны скипов, клетей и контрвесов. Это особенно сильно проявляется при необходимости изменения скорости движения сосудов и массы поднимаемых грузов. При этом результаты многочисленных исследований показывают, что не только увеличение скорости движения подъемного сосуда или массы полезного груза, но и уменьшение любого из этих параметров на определенную величину, зависящую от сочетания всех динамических параметров звеньев подъемной установки, может привести к переходу динамических систем подъема в аварийно опасный режим взаимодействия.

Подъемный сосуд шахтной подъемной установки (скип, клеть) является ее главным рабочим органом. Безопасность и эффективность его работы в заданном технологическом режиме обеспечиваются всеми технологическими механизмами и оборудованием ШПУ. Вспомогательным сосудом, который одновременно со скипом или клетью находится под управляющим воздействием со стороны технологических звеньев ШПУ, является контрвес в двухконцевой подъемной установке. Авария с любым из этих сосудов надолго блокирует работу всего стволового подъемного комплекса и зависящей от него части горно-добывающего предприятия.

Анализ условий эксплуатации

Традиционно сложилось в практике работы отечественных горно-добывающих предприятий, что в зоне ответственности службы главного механика находится большое количество единиц механического оборудования, обеспечение бесперебойной работы которого требует постоянного внимания и значительного количества ежедневных ремонтных работ. Выход из строя какого-либо механического узла требует немедленной мобилизации ресурсов практически всей механической службы шахты независимо от времени суток.

Одновременно с этим, службы главного маркшейдера, главного энергетика (если только поломка не требует при ликвидации маркшейдерского сопровождения или не затрагивает работу электрического оборудования) находятся как бы в стороне от ее устранения и, как правило, от выявления первопричин, которые часто являются очевидными только на первый взгляд, поскольку при их поиске не учитываются систематичность и длительность негативных воздействий на отдельные узлы механического оборудования, вызванных неблагоприятными сочетаниями геометрических параметров и/или особенностями работы энергетического оборудования подъемной установки.

Можно привести несколько примеров такого "не очевидного" для служб эксплуатации влияния "немеханических" параметров на работоспособность узлов механического оборудования шахтных подъемных комплексов.

1. Правилами безопасности (даже в самых последних вариантах издания для рудных и угольных стволов) на стадии эксплуатации не регламентируются допуски на абсолютные отклонения от вертикали проводников жесткой армировки. Инструкция по производству маркшейдерских

работ 1987 г. регламентирует предельно допустимое отклонение проводников от вертикали 10 мм на длине, равной шагу армировки, только на стадии строительства. Ее требования не распространяются в законодательном порядке на стадию эксплуатации.

Общеизвестно, что большие местные искривления профиля проводников (*геометрический* параметр) являются основным источником возникновения ударно-циклического динамического воздействия сосудов на проводники с повышенным уровнем контактных нагрузок, преждевременного износа и разрушения проводников на локальных участках ствола, узлов их крепления к расстрелам (*механическое* оборудование).

Не нарушая требований Инструкции, можно для одного отделения ствола с двумя нитками проводников выстроить такой профиль, что в боковом направлении один проводник будет на протяжении 10 ярусов отклоняться на 10 мм в одну сторону, а другой — на 10 мм в противоположную. Затем, на протяжении 10 последующих ярусов направление отклонения изменить на обратное. В результате двумя проводниками будет образована локальная спиралеобразная поверхность, въезжая на которую (а также, выезжая с которой) со скоростью 10...14 м/с груженный сосуд войдет в ударно-колебательный режим взаимодействия с проводниками со значительными динамическими перегрузками. При этом доминировать будут достаточно высокочастотные угловые колебания сосуда вокруг вертикальной оси.

2. Резкий излом диаграммы окружной скорости барабана подъемной машины (*энергетическое* оборудование) приводит к возбуждению вертикальных и горизонтальных колебаний подъемного сосуда на упругом канате и ударам по проводникам на локальных участках ствола, перегрузке сечений головного каната и подвесного устройства. Их систематическое повторение от цикла к циклу также приводит к ускоренному разрушению проводников, проволок каната, узлов подвесных устройств (*механическое* оборудование).

3. Колебания окружной скорости барабана подъемной машины (*энергетическое* оборудование), вызванные работой электропривода (особенно при ручном управлении), создают циклическое воздействие на верхний конец каната и возбуждают вынужденные вертикальные колебания сосуда с возможностью попадания в локальную зону резонанса, при котором происходит сверхнормативная циклическая перегрузка подвесного устройства и каната (*механическое* оборудование), прежде-

временное истощение его предела циклической долговечности и чрезмерное кратковременное ослабление натяжения каната, приводящее к ложному срабатыванию механических парашютов и зависанию клетки на тормозных канатах (*механическое оборудование*).

Приведенные примеры говорят о том, что при эксплуатации ствола, содержащего участки с локальными искривлениями профиля проводников, необходимо тщательно обоснованное согласование выбора формы диаграммы скорости движения сосудов по искривленным участкам, что обеспечивается соответствующей настройкой системы управления приводом (*энергетические параметры*) с учетом параметров профиля проводников (*геометрические параметры*), возможного эксцентриситета груза в сосуде, параметров направляющих, инерционных параметров сосуда (*механические параметры*) для обеспечения приемлемого уровня риска по критерию "запасы прочности армировки" (*параметры безопасности*).

Динамическую взаимосвязь технических параметров работы установки с параметрами безопасности армировки можно проследить на графической схеме, представленной на рис. 1 (см. 2-ю стр. обложки) [4]. Здесь блоки 1а, 1б, 1в, 1г содержат параметры, определяющие внешние воздействия на ШПУ при аварийном торможении, блоки 2а, 2б, 2в, 2г, 2д — параметры, определяющие безопасность работы головных канатов установки, блоки 4а, 4б, 4в, 4г — параметры, определяющие геометрические параметры безопасности системы проводников, блок 4д — параметры безопасности по кинематическому зацеплению башмаков сосуда с проводниками, блоки 4е и 5а — параметры безопасности по прочности проводников и расстрелов под действием эксплуатационных нагрузок. Указанные параметры связаны через динамические процессы, происходящие в узлах схемы, которые отражают динамические процессы и свойства звеньев. Связи описывают физические механизмы передачи энергии между звеньями. Разбивая узлы этой схемы на более мелкие составляющие блоки, можно получить подробный атлас энергетического взаимодействия процессов с любой степенью детализации.

На этой схеме можно наглядно проследить все возможные каналы перехода энергии динамических процессов при работе каждого звена ШПУ через последовательную цепочку связей в другое, достаточно отдаленное от него. Также можно увидеть, какие источники могут влиять на конкретные параметры технического состояния ШПУ, как

это влияние может суммироваться от нескольких источников и локализоваться в отдельном звене, вызывая выход его параметров технического состояния за допустимые пределы безопасности.

Построив на графе локальную цепочку каналов (в терминологии теории графов — маршрут) влияния между любыми, связанными между собой по схеме процессами и свойствами звеньев, можно разработать соответствующую ей математическую модель, определить, какие из каналов и параметров взаимовлияния еще не изучены или не описаны в литературе, поставить соответствующие задачи научных исследований.

В качестве примера применения графа пунктиром на рис. 1 (см. 2-ю стр. обложки) показан маршрут, отражающий постановку и путь решения задачи, в совокупности представленной в работах [5, 6]. Он показывает влияние нарушений цилиндричности барабана подъемной машины на параметры технического состояния армировки ствола (маршрут 1.5—2.1—2.4—3.1—3.2—4.5).

Результаты исследований

Режим работы подъемных сосудов является динамическим. Его исследование и оценка наиболее эффективны на основе анализа данных, полученных в промышленных условиях с использованием специализированной измерительной аппаратуры и современных методов математического и численного анализа.

Определение реального технического состояния, анализ и оценка уровня аварийной опасности, выявление и локализация аварийно опасных и потенциально опасных участков ствола уже два десятка лет проводятся в Украине с применением мобильной аппаратуры для измерения динамических параметров систем "сосуд—армировка" и программно-аппаратного комплекса "ТехноМак". Также накоплен значительный положительный опыт совместных с ООО "Региональный канатный центр" (г. Пермь) динамических исследований систем и установления причин нештатных динамических режимов нагружения в стволах НПО "Уралкалий". В результате выполнения работ разрабатываются рекомендации по приведению стволового оборудования в безопасное состояние на действующих режимах работы и определяются мероприятия, позволяющие обеспечить безопасное повышение рабочей скорости до технологически необходимого уровня [7—9].

В результате многолетних измерений в промышленных условиях и исследований установле-

но, что на протяжении жизненного цикла от момента строительства и до момента закрытия параметры технического состояния оборудования подъема любого ствола претерпевают существенные отклонения от проектных. Их распределение по участкам ствола становится неоднородным. Различия в максимальных значениях могут достигать десятка и более раз.

Согласно проекту все ярусы армировки рассчитаны на то, чтобы работать в одинаковых условиях нагружения и на одном уровне противостоять нагрузкам со стороны подъемных сосудов и околоствольного массива. Но уже в течение первых десяти лет эксплуатации в силу воздействия агрессивной среды, динамических нагрузок, сдвижения пород, ремонтных работ образуется резко неоднородная по глубине ствола картина распределения уровней несущей способности элементов армировки — проводников и расстрелов.

Аналогичный процесс потери однородности свойств происходит и в геометрических параметрах профилей проводников, по которым движутся подъемные сосуды. Это особенно характерно для зон сдвижения горных пород.

Следующим видом неоднородности по глубине ствола является режим работы самой подъемной машины. Наши исследования показали, что в точках ствола, где происходит резкое изменение скорости подъемного сосуда, а особенно при срабатывании предохранительного тормоза за счет возбуждения вертикальных колебаний сосуда на упругом канате при наличии эксцентриситета груза, в сосуде возникают в несколько раз (до 4...5) большие, чем при движении с постоянной скоростью, горизонтальные удары сосуда по проводникам.

Все эти неоднородности одновременно и постоянно, медленно меняясь от года к году, влияют на процесс динамического взаимодействия сосудов с армировкой на каждом участке ярусов по глубине ствола, которые он проходит.

В результате такого наложения образуется неоднородность распределения динамических нагрузок на армировку по глубине ствола с участками аномально больших пиковых значений, дискретно распределенных по глубине ствола. Повторяясь на каждом цикле, они способствуют накоплению усталостных повреждений в проводниках и расстрелах, образованию трещин по сварным швам, ослаблению узлов крепления проводников, расшатыванию расстрелов в местах заделки в крепь. Сочетания на одних и тех же участках пиков потери сечений элементов армировки (уровней износа) с пиками нагрузок образуют пики потери запасов

прочности. Это является прямой технической причиной перехода армировки на этих участках за небольшой промежуток времени в потенциально опасное или аварийно опасное состояние.

Так как контактные нагрузки действуют одновременно и на армировку, и на подъемный сосуд, то на участках интенсивного динамического нагружения подъемный сосуд (скап, противовес) также испытывает повышенные знакопеременные напряжения. В тех случаях, когда уровень этих напряжений существенно больше предела выносливости металла рамы, происходит нарушение проектного режима эксплуатации и резкое ускорение образования трещин с разрушением корпуса скапа. Практика эксплуатации подъемов говорит о том, что такие аварии в стволах не являются редким исключением. Известен случай начала образования усталостных трещин и разрушения нового скапа после шести месяцев эксплуатации из-за повышенных динамических нагрузок, вызванных значительной деформацией армировки в нижней части ствола. Как теоретические, так и экспериментальные исследования показывают, что одной из существенных причин нарушения безопасности работы систем "сосуд—армировка" является неблагоприятное сочетание параметров диаграммы скорости подъема с параметрами профилировки проводников на участках разгона и замедления [10].

Наши работы на одном из рудных стволов России дали возможность практически подтвердить справедливость изложенных положений и разработать рекомендации по улучшению эксплуатационного состояния и устранению аварийно опасных явлений в системах "скап—армировка". Сечение ствола показано на рис. 2.

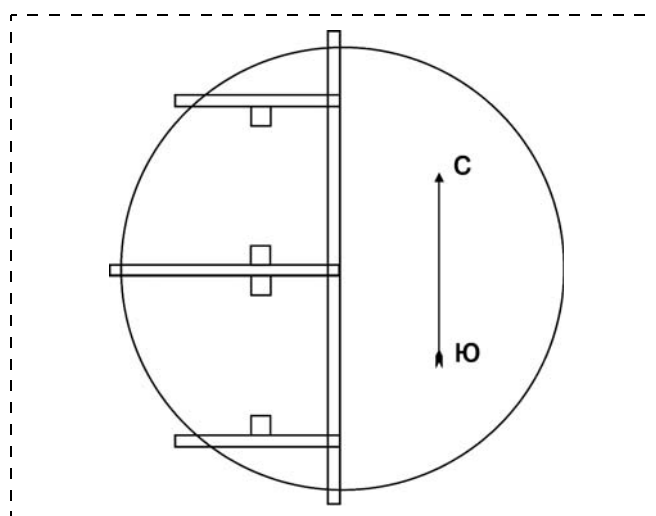


Рис. 2. Сечение рудоподъемного ствола

На рис. 3 и 4 даны графики скорости подъема груженого скипа и лобовых контактных нагрузок на проводники по нижнему поясу предохранительных башмаков (боковые и лобовые нагрузки по верхнему поясу этого скипа значительно меньше).

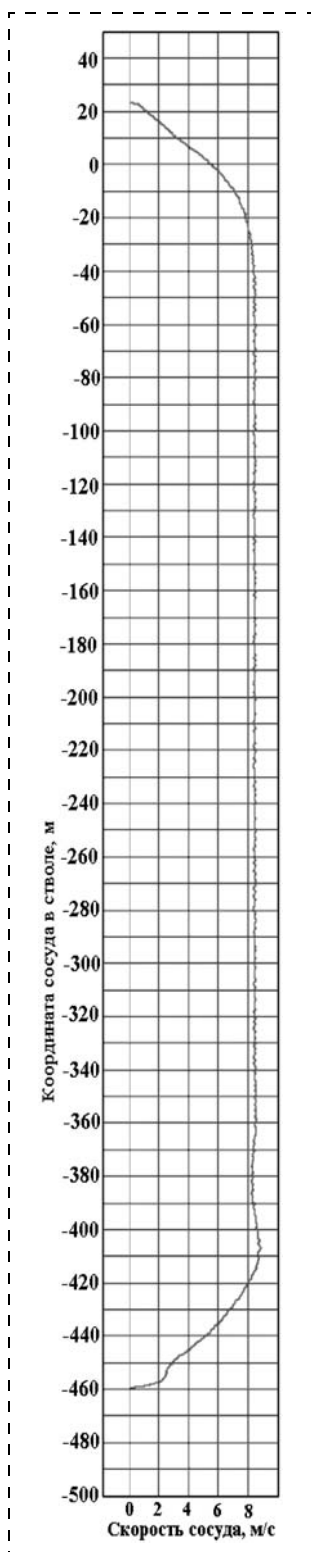


Рис. 3. Скорость скипа

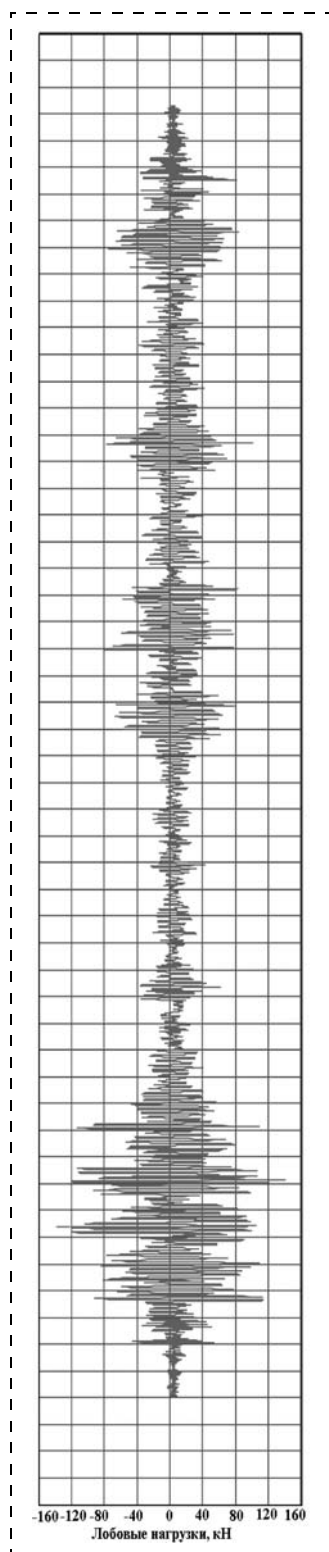


Рис. 4. Лобовые нагрузки

На рис. 5 и 6 даны графики абсолютных отклонений проводников от вертикали и отклонений на смежных ярусах самого динамически нагруженного северо-западного скипового отделения, где было замечено интенсивное усталостное образование трещин рамы. Видно, что в самой нижней части ствола в лобовой плоскости проводники имеют систематические отклонения от вертикали на смежных ярусах, достигающие 20...25 мм.

Армирование в этом стволе состоит из коробчатых расстрелов и проводников. Ее горизонталь-

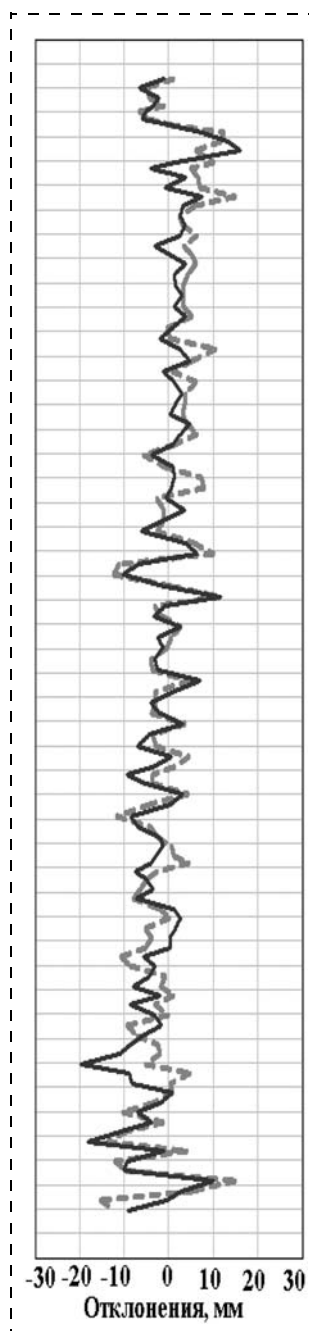


Рис. 5. Профили проводников (отклонения от вертикали)

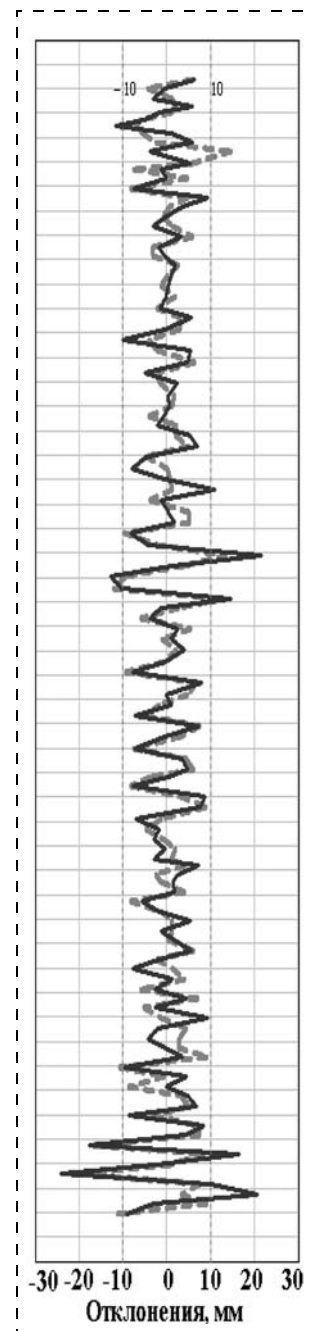


Рис. 6. Отклонения на смежных ярусах

ная опорная жесткость составляет $0,25 \cdot 10^4$ кН/м в пролете и $1,09 \cdot 10^4$ кН/м — в ярусе при шаге армировки 4 м. Максимальная скорость подъема 8,5...9,0 м/с.

Следует отметить, что опорная жесткость под проводниками коробчатых расстрелов выше, чем у двутавровых балок. Поэтому при одинаковых искривлениях проводников динамические нагрузки между сосудом и проводником пропорционально больше, чем при расстрелах двутаврового профиля.

На рис. 4 видно, что максимальные значения контактных (лобовых) нагрузок по глубине ствола приурочены к участку ствола между отметками —360...—420 м и достигают 120...160 кН, что в 1,5—2,0 раза больше, чем в остальной части ствола на всем цикле подъема. На этом участке происходит разгон поднимающегося груженого скипа. Так как нагрузки по верхнему и нижнему поясам скипа существенно отличаются, то это значит, что на этом участке прямоугольная рама и корпус скипа будут испытывать сложную деформацию типа "сдвиг" с односторонним лобовым выпучиванием в сторону проводника, по которому действует большее мгновенное контактное усилие.

Переменное вертикальное ускорение, которое действует на скип на участке разгона, при неизбежном на практике эксцентриситете груза будет вызывать дополнительную раскачку скипа, которая накладывается на раскачку, вызванную кривизной проводников. Наибольшие значения изменения вертикального ускорения (рывок) реализуются на участке —380...—410 м. На этом же участке реализуются и максимальные контактные нагрузки между скипом и проводниками.

Для определения влияния параметров диаграммы скорости подъема на изгибные напряжения в раме скипа ООО РКЦ по методике, разработанной С. Р. Ильиным, были проведены специальные тестовые измерения, которые проводились с помощью измерительного комплекса МАК-РКЦ, устанавливаемого на подъемном сосуде, и регистратора параметров подъемной установки РПУ-03.5. В некоторых случаях для записи скорости и положения скипов использовалась переносная аппаратура "Силькан".

Аппаратура, устанавливаемая на подъемном сосуде, включала автономный записывающий блок, семь однотипных датчиков ускорения, измеряющих ускорения скипа в вертикальной, лобовой и боковых направлениях на нижних и верхних роlikоопорах, датчики деформации рамы скипа, а также оптический отметчик расстрелов, позво-

ляющий с большой точностью привязать динамические проявления в стволе к соответствующим ярусам армировки. В качестве датчиков деформации в первом случае использовались тензорезисторы, которые наклеивались на раму скипа в нескольких сечениях. Во втором случае для скипов с отклоняющимся кузовом, рама которого не имеет жесткой связи с последним, использовались индуктивные датчики перемещения. При этом измерялись упругие деформации рамы относительно кузова при ее колебаниях. Запись данных производилась во время работы подъемной установки как в автоматическом, так и в ручном режимах. В последнем случае диаграммы скорости движения, ускорения и замедления отличались от параметров при автоматическом режиме. Это позволило оценить влияние параметров движения на динамику сосуда в стволе и на характер деформаций рамы сосуда. Результаты тестовых испытаний приведены на рис. 7 и 8.

Анализ данных испытаний показал, что, также как и на обычных рабочих режимах движения, при тестовых расширенных испытаниях наибольшие нагрузки в системе "подъемный сосуд—армировка" и деформации рамы скипа возникают при подъеме груженого скипа. Из анализа диаграмм подъема и характера динамических нагрузок выявлено, что по положению в стволе участки с максимальным воздействием скипа на проводники, как правило, соответствуют периодам разгона и замедления подъемного сосуда, при этом наибольшие амплитуды нагрузок возникают на участке разгона скипа до рабочей скорости, особенно на его интерва-

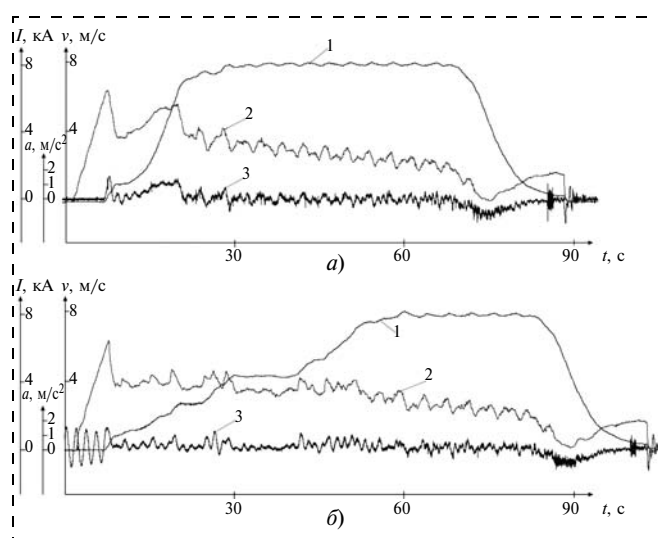


Рис. 7. Цикл подъема груженого скипа в автоматическом (а) и ручном с плавным разгоном (б) режимах:
1 — скорость машины; 2 — ток якоря двигателя постоянного тока; 3 — вертикальное ускорение скипа

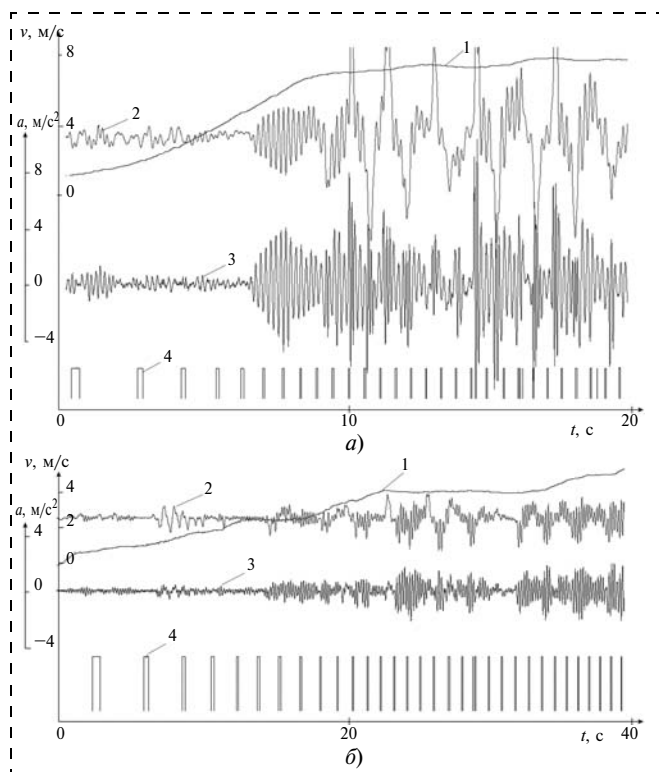


Рис. 8. Динамические параметры циклов подъема при разгоне машины в автоматическом (а) и ручном с плавным разгоном (б) режимах: 1 — скорость подъема; 2 — деформация рамы скипа; 3 — ускорение в лобовой плоскости на нижних роlikоопорах скипа (нагрузка на проводники)

ле сопряжения с интервалом номинальной скорости. То есть на взаимодействие сосуда с проводниками влияет закон изменения вертикального ускорения подъемного сосуда (рывок).

Кроме того, при изменении диаграммы скорости участки в стволе с максимальными амплитудами деформаций и нагрузок на проводники смещаются относительно их прежнего положения или исчезают совсем. Это свидетельствует о том, что причиной появления нагрузок в раме скипа и проводниках в большей степени является ускорение или даже изменение ускорения машины (рывок), а не только состояние профилей проводников.

Заключение

1. Безопасность работы системы "сосуд—армировка" в условиях длительной эксплуатации в сложных горно-геологических и горно-технических условиях (повышенный износ, сниженная прочность элементов конструкций) комплексно зависит от совокупности параметров синхронизации работы наземной и подземной частей оборудования ШПУ.

2. При настройке системы управления приводом шахтных подъемных установок необходимо

избегать резких изменений скорости подъема, ограничив рывок системы, что в максимальной степени осуществляется применением цифровых систем управления скоростью подъема.

Список литературы

1. РД 03-422-01. Методические указания по проведению обследований шахтных подъемных установок. Утв. постановлением Госгортехнадзора РФ от 26.06.2001. № 23.
2. Постановление Кабинета Министров Украины об утверждении Порядка проведения осмотров, испытаний и экспертного обследования (технического диагностирования) машин, механизмов повышенной опасности от 26.05.2004. № 687.
3. ГР 3-032—2004. Диагностика состояния систем "крепь—массив" и "подъемный сосуд—жесткая армировка" шахтных стволов. Порядок и методика выполнения. Утв. Министерством промышленной политики Украины от 02.04.2004. № 24. Согласовано Госнадзорхрантруда Украины.
4. Ильин С. Р. Разработка и обоснование общей диагностической модели оборудования шахтных подъемных установок // ИГТМ НАН Украины. Вып. 76. Геотехническая механика. Межвед. сб-к. науч. тр. Днепропетровск, 2008. С. 44—63.
5. Ильин С. Р. Диагностическая модель влияния нарушений цилиндричности канатопроводящих шкивов на уровень динамического взаимодействия подъемных сосудов с армировкой шахтных стволов // Геотехническая механика. Сб. науч. тр. ИГТМ НАН Украины. Вып. 22. Днепропетровск, 2000. С. 118—121.
6. Ильин С. Р. Об устойчивости движения грузов в упругих проводниках при пространственном расположении точек крепления канатов для многоканатного подъема // Publ. Techn. Univ. Heavy Ind. Miskolc, 1981. Ser. A. Vol. 35. Fasc. 3—4. P. 197—204.
7. Гавруцкий А. Е. Исследование горизонтальных нагрузок на армировку в скиповом стволе ЗЖРК № 1 / А. Е. Гавруцкий, В. Д. Мусиенко, Л. С. Осадчая // Шахтное строительство. 1981. № 7. С. 13—15.
8. Ильин С. Р. Комплексные экспериментальные исследования динамики скипов рудоподъемного ствола / С. Р. Ильин, Г. Д. Трифанов, С. В. Воробель // Горное оборудование и электромеханика. 2011. № 5. С. 30—35.
9. Ильин С. Р. Измерительно-аналитическая компьютерная технология диагностики и управления состоянием оборудования шахтных подъемных комплексов / С. Р. Ильин, Б. С. Послед, Л. Г. Адорская, С. В. Самуся, И. С. Ильина, В. П. Чернетченко, В. А. Николаев // ИГТМ НАН Украины. Геотехническая механика. Межвед. сб-к. науч. тр. Вып. 93. Днепропетровск, 2012. С. 28—38.
10. Ильин С. Р. Влияние параметров диаграмм скорости вращения подъемных машин на динамические усилия в канатах и усталостные явления в элементах армировки ствола // Стальные канаты. № 8. Экология. Одесса, 2010. С. 30—61.

УДК 622,6.2

В. И. Галкин, д-р техн. наук, проф., **Е. Е. Шешко**, канд. техн. наук, проф.,
Е. С. Сазанкова, канд. техн. наук, МГГУ, г. Москва

E-mail: kafgmt@msmu.ru

Современные конвейерные ленты для горной промышленности

Рассмотрены конструктивные параметры зарубежных и отечественных резиновых и резиноканевых конвейерных лент. Выполнен сравнительный анализ их массовых характеристик. Определены величины продольных модулей упругости различных лент, влияющие на переходные процессы, возникающие в конвейерных лентах при пуске конвейеров.

Ключевые слова: ленточный конвейер, резиновая и резиноканевая конвейерные ленты, масса ленты, обкладки, основа, продольный модуль упругости, разрывное усилие.

V. I. Galkin, E. E. Sheshko, E. S. Sazankova

Modern Conveyor Belts for Mining Industry

Design data of foreign and home-produced belts with steel cord and textile carcass conveyor belts are considered in the article. The comparative analysis of their mass characteristics is made. Values of longitudinal modules of elasticity of the various belts, influencing the transitional processes arising in conveyor belts at start-up of conveyors are determined.

Keywords: belt conveyor, steel cord and textile carcass conveyor belts, mass of a belt, cover, basis, longitudinal module of elasticity, rated breaking strength.

Последние десятилетия в мировой практике эксплуатации горных предприятий появилось большое количество систем непрерывного транспорта, осуществляющих доставку полезного ископаемого на значительные расстояния за счет применения ленточных конвейеров, в том числе специального типа.

Проектирование и изготовление ленточных конвейеров такого типа стало возможным благодаря разработке и внедрению современных конвейерных лент на резиноканевой основе (типа ЕР и ЕРР), а также арамидных лент, которые по своим прочностным свойствам не уступают резиновым лентам. В то же время такие ленты имеют гораздо меньший погонный вес, меньший продольный модуль упругости и меньшее удлинение по сравнению с традиционными тканевыми лентами.

Кроме того, за рубежом появились и высокопрочные резиновые конвейерные ленты, имеющие достаточно большой диапазон линейки расчетной прочности 1 мм несущей ширины ленты, Н/мм, а также ее максимальное значение, достигающее 8500 Н/мм ширины ленты, позволяющие значительно увеличить длину транспортирования на ленте одного конвейера.

Независимо от типа и конструктивных особенностей конвейерных лент все они должны иметь верхнюю и нижнюю обкладки, параметры которых определяются стандартом и зависят от многих факторов, в основном, эксплуатационных (табл. 1)

Известно, что длина конвейера в одном ставе определяется прочностью конвейерной ленты. Обычно считают, что при проектировании длинных, мощных ленточных конвейеров целесообразно использовать резиновые ленты, которые по сравнению с резиноканевыми лентами имеют меньшее удлинение и повышенную прочность. К сожалению, такие ленты обычно имеют большой вес за счет сердечника, состоящего из стальных тросов, а также большую толщину, что приводит к увеличению диаметров барабанов и возрастанию потребляемой мощности при транспортировании груза.

В последнее время различные зарубежные фирмы начали выпускать резиновые ленты, имеющие одинаковые расчетные прочности 1 мм несущей ширины ленты (Н/мм), но в то же время отличающиеся по массе 1 м² ленты.

Для подтверждения этого рассмотрены резиновые ленты российского производства

Тип обкладок, применяемых на конвейерных лентах в соответствии с DIN 22102 или DIN 22131 и ISO 10247

Тип обкладки	Обозначение по		Характеристики	Область применения (примеры)	Эластомер (материалы)	Температура материала, °C		
	ISO	DIN				мин.	макс.	пик
X*	H	X	Износостойкие обкладки для тяжелых условий эксплуатации, при транспортировании кусков, с острыми гранями или для применения на транспортерах с чрезвычайно большой высотой падения материала	Руда, камень	NR/BR	-40	+60	+100
Y*	L	Y	Износостойкие обкладки стандартного применения	Уголь, гравий, песок, удобрения	SBR	-30	+60	+100
YW*	D	Y, W	Износостойкие обкладки для мелких и абразивных материалов	Цемент, гипс, абразивный песок	NR/BR	-40	+60	+90
Y-30*	D	Y, W	Особо износостойкие обкладки для мелких и абразивных материалов	Цемент, гипс, абразивный песок	NR/BR	-30	+60	+90
TXT	L	T, Y	Износостойкие и термостойкие обкладки для крупных материалов	Чугун, кокс	SBR	-15	+150	+170
RET		T, C	Износостойкие обкладки с повышенной термостойкостью	Цемент, клинкер, зола	EPM	-30	+190	+250
RETK		T, C	Износостойкие обкладки с повышенной термостойкостью, огнестойкостью по ISO 340	Цемент, шлак, зола	EPM	-30	+190	+250
S	L	S	Огнестойкие обкладки по ISO 340	Уголь, удобрения	NR/SBR	-25	+70	+100
S100	D	S, Y	Огнестойкие обкладки по ISO 340, для абразивных материалов	Уголь, кокс	NR/SBR	-25	+70	+100
GPP		G	Масло- и жиростойкие обкладки	Древесная стружка, зерно	NBR/SBR	-35	+60	+80
AQ	L	A	Белые износостойкие обкладки для пищевых продуктов (FDA), неантистатические	Сахар, бумага	NBR/SBR	-35	+60	+90
*Нижняя обкладка может быть из резины, снижающей энергетические затраты (типа X).				Примечание. Если не оговорено особо, все обкладки не обладают антистатичностью.				

ЗАО "Курскрезинотехника" [1], а также ленты германских фирм "PHOENIX" [2], "ContiTech" [3].

Ниже в таблицах приведены основные параметры резинотросовых лент упомянутых производителей.

Проводя анализ данных, представленных в табл. 2 и 3, можно установить, что погонные массы лент, имеющих одинаковые значения расчетной прочности 1 мм несущей ширины ленты, для лент германской фирмы "PHOENIX" во всех случаях меньше, чем для лент ЗАО "Курскрезинотехника", что повлечет за собой уменьшение мощности привода и снижение нагрузок на металлоконструкции става конвейера при прочих равных условиях.

Специально для подземных горных работ фирма "PHOENIX" выпускает усиленные резинотросовые ленты с поперечным текстильным армированием (Т), позволяющим лучше сопротивляться ударным нагрузкам на ленту с износостойкими обкладками (У), параметры которых представлены в табл. 4.

Необходимо отметить, что в табл. 3—5 цифра, стоящая в обозначении "тип ленты", означает расчетную прочность на 1 мм несущей ширины ленты.

Используя данные, представленные в табл. 2, 3 и 5, построим графики зависимостей масс 1 м² лент от расчетных прочностей 1 мм несущей ширины ленты, Н/мм.

Таблица 2

Ленты конвейерные резинотросовые на основе латунированных и оцинкованных тросов ЗАО "Курскрезинотехника" по ТУ 38605166—91

Условное обозначение ленты	Расчетная прочность 1 мм несущей ширины ленты, Н/мм	Диаметр троса, мм	Агрегатная прочность металло-троса, Н, не менее	Шаг тросов в ленте, мм	Толщина ленты, мм	Расчетная масса ленты, кг/м ²
РТЛ-1000	1000,0	4,2	15580,0	14 ± 2	18,0 ± 1,0	23,0
РТЛ-1500	1500,0	6,02	25578,0	15 ± 2	20,0 ± 2,0	32,0
РТЛ-2500	2500,0	7,5	41160,0	14 ± 2	20,5 ± 1,5	37,0
РТЛ-3150	3150,0	8,25	50960,0	14 ± 2	22,5 ± 2,0	43,0
РТЛ-4000	4000,0	10,6	75000,0	17 ± 1,5	30,0 ± 2,0	60,0
РТЛ-5000	5000,0	10,6	96000,0	17 ± 1,5	30,0 ± 2,0	60,0
Примечания. 1. Резинотросовые ленты изготавливаются с обкладками как стандартной толщины 7/7 мм, так и с обкладками другой толщины, в соответствии с заказом потребителей. 2. Расчетное расстояние от центра крайнего троса до борта ленты от 25,0 до 40 мм.						

Таблица 3

Параметры резинотросовых лент фирмы "PHOENIX"
с обкладками типа X

Тип ленты	Толщина обкладок ленты, мм, верхняя:нижняя	Толщина сердечника ленты, мм	Толщина ленты, мм	Масса 1 м ² ленты с обкладками типа X, кг
St500	4:4	2,5	10,5	13,5
St630	4:4	2,5	10,5	14,0
St800	6:4	3,5	13,5	17,5
St1000	6:4	3,5	13,5	18,0
St1250	6:4	4	14,0	19,5
St1400	6:4	4	14,0	21,5
St1600	8:6	5,5	19,5	28,0
St1800	8:6	5,5	19,5	28,5
St2000	8:6	5,5	19,5	29,0
St2500	10:8	7	25,0	38,5
St3150	10:8	8	26,0	41,0
St3500	10:8	8,5	26,5	42,5
St4000	12:8	9	29,0	48,0
St4500	12:8	9,5	29,5	50,5
St5000	12:10	10	32,0	55,0
St5400	12:10	10,5	32,5	56,0
St6300	12:10	12	34,0	66,0
St7500	12:10	14,5	36,5	69,0
St8500	12:10	15,5	37,5	73,0

Примечание: St — маркировка зарубежной резинотросовой ленты, далее следуют цифры, указывающие разрывную прочность, Н/мм, на ширину ленты.

Таблица 4

Характеристики резинотросовых лент фирмы "PHOENIX"
с поперечным текстильным армированием (Т)
с износостойкими обкладками (У) для угольных шахт

Тип ленты	Толщина обкладок ленты, мм, верхняя:нижняя	Толщина ленты, мм	Масса 1 м ² ленты, кг
St1000	10Т:8Т	20,0	35,0
St1250	10Т:8Т	21,0	37,5
St1600	10Т:8Т	22,0	40,5
St2000	10Т:8Т	24,0	45,0
St2500	10Т:8Т	25,0	49,0
St3150	10Т:8Т	26,0	52,0
St3500	10Т:8Т	27,0	55,0
St4000	12Т:8Т	29,0	60,0
St4500	12Т:8Т	30,0	63,0
St5000	12Т:8Т	31,0	68,0
St5400	12Т:8Т	31,0	69,5
St6300	12Т:10Т	34,0	78,0
St7500	14Т:10Т	36,5	83,0
St8500	14Т:12Т	37,5	86,0

В связи с тем, что в табл. 5 для резинотросовых лент типа "STAHLCORD" представлены данные по массам 1 м² сердечника, будем считать, что толщина верхней и нижней обкладок одинакова и равна соответственно 7 мм, как у лент ЗАО "Курск-резинотехника". Тогда суммарная масса 1 м² верхней и нижней обкладок ленты будет постоянна и равна 20,1 кг/м². Эту величину мы прибавим к массе 1 м² сердечника для лент, указанных в табл. 5, и построим графики, представленные на рис. 1.

На рис. 1 видно, что масса ленты ЗАО "Курск-резинотехника" в интервале прочностей 3000... 5000 Н/мм несущей ширины ленты превышает значения двух других фирм.

К сожалению, в каталогах всех фирм-изготовителей лент отсутствуют данные об их продоль-

Таблица 5

Параметры резинотросовых лент фирм "ContiTech"
стандартного типа "STAHLCORD"

Тип ленты	Диаметр троса, мм	Толщина сердечника, мм	Диаметр приводного барабана, мм	Масса 1 м ² сердечника ленты, кг	Минимальная толщина обкладок, мм
St500	2,9	12,5	500	6,3	3
St600	2,9	10	500	6,7	3
St800	3,6	12	500	8,2	3
St1000	4,9	12	630	9,6	3
St1120	4,3	11	630	10,1	3
St1250	4,8	14	630	10,6	3
St1400	4,0	9	630	11,2	3
St1600	5,5	15	630	13	4
St1800	5,5	13,5	800	15,2	4
St2000	5,5	12	800	15,8	4
St2250	5,5	11	800	16,5	4
St2500	7,1	15	1000	18,6	5
St2800	7,1	13,5	1000	19,9	5
St3150	7,9	15	1000	22,5	6
St3500	8,4	15	1250	24	6
St4000	8,9	15	1250	27	7
St4500	9,6	16	1400	30,9	7
St5000	10,7	17	1600	33,6	8
St5400	11,2	17	1600	38,4	8
St6300	12,3	18	1600	40,9	9
St7100	13,1	19	1800	47,6	10

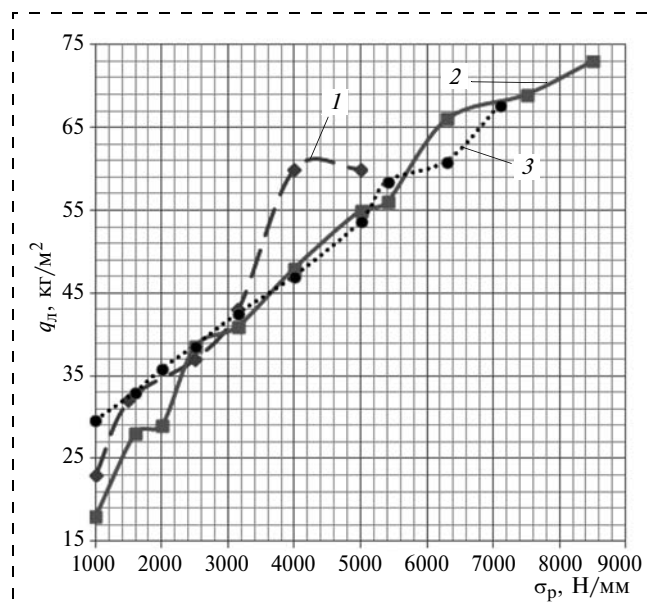


Рис. 1. Зависимость удельной массы q_d для резинотросовых лент различных производителей от расчетной прочности 1 мм несущей ширины ленты σ_p :

1 — ЗАО "Курскрезинотехника"; 2 — PHOENIX; 3 — ContiTech

ном модуле упругости E , который необходим для расчета пусковых и тормозных процессов ленточных конвейеров.

Проводить масштабные эксперименты в этом направлении достаточно затруднительно, поэтому были получены значения модулей упругости резиновых лент расчетным путем [4].

Продольный модуль упругости резинового конвейерной ленты

$$E = F_t \frac{E_0}{d_{tr}(hn)}, \text{ Н/мм}^2, \quad (1)$$

где F_t — суммарная площадь сечения тросов в ленте, м^2 ; E_0 — модуль упругости троса, $E_0 = 5,8 \cdot 10^{10} \text{ Н/м}^2$; d_{tr} — диаметр троса, м^2 ; h — шаг тросов в ленте, м ; n — число тросов в ленте, шт.

Число тросов в ленте

$$n = \frac{B - 2l}{h}, \quad (2)$$

где B — ширина ленты, м ; l — расчетное расстояние от центра крайнего троса до борта ленты, м ; h — шаг тросов в ленте, м .

Суммарная площадь сечения тросов в ленте, м^2

$$F_t = \frac{\pi d_{tr}^2 n}{4}. \quad (3)$$

Расчеты были проведены для двух типов лент: ЗАО "Курскрезинотехника" и фирмы "ContiTech", Германия, которые приведены в работе [5], а результаты представлены на рис. 2.

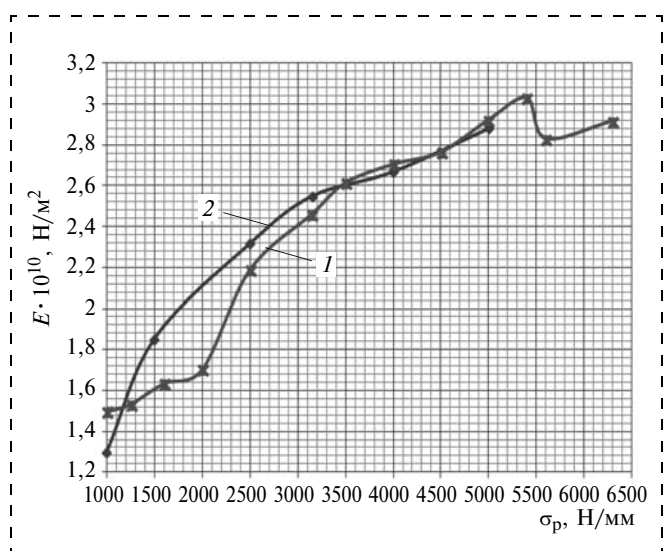


Рис. 2. Зависимость продольного модуля упругости лент E от расчетных прочностей 1 мм несущей ширины ленты σ_p : 1 — ленты ЗАО "Курскрезинотехника"; 2 — ленты St (DIN 22131/1-88)

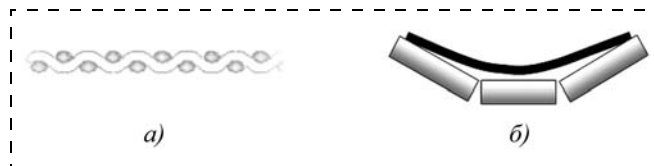


Рис. 3. Тканевое плетение типа EP и его взаимодействие с роlikопорой: а — вид тканевого плетения двухпрокладочной ленты типа EP; б — взаимодействие тканевого плетения ленты типа EP с роlikопорой

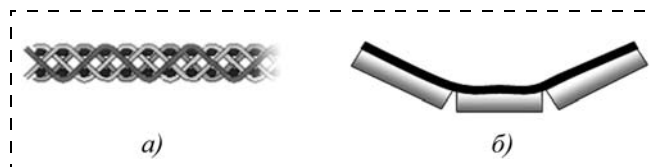


Рис. 4. Тканевое плетение прокладки ленты типа EPP и ее взаимодействие с линейной роlikопорой: а — конструкция двойного тканевого плетения; б — взаимодействие ленты двойного тканевого плетения типа EPP с роlikопорой

Резинотканевые конвейерные ленты нового поколения изготавливаются на основе современных синтетических материалов. Наиболее широкое применение получили ленты типа EP (полиэстер/полиамид) и арамидные ленты.

Специально для угольной промышленности немецкий концерн "Continental—ContiTech" [3] выпускает двухпрокладочные конвейерные ленты на основе ткани EP в трудностгораемом исполнении.

Ноу-хау такой ленты заключается в том, что при ее производстве используется специальная ткань с запатентованной конструкцией плетения (EPP), аналогов которой в мире нет.

Для примера сравним строение ткани EP и EPP. На рис. 3 показано обычное тканевое плетение типа EP и его взаимодействие с линейной роlikопорой.

Обычное тканевое плетение у многопрокладочных лент показывает достаточную поперечную жесткость даже по сравнению с двухпрокладочными лентами. На рис. 3, б показано, что в случае применения двухпрокладочной ленты, ее прилегание происходит только по краям боковых роlikов и, как следствие, такая лента имеет нестабильное прямолинейное движение по ставу конвейера.

На рис. 4 представлена конструкция двойного плетения прокладки типа EPP и взаимодействие ленты с линейной роlikопорой.

Компания "PHOENIX" (Германия) [3] также выпускает резинотканевые конвейерные ленты типа EP в соответствии с международными стандартами, причем диапазон прочностных свойств и конструктивных исполнений достаточно широк, поскольку выпускаются как однопрокладочные, так и многопрокладочные конвейерные ленты (табл. 6 и 7).

Таблица 6

Резинотканевые конвейерные ленты компании "PHOENIX"

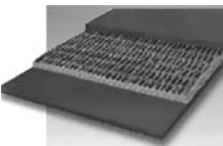
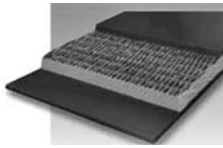
Название ленты	Конструкция	Назначение лент для подземных и открытых горных работ
DUOFLEX		Имеет основу из двух тканевых прокладок и промежуточного резинового слоя. Прочность 250...1600 Н/мм. Ширина ленты до 1600 мм
POLYFLEX		Имеет в основе цельный сложотканый каркас, благодаря чему лента обладает большим сопротивлением к нагрузкам
POLYFLEX with PHOENOTEC		Имеет более высокую поперечную жесткость и может использоваться при тяжелых режимах работы. PHOENOTEC имеет синтетический корд поперечного армирования для поглощения ударной нагрузки. Прочность 315...3150 Н/мм при ширине ленты 1600...3200 мм
UNIFLEX PVC		Однопрокладочные ленты для угольных шахт. Прочность до 3150 Н/мм, масса 36,0 кг/м ² ленты
UNIFLEX PGV		Однопрокладочная лента с высокой прочностью и высокой устойчивостью к абразивному износу. Хорошо воспринимает динамические нагрузки. Обладает повышенным сопротивлением к старению и влажности

Таблица 7

Технические характеристики многопрокладочных конвейерных лент компании "PHOENIX" на основе ткани EP

Обозначение многопрокладочных конвейерных лент "PHOENIX"	Толщина обкладок ленты, мм, верхняя:нижняя	Толщина ленты, мм	Масса 1 м ² ленты, кг, в зависимости от типа обкладки	
			тип X	тип Y
Двухпрокладочные ленты				
EP 400/2	4:2	9,5	11,0	12,5
EP 630/2	4:2	10,5	12,0	12,5
EP 800/2	4:2	11,0	12,5	13,0
Трехпрокладочные ленты				
EP 400/3	4:2	9,0	10,0	10,5
EP 500/3	6:3	12,0	13,5	14,0
EP 630/3	5:2	10,5	12,0	12,5
Четырехпрокладочные ленты				
EP 500/4	4:2	10,0	11,5	12,0
EP 630/4	6:3	13,0	15,0	15,5
EP 800/4	7:3	14,5	16,5	17,0
EP 1000/4	7:3	16,5	18,0	18,5
Пятипрокладочные ленты				
EP 800/5	5:2	12,0	14,0	14,5
EP 1000/5	6:3	14,5	17,0	17,5
EP 1250/5	8:3	19,0	21,0	21,5
EP 1600/5	10:3	22,0	25,0	25,5

Следует отметить, что по своим прочностным свойствам пятипрокладочные ленты (см. табл. 7), а также однопрокладочные ленты "UNIFLEX PVC" и "UNIFLEX PGV" достигают значений резинотканевых лент (1600...3150 Н/мм).

На основании данных, представленных в табл. 7, а также с учетом результатов исследований, полученных в работе [4], построены графики зависимости продольного модуля упругости резинотканевых лент типа EP от числа прокладок и разрывного усилия ленты σ_p , Н/мм, ширины ленты.

Анализируя графики, представленные на рис. 5, можно сказать, что у резинотканевых лент фирмы "PHOENIX" с 2 и 3 прокладками на основе ткани EP при увеличении расчетной прочности ленты σ_p , Н/мм, ее продольный модуль упругости также возрастает.

Кроме того, на рис. 5 видно, что максимальный продольный модуль упругости для лент различной прочности и разным числом прокладок находится приблизительно в одном диапазоне. Объясняется это тем, что производители конвейерных лент целенаправленно ограничивают рост продольного модуля упругости (за счет изменения конструкции сердечника), поскольку при его дальнейшем увеличении возрастает волновое сопротивление ленты и, соответственно, динамическая составляющая натяжения, возникающая при переходных процессах в контуре ленты, что негативно влияет на пуск и торможение ленточного конвейера.

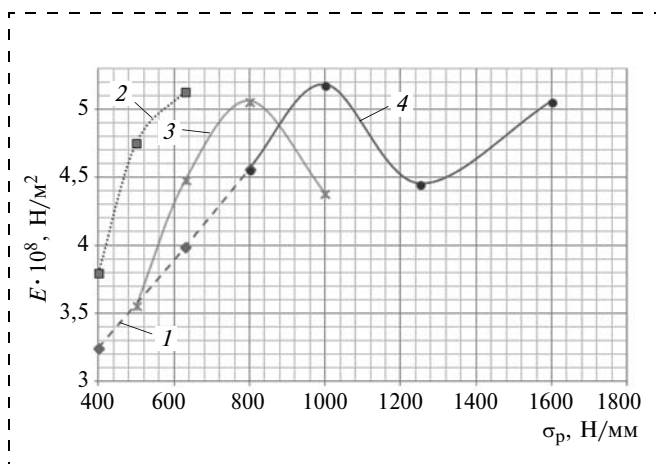


Рис. 5. Зависимости продольного модуля упругости E для резинотканевых лент с прокладками из ткани EP от расчетных прочностей σ_p и числа прокладок в сердечнике:

1 — двухпрокладочные; 2 — трехпрокладочные; 3 — четырехпрокладочные; 4 — пятипрокладочные

Максимальное разрывное усилие для многопрокладочных конвейерных лент типа ЕР имеет лента фирмы "Metso Minerals" (Швеция) — 3150 Н/мм ширины ленты (при этом ширина ленты может быть до 2400 мм).

Фирма "Metso Minerals" выпускает также многопрокладочные конвейерные ленты серии "Extra D", прокладки которых изготавливаются с применением арамидного волокна D. Такие ленты применяются при особо тяжелых режимах эксплуатации, где необходима высокая несущая способность, а также для замены лент с тросовым каркасом или когда необходимы эстакадные (приподнятые) ленты с малым весом, например на рукавах штабелеров. Ленты данного типа имеют прочность 800... 2500 Н/мм, при этом их относительное удлинение составляет всего 0,5 %.

Кроме того, фирма "Metso Minerals" (Швеция) выпускает конвейерные ленты серии "Trellex Aramid", которые имеют продольный и поперечно-продольный арамидный корд [5]. Лента сочетает в себе такие качества, как легкость и прочность внутренних слоев и имеет разнообразные обкладки, которые могут быть следующего исполнения: износостойкие, термо-, масло-, жиростойкие или огнестойкие типы, что позволяет использовать ленту в различных отраслях промышленности.

Для защиты корда от продольных разрывов или повреждений от ударов предлагается использование полиамидного брекера: типа TN или XN. На рис. 6 представлены варианты использования полиамидного брекера.

Необходимо также отметить, что все описанные выше резинотросовые и резинотканевые конвейерные ленты могут быть выполнены в энергосберегающем исполнении. Это реализуется за счет специальных конструктивных решений сердечника ленты, а также за счет компаундных добавок в ее

нижнюю обкладку, что приводит к уменьшению деформации ленты при проходе поддерживающих роликоопор и, как следствие этого, к сокращению потребления энергии ленточным конвейером в среднем на 8 %.

К большому сожалению, отечественные производители резинотканевых конвейерных лент не представляют данные о массах резинотканевых конвейерных лент в зависимости от числа прокладок и толщины обкладок. В связи с этим отсутствует возможность провести расчет вышеупомянутых величин.

Выводы

1. Линейка зарубежных конвейерных лент как резинотросовых, так и резинотканевых, значительно шире, чем российских, что отрицательно сказывается на их спросе, поскольку при выборе ленты для конкретного конвейера предпочтение отдадут ленте, имеющей запас прочности, наиболее близкий к рекомендуемому в соответствии с правилами безопасности (сделать такой выбор на базе предложения зарубежных фирм проще).

2. Из равнопрочных резинотросовых лент, имеющих разные погонные массы, предпочтения отдадут ленте с наименьшим показателем, что приведет к уменьшению потребляемой энергии приводом, а также к снижению нагрузок на металлоконструкции ленточного конвейера.

3. Ограничение по величине продольного модуля упругости конвейерных лент за счет конструктивных особенностей сердечника ленты приводит к благоприятным условиям пуска и торможения ленточных конвейеров, особенно имеющих большую длину и производительность.

Список литературы

1. Каталог лент ЗАО "Курскрезинотехника", www.krti.ru
2. Рекламные проспекты фирмы "PHOENIX CONVEYOR BELT SYSTEMS GMBH" за 2010—2011 гг.
3. Рекламные проспекты фирмы "ContiTech Transportsysteme GmbH." за 2010—2011 гг.
4. Сазанкова Е. С. Обоснование параметров ленточных конвейеров для транспортирования горной массы по пространственной криволинейной трассе с учетом пусковых режимов / Дис. ... канд. техн. наук. М., 2012.
5. Галкин В. И., Шешко Е. Е. Особенности подъема горной массы из глубоких карьеров крутонаклонными конвейерами с прижимной лентой // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2012. Специальный выпуск. С. 260—265.

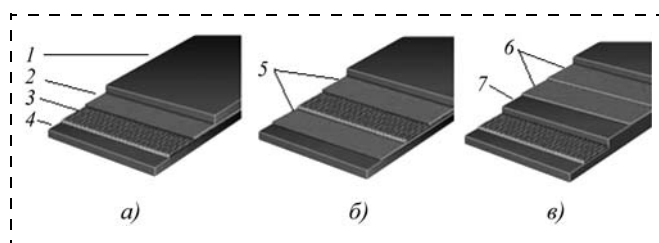


Рис. 6. Конвейерная лента с арамидным волокном и брекером: а — TN-брекер сверху; б — TN-брекер, верх и низ; в — XN-двойной брекер сверху; 1 и 4 — соответственно верхняя и нижняя обкладки ленты; 2 — TN-брекер, расположенный сверху относительно арамидного волокна; 3 — арамидное волокно; 5 — TN-брекер, расположенный снизу относительно арамидного волокна; 6 — XN-двойной брекер; 7 — дополнительная резиновая прокладка

УДК 62-83-83:621.313.3

В. В. Алексеев, канд. техн. наук, доц., **А. Е. Козярук**, д-р техн. наук, проф.,
НМСУ "Горный", г. Санкт-Петербург

E-mail: kozjaruk@mail.ru

Влияние структуры и алгоритмов САУ на энергетические и динамические показатели асинхронного привода горного оборудования

Рассмотрено влияние структуры и алгоритмов векторной и скалярной САУ на энергетические и динамические показатели асинхронного привода вращателя станка типа СБШ-250. Приведены результаты моделирования энергетики и динамики системы с помощью пакета Matlab (Simulink) и рекомендации по выбору несущей частоты автономного инвертора с широтно-импульсной модуляцией.

Ключевые слова: асинхронный двигатель, векторное управление, скалярное управление, вектор главного магнитного потока, буровой станок, преобразователь частоты с широтно-импульсной модуляцией.

V. V. Alekseev, A. E. Kozyaruk

Influence of Structure and Algorithms CAU on Power and Dynamic Parameters of an Asynchronous Drive of the Mountain Equipment

Influence of structure and algorithms vector and scalar system of automatic control and with on power and dynamic parameters of an asynchronous drive of a rotator of the machine tool such as СБШ-250 is considered. Results of modelling of power and dynamics of system with the help of package Matlab (Simulink) and are given to the recommendation at the choice of bearing frequency of the independent inverter with pulse-width modulation.

Keywords: the asynchronous engine, vector management, scalar management, a vector of the main magnetic stream, chisel machine tool, the converter of frequency with pulse-width modulation.

Асинхронный частотный электропривод находит все большее применение в горном электрооборудовании, которое работает в тяжелых условиях эксплуатации и режимах. В последние годы созданы и внедрены асинхронные приводы на карьерных самосвалах, экскаваторах с ковшем вместимостью 35 и 50 м³, буровых станках и др. Проводится модернизация бурового станка СБШ-250МНА-32 с электроприводом вращателя постоянного тока по системе "тиристорный преобразователь—двигатель" (ТП—Д). Замена привода ТП—Д на частотный электропривод с преобразователем частоты (система ПЧ—АД) и асинхронным двигателем (АД) типа 4А280S6 позволит повысить энергетические и динамические показатели [1].

Применение частотного электропривода связано с задачей выбора преобразователя частоты и алгоритмов САУ. В частотных электроприводах с системами подчиненного векторного управления (СПВУ) и скалярными системами (СПСУ) в пре-

образователе частоты используются автономные инверторы с широтно-импульсной модуляцией по синусоидальному закону на несущей частоте. Гармонический состав выходного напряжения зависит от отношения несущей частоты к частоте основного (модулирующего) напряжения и от коэффициента модуляции. При достаточно высоком отношении несущей частоты к максимальной основной частоте выходное напряжение часто принимают синусоидальным. Требование по точности поддержания скорости (5...7) % может быть выполнено как в векторной, так и в скалярной системах.

Исследование КПД и коэффициента мощности K_m АД при частотном регулировании выполняется при моделировании СПВУ и СПСУ с помощью пакета Matlab 6.5 Simulink с использованием системы дифференциальных уравнений, описывающих переходные процессы в асинхронной двухфазной машине во вращающейся системе координат [2—4].

Определение энергетических показателей асинхронного двигателя, представленного моделью АД на основе уравнений Горева—Парка происходит с точностью, зависящей от полноты и способа представления математической модели. Учет зависимости потерь в стали, механических и добавочных потерь в стали от частоты вращения представляется достаточно сложной задачей. Для мощных двигателей потери относительно малы. Потери, отнесенные к нагрузке, не превышают 4 % и их можно в первом приближении принять неизменными. Эти потери приняты одинаковыми для моделей СПВУ и СПСУ.

Исследования проводились для электропривода вращателя с асинхронным двигателем 4А280S6. Этот двигатель мощностью 75 кВт, $K_M = 0,89$, КПД = 0,92 при использовании в приводе вращателя бурового станка типа СБШ250МНА-32 обеспечивает в том числе снижение массы мачты (масса АД 780 кг, масса двигателя постоянного тока 925 кг).

Модели СПВУ и СПСУ представлены на рис. 1 и 2. Структура модели преобразователя частоты ПЧ позволяет получать синусоидальное выходное напряжение и напряжение с синусоидальным законом по несущей частоте (ШИМ). ПЧ в моделях

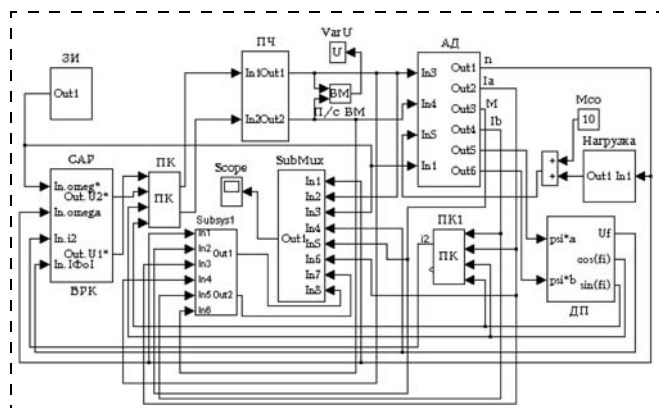


Рис. 1. Система подчиненного векторного управления асинхронным приводом с опорным вектором Ψ_0

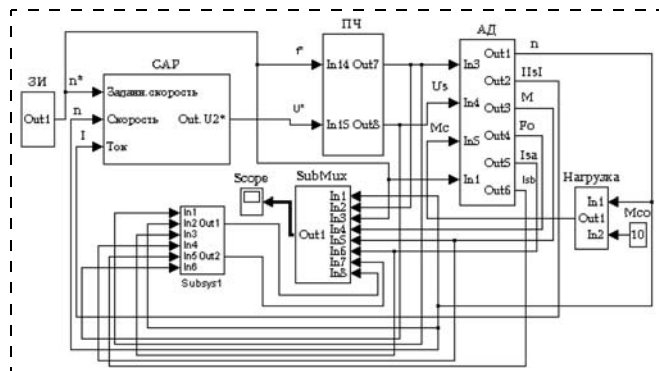


Рис. 2. Система подчиненного скалярного управления асинхронным приводом

имеют равный коэффициент передачи и запас по напряжению 15 %.

В СПВУ с опорным вектором главного потокосцепления двигателя Ψ_0 , при стабилизации $|\Psi_0|$ ($|\Psi_0| \leq |\Psi_{0\text{ном}}|$), регулирование составляющей вектора тока статора I_{s2} обеспечивает управление электромагнитным моментом и, следовательно, скоростью вращения в переходных и установившихся режимах при лучших энергетических показателях. Система регулирования (САР) модели СПВУ (см. рис. 1) содержит канал управления скоростью ω и канал управления модулем главного потокосцепления $|\Psi_0|$. Канал управления скоростью с задатчиком интенсивности (ЗИ) является двухконтурным и содержит внутренний контур регулирования составляющей тока i_{s2} , определяющей момент двигателя. Канал управления $|\Psi_0|$ — одноконтурный. Преобразователи координат ПК, ПК1 и датчик ДП (векторный анализатор) — типовые блоки. Настройка ПИ-регуляторов САР СПВУ с опорным вектором главного потокосцепления по условиям технического оптимума проводится по методике, изложенной авторами в публикациях [2, 3]. SubMux объединяет сигналы для подачи на Scope. В скалярной системе управления по рис. 2 момент АД, определяемый произведением магнитного потока Φ_m на активную составляющую тока I_2 ротора $M = c_m \Phi_m I_2 \cos \psi_2$, формируется изменением модулей векторов тока и потока.

В модели САР СПСУ два канала управления. Канал управления напряжением двухконтурный и содержит внешний контур, работающий по сигналу ошибки скорости ω , а внутренний контур — по сигналу ошибки тока статора АД. ПИ-регуляторы скорости и тока настроены также как в СПВУ. Во втором канале частота напряжения АД задается пропорционально заданию скорости. Модель двигателя с учетом насыщения магнитной системы определяет реальную колебательность момента в переходном режиме пуска СПСУ [2].

Для исследуемого типа привода момент холостого хода АД принят постоянным ($M_0 = 10 \text{ Н} \cdot \text{м}$). Приведенный момент инерции $J = 3,0 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. При углублении на 32 м момент инерции увеличивается на $0,2 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Для определения значения K_M в широком диапазоне амплитуд и частот использовалась подсистема Subsys 1, представленная на рис. 3. Подсистема содержит векторные анализаторы VA1, VA2, которые выделяют нормированные единичные составляющие ($|A| = 1$) векторов токов I_s ($\sin(fi)$; $\cos(fi)$) и напряжений U_s ($\sin(fi)^*$; $\cos(fi)^*$), а также тригонометрическое сравнивающее устройство ТСУ, вычисляющее косинус разности фаз этих величин $|A| \cos((fi) - (fi)^*) = |A| (\sin(fi)^* \sin(fi) +$

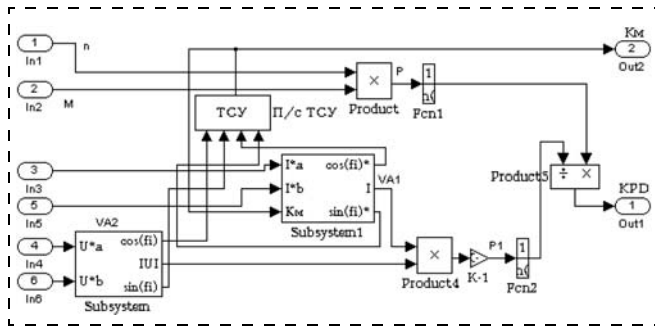


Рис. 3. Подсистема Subsyst 1

+ $\cos(fi)\cos(fi)^*$ [2]. Здесь fi^* и fi — мгновенные фазы векторов U_s и I_s .

Апериодические фильтры $Fcn1$ и $Fcn2$ снижают амплитуду высокочастотных колебаний на выходе осциллографа (Score на рис. 1 и 2), делая отдельные графики различимыми.

На первом этапе исследовалось изменение КПД и K_M АД в СПВУ, СПСУ при пуске и работе с номинальным моментом при синусоидальном выходном напряжении ПЧ.

На рис. 4 и 5 для СПВУ и СПСУ (соответственно для схем на рис. 1 и 2) представлены процессы пуска АД 4А280S6 с темпом 200 рад/с^2 (время пуска $t_{\text{п}} = 0,5 \text{ с}$). Для сравнения заметим, что каталожная длительность прямого пуска этого двигателя при отсутствии нагрузки на его валу составляет $t_{\text{п0}} = 0,25 \text{ с}$.

На графиках, представленных на рис. 4 и 5, как и на всех последующих, сверху вниз представлены: ток статора I_s , заданная скорость, действительная скорость ω , K_M , КПД, модуль потокосцепления $|\Psi_0|$, момент M , напряжение U_s . По оси абсцисс представлено время от 0 до 1 с (с интервалами 0,1 с). По оси ординат — значения величин в диапазоне от -20 до 120 (с интервалами 20).

Из рис. 4 и 5 следует, что динамическая ошибка в скалярной системе больше, чем в векторной, для которой действительная и заданная скорости практически совпадают.

Практически в течение всего процесса пуска в СПВУ КПД выше, чем в скалярной системе. При этом отличие наиболее существенно в начале пуска и достигает 4-кратного в момент времени $t_1 = 0,1 \text{ с}$ и 25 % в момент $t_2 = 0,4 \text{ с}$.

В СПВУ в процессе пуска K_M сохраняется на уровне номинального значения. В СПСУ, где не контролируются фазо-

вые сдвиги векторов, а магнитный поток не остается постоянным, K_M в процессе пуска изменяется, причем разность максимального и минимального значений составляет 0,36, но среднее значение близко к номинальному.

На втором этапе для исследования влияния отношения несущей частоты к частоте основного выходного напряжения на такие показатели, как КПД и K_M , в переходных и установившихся режимах в системах, представленных на рис. 1, 2, использована структура ПЧ, обеспечивающая напряжение с синусоидальным законом по несущей частоте (ШИМ) [2].

Учитывая умеренные требования по динамике к приводу вращателя бурового станка и значительные величины момента инерции электропривода, высоким значениям несущей частоты уделено меньше внимания. Основное внимание при исследовании было сосредоточено на процессах при отношении несущей частоты f_0 к максимальной частоте ПЧ $f_1 = 50 \text{ Гц}$ ($\xi = f_0/f_1$) не более 60. Вместе с тем было отмечено, что даже при отсутствии учета коммутационных процессов в силовых вентилях ПЧ уже при $\xi > 80$ наблюдается снижение КПД.

Разная структура систем при использовании алгоритма векторного и скалярного управления в качестве рабочей гипотезы предполагала разный нижний уровень критической несущей частоты в СПВУ и СПСУ.

На рис. 6 и 7 представлены процессы изменения КПД и коэффициента мощности моделей СПВУ и СПСУ при пуске и работе с номинальной нагрузкой и несущей частоте напряжения ПЧ 3 и 1,5 кГц соответственно.

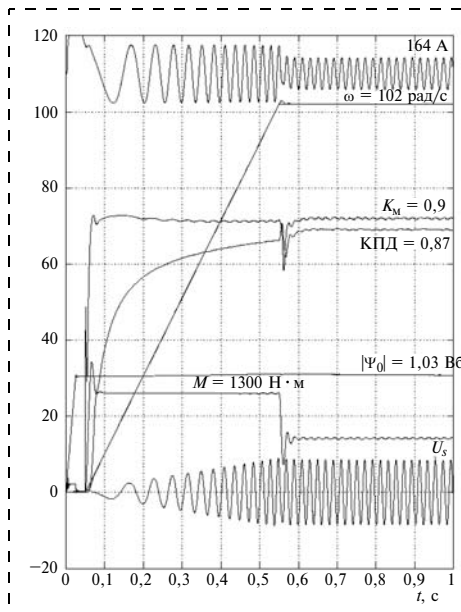


Рис. 4. Пуск СПВУ

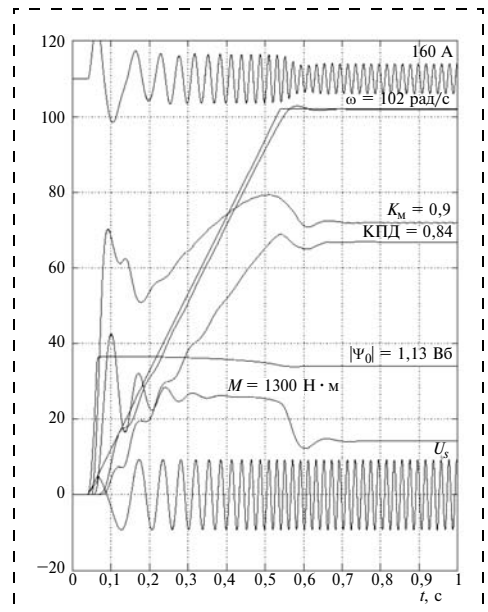


Рис. 5. Пуск СПСУ

Сравнивая процессы на рис. 4 и 6, а также на рис. 5 и 7, можно заключить, что при данных несущих частотах КПД и коэффициент мощности остаются такими же, как при синусоидальном напряжении ПЧ.

Для рассматриваемого частотного привода при уменьшении несущей частоты ниже 1,5 кГц возрастают колебания момента и скорости. Это видно на рис. 8 и 9, где представлены процессы в СПВУ и СПСУ при граничной несущей частоте 0,75 и 0,5 кГц соответственно.

Для несущих частот 0,5...0,75 кГц колебания скорости находятся на уровне перерегулирования при пуске систем, настроенных на технический и скорректированный оптимум.

Из графиков, представленных на рис. 9, следует, что среднее значение КПД при несущей частоте

0,5 кГц снижается, составляя при номинальной скорости АД 0,79 (размах колебаний 0,65...0,93) и такие частоты не могут быть рекомендованы для применения.

Следовательно, моделирование показало, что в зависимости от типа исследуемых систем управления приводами с двигателем 4А280S6 для вращателя бурового станка СБШ-250МНА-32, преобразователь с синусоидальной ШИМ и максимальной частотой основного выходного напряжения $f_1 = 50$ Гц для получения колебаний скорости менее 5 % должен иметь несущую частоту $f_0 = 1,5...3$ кГц.

Для использования выявленных при моделировании более высоких энергетических и динамических показателей СПВУ преобразователь должен иметь несущую частоту $f_0 \geq 1,5$ кГц.

По результатам исследований можно сделать следующие выводы.

1. Для существующего станка СБШ-250МНА-32 может быть использован электропривод вращателя со скалярным управлением.

2. Для полностью модернизируемого станка (современная конструкция и оборудование) рекомендуется электропривод с векторным управлением, обеспечивающим более высокий КПД.

3. Для преобразователя частоты с ШИМ рекомендуется несущая частота f_0 не ниже 1,5 кГц.

Список литературы

1. Энергетические показатели электроприводов буровых станков / Алексеев В. В., Вершинин В. И., Козярук А. Е., Язев В. Н. // Тр. 9-й Международной науч.-практ. конф. "Освоение минеральных ресурсов Севера: проблемы и решения. Воркута. 2011. С. 232—235.
2. Алексеев В. В., Козярук А. Е., Загрянный Э. Д. Электрические машины. Моделирование электрических машин приводов горного оборудования. СПб.: СПГТИ, 2006. 58 с.
3. Выбор системы координат при реализации алгоритма векторного управления асинхронным электроприводом / В. В. Алексеев, А. Е. Козярук, В. В. Рудаков, В. Н. Язев // Электротехника. 2010. № 12. С. 2—9.
4. Алексеев В. В., Язев В. Н. Динамические и энергетические показатели систем управления асинхронным приводом горного оборудования // Записки горного института. СПб.: Изд-во С.-Петербург. гос. горн. ин-т им. Г. В. Плеханова, 2008. Т. 178. С. 116—119.

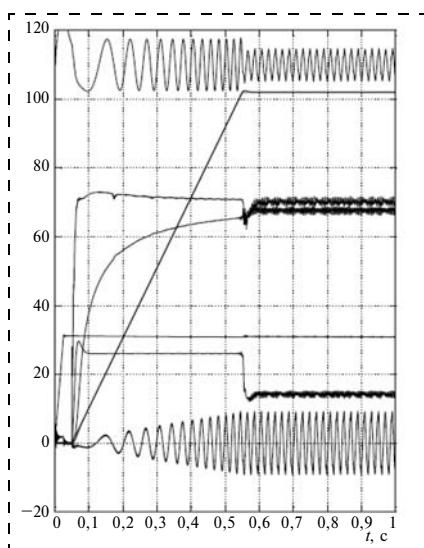


Рис. 6. Пуск СПВУ с ШИМ-преобразователем ($f_0 = 3$ кГц)

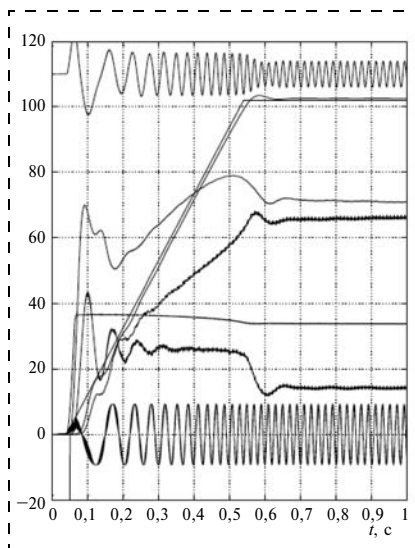


Рис. 7. Пуск СПСУ с ШИМ-преобразователем ($f_0 = 1,5$ кГц)

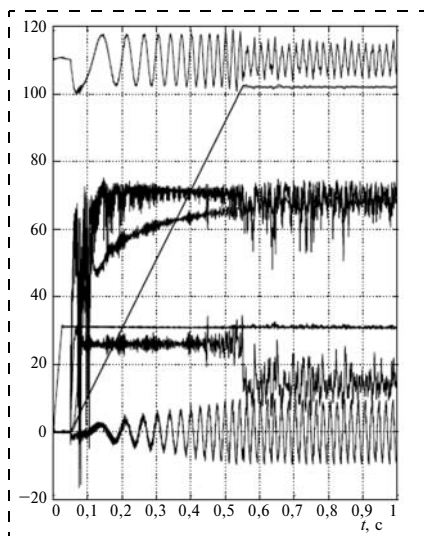


Рис. 8. Пуск СПВУ с ШИМ-преобразователем ($f_0 = 0,75$ кГц)

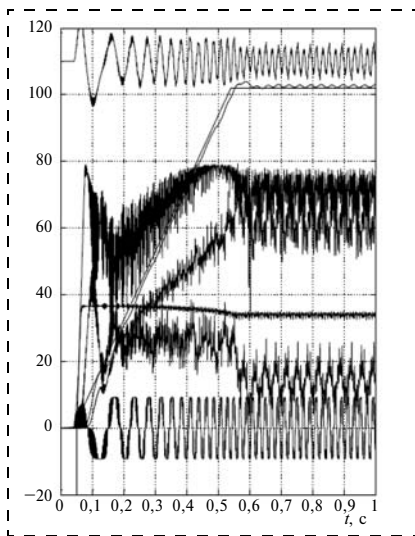


Рис. 9. Пуск СПСУ с ШИМ-преобразователем ($f_0 = 0,5$ кГц)

Электроснабжение геологоразведочных работ с использованием гибридных электростанций

Рассмотрена возможность энергообеспечения геологоразведочных работ с помощью электротехнического комплекса с фотоэлектрической станцией. Представлены результаты анализа технического потенциала солнечного излучения на территории России. Проведен анализ характера энергопотребления геологоразведочных работ. Предложена структурная схема комплекса и выбраны его рациональные параметры.

Ключевые слова: геологоразведочные работы, энергоснабжение, гибридная электростанция, возобновляемые источники энергии, технический потенциал солнечной энергии.

E. V. Yakovleva

Electrosupply of Prospecting Works with Use of Hybrid Power Stations

This article describes the opportunity of power supply of prospecting works with the help of an electrotechnical complex with photo-electric station. Results of the analysis of technical potential of sunlight at the territory of Russia are submitted. The analysis of character energy consumption prospecting works is lead. The block diagram of a complex is offered and his rational parameters are chosen.

Keywords: prospecting works, power supply, hybrid power station, alternative energy, solar energy gross technical potential.

Геологоразведочные работы (ГРП) на территории России в основном проводятся в регионах, где отсутствует централизованное электроснабжение, а стоимость 1 кВт·ч электроэнергии значительно превышает аналогичный показатель в европейской части страны. С каждым годом фронт работ продвигается в труднодоступные районы с тяжелыми климатическими условиями. Институтом минералогии, геохимии и кристаллохимии редких элементов (ИМГРЭ) были разработаны карты геологоразведочных работ по редким металлам на территории России. Согласно этим картам Дальний Восток России, Иркутская область, Республика Саха обладают большим потенциалом для ведения геологоразведочных работ [1].

В настоящее время больше половины электроэнергии, потребляемой при ведении ГРП, генерируется местными электростанциями [2]. Основным источником электрической энергии в таких условиях являются автономные дизельные электростанции (ДЭС). Стоимость 1 кВт·ч, вырабатываемого ДЭС, достигает 150 руб. Оплата за доставку привозного топлива для ДЭС превышает 200 % его оптовой стоимости и составляет значительную часть эксплуатационных расходов на вы-

работку энергии. Недостатками ДЭС также являются ограничение длительности непрерывной работы и трудоемкость технического обслуживания. Поэтому задача минимизация затрат на электроснабжение ГРП за счет использования гибридного электротехнического комплекса с фотоэлектрической станцией (ФЭС) прямого преобразования является актуальной. Решение ее также способствует повышению безопасности жизнедеятельности при проведении ГРП [3].

Для сравнительного анализа эффективности применения различных фотоэлектрических элементов наземного применения были выбраны:

- кремниевый фотоэлемент, выращенный по методике Чохральского (MCZ-crystalline) [4];
- кремниевый фотоэлемент, выращенный бестигельным зонным плавлением (FZ-crystalline) [4];
- трехслойный солнечный элемент на основе GaInP/GaAs/Ge, работающий на концентрированном солнечном излучении [4].

Также для исследования были выбраны монокристаллический солнечный фотоэлектрический модуль SUNPOWER [5] и поликристаллический солнечный фотоэлектрический модуль ET MODULE Poly [6].

Основные параметры солнечных элементов

Тип элемента	КПД, %	U_{xx} , В	I_{k3} , мА	FF , %
GaInP/GaAs/Ge*	34,7	—	—	—
Si-cell MCZ-crystalline*	24,5	0,704	41,6	83,5
Si-cell FZ-crystalline*	21,5	0,678	39,5	80,3
ET-P672275	14,17	43,78	$7,96 \cdot 10^3$	—
e19/238 solar panel by SUNPOWER	19,1	48,5	$6,25 \cdot 10^3$	—

* Солнечные элементы, полученные экспериментально.

Выбор данных элементов обоснован тем, что они имеют различные параметры (см. таблицу) и могут проиллюстрировать динамику изменения эффективности применения в различных условиях.

В таблице приняты следующие обозначения:

КПД — коэффициент полезного действия панели;

U_{xx} — напряжение холостого хода;

I_{k3} — ток короткого замыкания;

FF — фактор заполнения, $FF = \frac{I_n U_n}{I_{k3} U_{xx}}$, где I_n и

U_n — номинальное значение тока и напряжение панели.

В настоящее время с 1 м^2 поликристаллических модулей (ET MODULE Poly), расположенных горизонтально, теоретически возможное значение технического потенциала при нестабильных погодных условиях в среднем составляет $85 \text{ кВт} \cdot \text{ч/год}$ (не учитывая зоны полярной ночи). Расчеты выполнялись на основании актинометрических данных климатических атласов, а также с пересчетом по значениям солнечного излучения, приходящего на 1 м^2 горизонтальной поверхности в течение последних нескольких лет. Результаты пересчета по данным спутников NASA [7] отличаются в большую сторону в среднем на 5 %. Согласно данным спутника, для Якутии, на территории ко-

торой проводится большой объем геологоразведочных работ на различные металлы, технический потенциал солнечной энергии в ясную погоду, учитывая, что количество солнечных дней на территории региона сравнимо с югом Италии, составляет более $100 \text{ кВт} \cdot \text{ч/м}^2$ в год.

Для определения технического потенциала ФЭС при горизонтальной установке солнечных модулей мощностью 10 кВт (площадь элементов 53 м^2), расположенной в различных районах, было произведено районирование территории России. Для этого была выбрана сетка из 11 участков, в каждом из которых находится город. Участки выбраны в целях максимально охвата карты России с Севера на Юг и с Востока на Запад. Учитывалась вариация параметров солнечного излучения в зависимости от широты и долготы размещения ФЭС. При выборе участков учитывались прогнозы ИМГРЭ. Усредненный коэффициент затенения F_k был принят равным 0,8. Коэффициент затенения определяется как отношение выходных параметров частично затененной батареи произвольной формы и размеров к гипотетическим выходным параметрам такой же незатененной батареи [8]. Значение F_k обусловлено как затенением поверхности солнечных модулей из-за переменных погодных условий, так и за счет возможного старения или появления отдельного дефектного солнечного элемента фотоэлектрической панелей, а также различными значениями отражающей поверхности окружающей среды, которые влияют на величину рассеянного солнечного излучения. В статье рассмотрена солнечная установка с горизонтальным расположением фотоэлектрических панелей. Это обосновано тем, что для первичной оценки эффективности использования солнечного излучения как источника энергии достаточно значений солнечной энергии, приходящейся на горизонтальную площадку. В дальнейшем будет рассмотрено оптимальное расположение фотоэлектрических модулей (ФЭМ).

На рис. 1 представлена диаграмма, отражающая зависимость технического потенциала от координат размещения ФЭС для различных фотоэлектрических элементов.

На диаграмме видно, что использование фотоэлектрических элементов [5] достигает максимальной эффективности в регионах, лежащих в пределах $43...55^\circ$ северной широты, значение технического потенциала солнечного излучения находится в пределах $7000...8800 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$ для 53 м^2 (площадь 42 модулей, входящих в состав ФЭС мощностью 10 кВт). Ре-

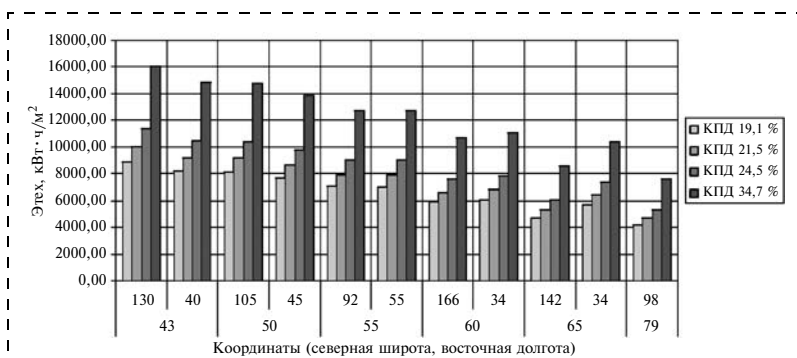


Рис. 1. Диаграмма годового технического потенциала солнечной энергии на территории России ФЭС площадью 53 м^2

гионы, лежащие в пределах $60...80^\circ$ северной широты, обладают техническим потенциалом солнечной энергии $6000...4150 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$ для такой же площади фотоэлектрических модулей.

При повышении эффективности КПД элементов значение технического потенциала, снимаемого с такой же площади, будет лежать в пределах $7500...16000 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/53 \text{ м}^2$.

Средняя потребляемая мощность распространенных буровых установок (БУ) при бурении на твердые полезные ископаемые (УКВ-4, УКВ-6) составляет без обогрева 18 и $22,2 \text{ кВт}$, а с приборами обогрева — $38,6$ и $49,2 \text{ кВт}$. Аппаратура контроля и управления БУ включает в себя контрольно-измерительную аппаратуру "Курс-411" (до 1 кВт), шкаф управления (до 1 кВт), устройство для смазки колонны ($1,26 \text{ кВт}$). В БУ, где предусматривается подогрев, добавляются еще такие потребители, как обогреваемый подсвечник (2 кВт), шесть электропечей ТП-10-2 (по 1 кВт), электрокалорифер типа "ВУЛКАН" ($18...25 \text{ кВт}$), электроводонагреватели НЭ-1В (9 кВт), общая номинальная мощность которых составляет для крупных установок $35...42 \text{ кВт}$. Освещение 220 В , аварийное 24 В [9].

При разведке месторождений с использованием станков ударно-канатного бурения установленная мощность потребителей участка с одним станком составляет $40...45 \text{ кВт}$ [9].

Максимальное потребление поселка ГРП составляет $30000 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$ в зимние месяцы. Летом энергопотребление снижается на 30% и составляет $20000 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$ в месяц.

Анализ графиков нагрузки ГРП проводился на примере одной из геологоразведочных экспедиций (Магаданская область).

Ниже представлен характер энергопотребления ГРП Дукатской геологоразведочной экспедиции:

годовой расход, $\text{МВт} \cdot \text{ч}$	6181
средняя мощность, МВт	0,698
максимальная мощность, МВт	1,3
время использования максимума T_m , с	4697
коэффициент заполнения графика $K_{з.г}$	0,54

Для обеспечения электроэнергией всей партии ГРП от ФЭС необходимо 29330 фотоэлектрических модулей номинальной мощностью 238 Вт каждый и общей площадью 36366 м^2 . Для обеспечения электроэнергией ГРП с одной БУ необходимо 380 аналогичных ФЭМ общей площадью 468 м^2 . Кроме того, для энергообеспечения потребителей в случае плохих погодных условий необходимо дополнять ФЭС дизельной электростанцией и блоком аккумуляторных батарей. Поэтому обеспечение электроэнергией, получаемой только от

ФЭС всей партии ГРП на сегодняшний день в условиях климата России, технически трудно реализуемо. Использование фотоэлектрических модулей в составе гибридного комплекса целесообразно для обеспечения электроэнергией средств контрольно-измерительной аппаратуры, системы управления БУ, освещения, а также базовых нужд (рабочих поселков) геологоразведочной партии. При суммарной мощности 10 кВт необходима ФЭС из 42 ФЭМ по 238 Вт с общей площадью 53 м^2 , КПД ФЭМ — $19,1 \%$. Для упрощения конструкции целесообразно использовать ФЭС с изменением ориентации ФЭМ 2 раза в год (для высоких широт). В летний период ФЭМ устанавливаются горизонтально поверхности, в зимний — под углом, равным широте, на которой установлена ФЭС.

Структурная схема электротехнического комплекса, удовлетворяющего нужды ГРП с ФЭС, и алгоритм его работы приведены на рис. 2.

В состав комплекса входят:

ФЭМ — фотоэлектрические поликристаллические модули, $40 \times 250 \text{ Вт}$;

САУ — система управления комплексом, в которую входят: ДИН — датчик поступающей инсоляции на ФЭМ, ДЗП — датчик затенения поверхности и программируемый контроллер;

контроллер заряда аккумуляторных батарей (АКБ); блок АКБ;

ДЭС — дизель-генератор, 30 кВт ;

инвертор напряжения;

коммутатор.

Схема работает следующим образом: в летний период в рассматриваемом регионе значение солнечного излучения достигает своего максимального значения. ФЭМ вырабатывают электрическую энергию, которая накапливается в АКБ 1 и АКБ 2. Процесс заряда и разряда АКБ управляется контроллером заряда. В системе САУ на контроллер

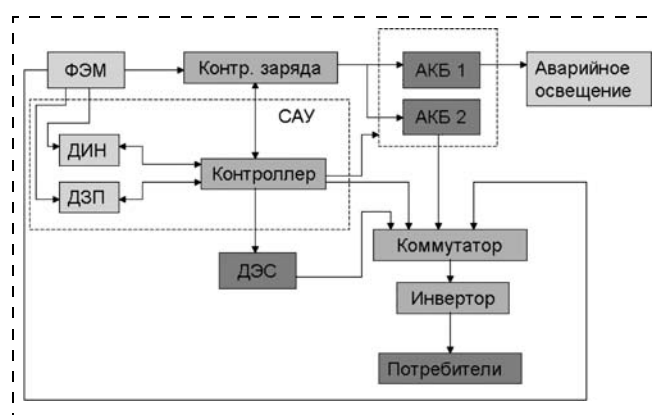


Рис. 2. Структурная схема электротехнического комплекса для электроснабжения ГРП

непрерывно поступает информация с датчиков инсоляции и датчиков затенения поверхности ФЭМ. В зависимости от показателей САУ регулирует согласованную работу ФЭМ и ДЭС. В момент максимальной инсоляции и полностью заряженных АКБ контроллер подает сигнал на коммутатор, который переключает электропитание потребителя напрямую от ФЭМ. Недостаток мощности компенсируется выработкой электроэнергии ДЭС. В случае недостаточной освещенности электропитание осуществляется от АКБ 2. АКБ 1 постоянно заряжен и обеспечивает электроэнергией систему аварийного освещения. В случае полностью разряженных аккумуляторов контроллер отключает потребителя от ФЭМ и идет заряд АКБ 2. В этом случае электропитание осуществляется от ДЭС. Алгоритм работы представлен на рис. 3.

Оценка эффективности представленной структуры и алгоритма функционирования ФЭС производилась в лабораториях и на установке Solarlab [10] в Национальном минерально-сырьевом университете "Горный" [11]. Эффективность работы предложенной схемы электротехнического комплекса подтверждается результатами эксплуатации ФЭС в Якутии, где в 2011 г. был проведен запуск первой солнечной электростанции мощностью 10 кВт для электроснабжения поселка Батамай под руководством компании "СахаЭнерго". ФЭС в летний период вырабатывает до 1000 кВт·ч электроэнергии в месяц [12].

Теоретически возможная величина технического потенциала на территории рассматриваемых

регионов в ближайшие 5 лет в среднем увеличится в 2 раза и составит 200 кВт·ч/м² в год с учетом роста технологий производства фотоэлектрических элементов, а именно с повышением КПД преобразования солнечного излучения в электрическую энергию. Ожидается серийное производство ФЭМ с КПД до 45 %, что позволит расширить применение ФЭС на ГРП [4].

Список литературы

1. **IMGRE** [электронный ресурс]: карты. URL: http://www.imgre.ru/_detail/maps:grprm.jpg. (<http://www.imgre.ru>), дата обращения 30.10.2012 г.
2. **Лимитовский А. М.** Электрооборудование и электроснабжение геологоразведочных работ. М.: Издательство А и Б, 1998. 304 с.
3. **Указ Президента РФ № 899 от 7.07.2011** "Об утверждении приоритетных направлений развития науки, технологий и техники в Российской Федерации и перечня критических технологий Российской Федерации".
4. **Progress in photovoltaics: research and applications** Prog. Photovolt: Res. Appl. 2006; 14:45—51 Published online in Wiley InterScience (www.interscience.wiley.com). DOI: 10.1002/pip.686
5. **Solar.Ypsi** [Электронный ресурс]: Data, URL: http://solar.ypsi.com/documents/403Huron/SunPower_238E_Data_Sheet.pdf (06.12.12).
6. **Etsolar** [Электронный ресурс]: техническая документация сайта фирмы-производителя. URL: <http://www.etsolar.com/upload/Product/2012092307015440.pdf> (05.10.2012).
7. **Atmospheric Science Data Center** [электронный ресурс]: NASA Surface meteorology and Solar Energy: Data Subset, URL: <http://eosweb.larc.nasa.gov/cgiin/sse/subset.cgi?email=em88mi@gmail.co>
8. **Раушенбах Г.** Справочник по проектированию солнечных батарей: пер. с англ. М.: Энергоатомиздат, 1983. 42 с.
9. **Лимитовский А. М., Меркулов М. В., Косьянов В. А.** Энергообеспечение технологических потребителей геологоразведочных работ. М.: Федеральное агентство по образованию РФ, Российский государственный геологоразведочный университет им. С. Орджоникидзе, 2008. 135 с.
10. **"Solar Lab" SL.305-1.** Лабораторный стенд, руководство пользователя. Bio Art, 2012.
11. **Яковлева Э. В., Абрамович Б. Н.** Анализ применения фотоэлектрических станций на объектах горнодобывающей промышленности на территории России (тезисы), XLI Неделя науки СПбГПУ, 2012. С. 114—116.
12. **ОАО "СахаЭнерго"** [электронный ресурс]: новости, "Солнечная электростанция в поселке Батамай на ТК "Вести 24" от 11.09.2012 г.", URL: http://sakhaenergo.ru/index.php?option=com_content&task=view&id=604&Itemid=1 (<http://www.sakhaenergo.ru>), дата обращения 07.11.2012.

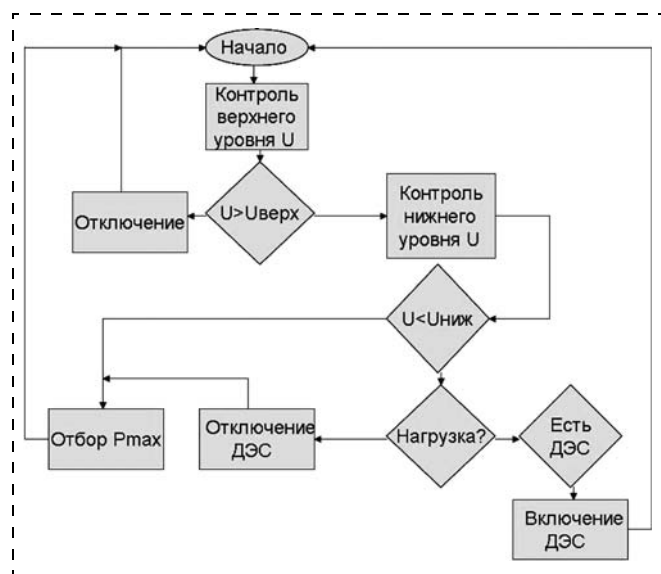


Рис. 3. Алгоритм работы электротехнического комплекса для электроснабжения ГРП

УДК 622.73

Ю. А. Лагунова, д-р техн наук, проф., А. В. Орочко, асп., УГГУ,
С. А. Червяков, канд. техн. наук, директор по продажам,
А. В. Груздев, техн. директор дивизиона "Горное оборудование" ОАО "Уралмашзавод", г. Екатеринбург
E-mail: yu.lagunova@mail.ru

Технические и технологические показатели конусных дробилок мелкого дробления

Рассмотрены вопросы совершенствования конструкции конусных дробилок и обозначены пути их реализации.

Ключевые слова: конусная дробилка, дробление "в слое", регулирование разгрузочной щели.

Yu. A. Lagunova, A. V. Orochko, S. A. Chervyakov, A. V. Gruzdev

Technical and Technological Parameters of Cone Crusher of the Crushing

Considered to a question of improvement of the construction cone crusher and mark of course realization of a plan there.

Keywords: cone crusher, crushing in layer, regulation of off-load chink.

Конусные дробилки мелкого дробления являются основным технологическим оборудованием, обеспечивающим получение качественного продукта как при переработке руд черных и цветных металлов, так и при производстве горно-химического сырья и нерудных материалов. Поэтому в зависимости от вида перерабатываемого материала и его физико-механических свойств требования к качеству продукта весьма различны, что обуславливает изменение как режимных параметров дробления, так и конструктивной схемы дробилки.

В мировой практике рудоподготовки появляются новые конструктивные решения конусных дробилок. Это обуславливается как значением такого вида оборудования в цикле рудоподготовки (универсальность и высокая производительность конусных дробилок), так и внутренними резервами развития конструкций.

Анализ конструкций различных типов конусных дробилок и патентной литературы по этому виду оборудования показывает (табл. 1), что направления совершенствования конструкций определяются не только функциональным (крупного, среднего, мелкого дробления), но и технологическим (использование для рудоподготовки, для нерудных материалов, в производстве щебня, в переработке шлаков) назначением дробилок [1].

В традиционных конструкциях дробилок типа КМД реализуется способ дробления "кусоч о брону", характеризующийся высокой степенью управляемости и стабильности рабочего процесса. Ко-

Таблица 1
Направления совершенствования конусных дробилок

Направления совершенствования конусных дробилок	Пути реализации
1. Снижение энергоёмкости дробления и повышение производительности	1.1. Разработка конструкций с рациональными параметрами камер дробления. 1.2. Изменение характера относительного движения дробящих конусов. 1.3. Внедрение средств дозировки питания. 1.4. Разработка средств активного распределения питания. 1.5. Разработка устройств для регулирования разгрузочной щели. 1.6. Разработка устройств, обеспечивающих регулирование режимных параметров
2. Повышение надежности	2.1. Снижение динамических нагрузок и уравнивание масс. 2.2. Разработка амортизационных систем. 2.3. Повышение работоспособности эксцентрикового узла. 2.4. Разработка эффективных систем привода дробилки
3. Интенсификация процесса дробления, получение заданного продукта	3.1. Регулирование величины дробящего усилия в зависимости от физико-механических свойств дробимого материала. 3.2. Изменение характера напряженного состояния дробимого материала

нежная крупность дробленого материала, а также производительность дробилки предопределяются шириной разгрузочной щели. При этом устойчивый режим дробления, исключающий перегрузку деталей и узлов дробилки, достигается при размерах разгрузочной щели, исключающих прессование дробимого материала. Стремление уменьшить крупность продукта дробления при одновременном росте производительности дробилки привело к реализации способа дробления "в слое" (или "кусок о кусок") в модернизированных дробилках, приспособленных для работы под завалом.

В модификациях дробилок фирмы "Nordberg" существенно повышены установочная мощность приводных двигателей и прочностные характеристики деталей дробилок в целом. Это сопровождается повышением эксплуатационных расходов и стоимости машины.

Интерес представляет сравнение дробилок фирм "Nordberg" (модель Саймонс) и "Svedala" (модель Хайдрокоп), как наиболее распространенных в мировой практике.

Дробилки типа Саймонс должны обеспечивать равномерное распределение дробимого материала по диаметру камеры дробления, обеспечение "рыхлого" распределения дробимого материала в камере дробления, уменьшение габаритов дробилки по высоте. Это достигается отсутствием траверсы дробящего конуса и наличием распределительной (загрузочной) тарелки, которая препятствует "прямому" попаданию дробимого материала в камеру дробления.

В модели Хайдрокоп отражаются тенденции совершенствования рабочего процесса, заключающиеся в его интенсификации и реализации дробления "в слое". Создание условий для внутрислойного дробления достигается образованием над дробящим пространством "шапки" из разрушаемого материала. В этом случае отпадает необходимость в загрузочной тарелке, создаются условия для равномерного износа брони и технологические показатели дробилок становятся в меньшей степени зависимыми от ширины разгрузочной щели дробилки.

Кафедра горных машин и комплексов Уральского государственного горного университета с момента ее образования совместно со специалистами ОАО "Уралмашзавод" проводят работы в области совершенствования конструкций дробильно-размольного оборудования. Разрабатывают как новые конструктивные решения, так и модели для проведения исследований. Одно из направлений исследований — совершенствование конструкции конусных дробилок.

Способ дробления "в слое" реализуется и в конусных инерционных дробилках типа КИД (конструк-

тивная схема НПК "Механообр-Техника"), для которых такой способ дробления является основным.

ОАО "Уралмашзавод" производит широкий спектр конусных гирационных дробилок мелкого дробления, в том числе для рудоподготовительных операций на основе базовых моделей для тонкого дробления (КМД-1750Т, КМД-2200Т и КМД-3000Т), выпускает новые модели КМД-2200Т4, КМД-2200Т5, КМД-2200Т6 и КМД-3000Т2, а также дробилки для сверхтонкого дробления — КМД-1750Т2-Д, КМД-2200Т6-Д для четырехстадиальных схем дробления и КМД-2200Т5-Д, КМД-3000Т2-ДП для трехстадиальных схем дробления.

Для предприятий по производству щебня ОАО "Уралмашзавод" предлагает дробилки специального исполнения, приспособленные для работы под завалом и обеспечивающие получение кубовидного щебня — КМД-1750Т7 и КМД-2200Т7.

Проведем сравнительный анализ конусных дробилок мелкого дробления двух типов — гирационных типа КМД и инерционных типа КИД по основным техническим (частота качаний конуса, установленная мощность двигателей или энерговооруженность дробилки) и технологическим (производительность дробилки, крупность продукта, заданные равномерность или неравномерность распределения крупности зерен в продукте, изометричность зерен) показателям.

В табл. 2 приведены технические и технологические показатели конусных дробилок мелкого дробления для рудоподготовительных операций, в табл. 3 — показатели дробилок для получения кубовидного щебня [2—4].

Сравнительный анализ выполнен по относительным показателям — эффективности дробления [5] и условному напряжению в материале.

Эффективность дробления характеризует относительную производительность дробилки, отнесенную к установленной мощности привода

$$\mathcal{E}_{\text{др}} = \frac{Q}{P_{\text{уст}}}, \text{ м}^3/(\text{кВт} \cdot \text{ч}).$$

Эффективность дробления зависит от крупности исходного материала и характеризует величину условного напряжения в перерабатываемом материале

$$\sigma_{\text{усл}} = k \cdot \mathcal{E}_{\text{др}}^{-1}, \text{ МПа},$$

где $k = 3,6$ — коэффициент пропорциональности.

Как следует из расчетных данных табл. 2, эффективность дробления зависит при прочих равных условиях от способа дробления. При дроблении "в слое" затраты энергии на деформирование плотной "упаковки" мелкого материала (при коэффициенте разрыхления $K_p \approx 1,1$) в камере возрастают,

Таблица 2

Показатели дробилок мелкого дробления для рудоподготовительных операций

Показатели	КМД-1750Т2-Д	КМД-2200Т	КМД-2200Т5-Д	КМД-2200Т6-Д	КМД-3000Т2-ДП	КИД-1750	КИД-2200
Способ дробления	к-б	к-б	к-б	к-б	к-б	к-к	к-к
Приемная щель, мм	70	100	85	70	85	66	
Разгрузочная щель, мм	8...12	5...15	7...12	6...12	8...15		
Размер максимального куска, мм:							
питания $D_{\max}$	60		80	60	80	90	110
продукта $d_{\max}$ (при минимальной ширине щели)	16		18	16	18	65	
Степень дробления $i = D_{\max}/d_{\max}$	3,8		4,4	3,8	4,4		
Мощность привода, кВт	200	250	315	315	500	400	600
Производительность в открытом цикле, м ³ /ч (т/ч)	80...110	160...250	160...235	140...180	350...450	(175)	(300)
Масса, т	52	93	94	94	229	90	140
Эффективность дробления, м ³ /(кВт·ч)	0,4...0,55	0,64...1,0	0,51...0,75	0,44...0,57	0,7...0,9	0,22	0,25*
Условное напряжение в материале, МПа	9,0...6,5	5,6...3,6	7,1...4,8	8,2...6,3	5,1...4,0	16,4	14,4

Примечание: к-б — кусок о броню; к-к — дробление кусок о кусок "в слое".
 * При насыпной плотности материала 2 т/м³.

Таблица 3

Показатели дробилок мелкого дробления для получения кубовидного щебня

Показатели	КМД-1750Т7-Д	КМД-2200Т7-Д	КИД-1500 (исполнение 1)	КИД-1500 (исполнение 2)	КИД-1750С
Способ дробления	к-к	к-к	к-к	к-к	к-к
Приемная щель, мм	50	95			
Разгрузочная щель, мм	8...15	8...15	30...80	30...80	
Размер максимального куска, мм:	40	50	100	140	250
питания $D_{\max}$					
продукта $d_{\max}$ (при минимальной ширине щели)	25	26			65
Степень дробления $i = D_{\max}/d_{\max}$	1,6	1,9			
Мощность привода, кВт	200	315	250	200	315
Производительность в открытом цикле, м ³ /ч (т/ч)	120	285	(80)	(180)	(180)
Масса, т	50	93	62,2	62,2	100
Эффективность дробления, м ³ /(кВт·ч)	0,60	0,90	0,32	0,90	0,29*
Условное напряжение в материале, МПа	6,0	4,0	11,3	4,0	12,4

* При насыпной плотности материала 2 т/м³.

снижается величина относительной деформации слоя и, соответственно, скорость прохождения материала по камере дробления и производительность дробилки уменьшаются. В конечном счете, эффективность дробления материала "в слое" существенно ниже эффективности дробления способом "кусок о броню", а условное напряжение в материале слоя соответственно больше.

По данным табл. 3, значения относительных показателей дробилок для получения кубовидного щебня (дробление "в слое") КМД-1750Т7-Д и КМД-2200Т7-Д практически совпадают с показателями дробилок КМД-1750Т2-Д и КМД-2200Т5-Д, реализующих дробление способом "кусок о броню". Повышение эффективности дробления в этом случае достигается за счет снижения энергозатрат на дробление материала относительно большей крупности ($d_{\max} = 25$ и 26 мм).

В целом, на основании выполненного анализа технических и технологических показателей конусных дробилок мелкого дробления, реализующих различные способы дробления, установлено:

- дробление способом "кусок о броню" обеспечивает полное использование свойства дробимости горных пород в целях сокращения крупности материала при достижении высокой эффективности дробления и производительности дробилки;
- дробление способом "в слое" дает меньшую степень сокращения при более равномерной крупности продукта с образованием изометрических зерен;
- степень дробления в конусных гирационных дробилках определяется размером разгрузочной щели и частотой качания подвижного конуса, значения этих параметров достигли технически возможных пределов и дальнейшее повышение степени дробления целесообразно производить за счет применения замкнутого цикла дробления;
- повышение степени дробления в конусных инерционных дробилках достигается за счет увеличения давления (напряжений) на слой материала и установленной мощности привода.

Выводы

1. Эволюционное развитие технологии и техники процессов дезинтеграции горных пород при механической обработке полезных ископаемых характеризуется, главным образом, модернизацией конструкций дробилок мелкого дробления в целях повышения степени дробления и снижения крупности питания мельниц, что обеспечивает, в конечном счете, повышение эффективности рудоподготовительных операций за счет существенного снижения энергозатрат на процессы дезинтеграции.

2. Кардинальное решение проблемы существенного повышения эффективности рудоподготовительных операций состоит в создании дробильно-измельчительных агрегатов, обеспечивающих степень дробления до 50 и выше.

Список литературы

1. Лагунова Ю. А., Суслина Е. С., Калянов А. Е. К вопросу о конструкциях конусных дробилок мелкого дробления // Българско списание за инженерно проектиране, брой 8, април 2011, София: Технически университет. С. 39—41.
2. Груздев А. В., Осадчий А. М., Паладеева Н. И. Дробильно-размольное оборудование корпорации "Объединенные машиностроительные заводы" // Горные машины и автоматика. 2004. № 3. С. 7—12.
3. Вайсберг Л. А., Картавый А. Н. Дробильно-измельчительное оборудование НПК "Механобр-Техника" для переработки минерального и техногенного сырья // Горные машины и автоматика. 2004. № 3. С. 16—26.
4. Горная техника. Каталог-справочник. Вып. № 1 (9). 2012.
5. Лагунова Ю. А. Резервы повышения эффективности оборудования для рудоподготовки // Горные машины и автоматика. 2004. № 3. С. 49—53.

Министерство образования и науки РФ
Сибирский государственный индустриальный университет (СибГИУ)
Новокузнецкий филиал-институт Кемеровского государственного университета (НФИ КемГУ)
Кыргызский государственный технический университет (КГТУ) им. И. Раззакова
Кузбасский научный центр Сибирского отделения Международной Академии Наук Высшей школы
Научно-образовательный центр МашиноСтроение (НОЦ "МС")
Институт промышленного проектирования угольных предприятий (Промуглепроект)

I Международная заочная научно-практическая конференция "СОВРЕМЕННЫЕ ПРОБЛЕМЫ ТЕОРИИ МАШИН"

4—5 июня 2013 г.
г. Новокузнецк

Направления работы конференции

1. Фундаментальные исследования в области машиностроения.
2. Наука и образование в области машиностроения.
3. Теория механизмов и машин.
4. Современная методология проектирования машин и механизмов.
5. Динамика и прочность машин, приборов и аппаратуры.
6. Механика деформируемого твердого тела.
7. Инновационные техника и технологии в машиностроении.

Организационный комитет

Председатель: Дворников Л. Т. — зав. кафедрой теории механизмов и машин и основ конструирования СибГИУ, д. т. н., профессор.

Зам. председателя: Жуков И. А. — зам. зав. кафедрой теории механизмов и машин и основ конструирования СибГИУ, директор НОЦ "МашиноСтроение", к. т. н., доцент.

Технический секретарь: Андреева Я. А.

Члены оргкомитета:

Живаго Э. Я. — зав. кафедрой теоретической механики СибГИУ, д. т. н., профессор;

Садиева А. Э. — профессор кафедры механики КГТУ, д.т.н., доцент;

Гудимова Л. Н. — директор института машиностроения и транспорта СибГИУ, к. т. н., доцент;

Степанов А. В. — профессор кафедры систем автоматизации управления НФИ КемГУ, к. т. н., доцент;

Губанов Е. В. — к. т. н., гл. специалист технологического отдела Промуглепроект.

Адрес оргкомитета

654007, Россия, г. Новокузнецк Кемеровской обл., ул. Кирова, 42, оф. 370, НОЦ "МС"

Тел.: 8-960-905-2324.

E-mail: theorymachines@yandex.ru

УДК 69.059

А. Б. Тулинов¹, д-р техн. наук, проф., **М. С. Островский**², д-р техн. наук, проф., **В. А. Иванов**¹, асп.

¹ РГУТиС

² МГГУ, г. Москва

E-mail: master777k@mail.ru

Применение металлополимерных композитов для устранения дефектов горного оборудования

Рассмотрена возможность применения композиционных материалов в технологиях ремонта и восстановления горного оборудования. Приведены основные свойства ремонтных композиционных материалов и область их применения. Показаны преимущества использования композитов и приведены примеры их успешного применения в ремонтных работах в горной отрасли.

Ключевые слова: композиционные материалы, прогрессивные технологии, восстановление, дефекты, металлополимеры, экономия энергоресурсов.

A. B. Tulinov, M. S. Ostrovsky, V. A. Ivanov

The Use of Metal-Polymer Composites for Defect Removal Mining Equipment

The possibility of using composite materials in the technology of repair and restoration of mining equipment. Describes the main properties of repair of composite materials and technology for their application. The advantages of composites and examples of their successful use in repair work in the mining industry.

Keywords: composite materials, advanced technology, repair, defects metal polymer, saving energy.

Необходимость в технологиях ремонта оборудования и систем жизнеобеспечения шахт, рудников, угольных разрезов, железнорудных карьеров и обогащательных фабрик, не требующих значительных финансовых вложений, материальных и трудовых ресурсов, существует постоянно. Таким требованиям отвечают технологии ремонта с использованием ремонтных полимерных композиционных материалов, использование которых не требует дорогостоящей оснастки и оборудования, и часто является адекватной заменой сварке, пайке и наплавке. Рациональное использование физико-химических свойств полимерных композиционных материалов позволяет значительно снижать трудоемкость и себестоимость ремонта и сокращать расход материалов на их проведение. Особенно эффективно использование новых ремонтных технологий при ремонте трубопроводов, насосов и другого оборудования, применяемого в горно-добывающих отраслях.

Тенденции последних лет указывают на то, что ремонтными службами на горных и обогащатель-

ных предприятиях все более пристальное внимание уделяется перспективным технологиям восстановления таких важных систем, какими являются водоотведение, теплоснабжение и вентиляция. Важнейшими элементами этих систем являются трубопроводы, которые работают в различных температурных условиях, но имеют общий характер дефектов и разрушений. Трубопроводы используются для транспортировки жидкостей, газа, а также твердых веществ, перемещаемых под давлением. Используемые для этих целей трубы и трубопроводы по самым разным причинам могут повреждаться и протекать.

Коррозия и воздействие химических веществ приводят к прогрессирующему уменьшению толщины стенок труб, вплоть до образования проходных отверстий; в сварных трубопроводах может появиться утечка из-за дефектов сварного шва.

Полностью вывести из строя трубы и трубопроводы также могут и абразивные материалы. Это обычно происходит возле колена трубы и Т-образных соединений, так как в этих местах абра-

живные материалы ударяются о стенки труб, а также в заслонках, задвижках и т. п.

Эррозионная коррозия может осложнять проведение технического обслуживания, а усталостные изломы на вентиляционных каналах являются причинами многочисленных неполадок.

При отсутствии своевременных мер по восстановлению и ремонту водоотводящих и вентиляционных сетей действующие трубопроводы будут разрушаться, что может привести (как крайний случай) к нарушению производственной деятельности горных предприятий.

Как показывает отечественная и зарубежная практика, устранение примерно 15...20 % дефектов трубопроводов в системах вентиляции, теплоснабжения и водоотведения может быть осуществлено за счет технологии применения для их ремонта металлополимерных композитных материалов, работающих по методу "холодной сварки" [1]. Их применение открывает новые возможности в технологии ремонта.

Основой адгезии в этом случае является молекулярное взаимодействие полимерной матрицы композиционного материала с металлом ремонтируемой поверхности. Изменение механизма упрочнения позволяет отказаться от термического и механического воздействия на ремонтируемую поверхность в процессе восстановления изношенных деталей оборудования. Вследствие этого технологический процесс с применением металлополимерных композиций называют холодной молекулярной сваркой, или "холодной сваркой".

Ремонтные материалы на основе металлополимерных композиций применяют более 30 лет. Российским предприятиям предлагается широкий ассортимент этих материалов. В их многообразии по рекламным проспектам фирм рядовому потребителю разобраться не просто.

Нередко разные производители под своими фирменными названиями выпускают однотипную продукцию, цена на которую может существенно (в несколько раз) различаться. Ремонтные материалы отечественных разработок (до недавнего времени) практически не применялись ввиду отсутствия их промышленного производства и соответствующей информированности о них потенциального потребителя. Однако за последние 8—10 лет в России появились предприятия, которые не только производят по заявкам потребителей требуемое количество ремонтных материалов, но и разрабатывают прогрессивные технологии ремонта и участвуют в проведении ремонта различного оборудования и систем на предприятиях. В табл. 1 представлены зарубежные и отечественные композиционные материалы промышленного назначения и их характеристики.

Одной из зарубежных фирм, выпускающих металлополимерные композиции и анаэробные клеи, является польская компания "Chester Molecular", которая поставляет в нашу страну гамму металлополимерных композиций и анаэробных клеев [2]. Предлагаемые материалы отличаются стабильным качеством, по своим физико-техническим характеристикам не уступают материалам,

Таблица 1

Композиционные материалы промышленного назначения

Характеристика	"ММ-metall-SS" ("Multi-Metall", Германия)	Belzona 1111 (суперметалл) ("Belzona", США)	"Durmetall" (стандарт) ("Durmetall", Швейцария)	"Chester Molecular" (Польша)*	"Лео-сталь" (Россия)	"Лео-керамика" (Россия)	"Поликом" (Россия)**	"Полимет-Г" (Россия)	"РЕКОМ-Б" (Россия)
Предел прочности, МПа:									
при сжатии	200	110	121	120...150	200	180	20	120	135
при нормальном отрыве:									
от стали	42	39	35	35...40	50	45	10	40	25
от алюминия	40	39	34	35...40	49	43	10	40	
Твердость, МПа	170	—	85	85...115	170	165	12	98	100
Время отверждения при 20 °С, ч:									
до возможности механической обработки	2,5...3	2	3...4	3	3...3,5	3...3,5	5...10 мин	3...4	3...4
до полной прочности	24	24	24	24	24	24	0,5	24	24
Плотность, г/см ³	2,6	2,5	2,7	1,5...2,0	2,8	2,7	1,0	2,8	2,1
Рабочая температура, °С, не более	200	100	120	175	200	200	150	250	200
* Указаны граничные значения характеристик группы материалов. **Материал ускоренного отверждения.									

поставляемым в нашу страну известными фирмами "Бельзона" (США), "Дурметал" (Швейцария), "Диамант" (ФРГ), "Локтайт" (США) и др., но значительно дешевле материалов этих фирм, т. е. по основному соотношению "цена/качество" являются наиболее привлекательными.

Простота применения, высокие физико-механические характеристики делают ремонтные композиционные материалы незаменимыми при выполнении сборочных соединений и при восстановлении деталей разнообразных машин и механизмов (посадочные места под подшипники в корпусах, шейки валов, редукторы и другие детали и узлы).

Для осуществления восстановления размеров деталей наиболее перспективными являются способы, при которых деталь или не подвергается температурным воздействиям, или подвергается незначительному нагреву, не изменяющему ее структуру и механические свойства. К таким способам относятся: гальваническое и электроискровое наращивание металла, различного рода металлизации напылением, импульсная приварка лент, но в первую очередь — применение полимерных композиционных материалов. Это обусловлено следующими причинами:

- относительной дешевизной синтетических материалов по сравнению с металлами;
- простотой их применения;
- универсальностью при восстановлении деталей из цветных и черных металлов, бетона, дерева, пластмасс, керамики, стекла и др.;
- высокой химической стойкостью полимеров к различным агрессивным средам, в том числе кислотам, щелочам, нефтепродуктам, морской воде и др.;
- возможностью получения разнообразных, порой уникальных физико-химических свойств полимерных композиционных материалов, часто превосходящих по своим эксплуатационным характеристикам металлы;
- малой удельной массой полимеров;
- шумо- и вибропоглощением при их использовании в конструкциях машин и механизмов;
- антифрикционными и электроизоляционными свойствами.

Несмотря на невысокие (по сравнению с металлами) прочностные характеристики полимеров и адгезионных соединений полимер—металл, а также на невысокую допустимую рабочую температуру восстановленных соединений (в большинстве случаев не выше 200...250 °С), применение полимерных материалов в ремонтных работах возрастает во всем мире. В настоящее время уже достаточно четко определились те области, в которых

использование полимерных материалов предпочтительно, а их ценные свойства используются наиболее эффективно.

Ремонтно-восстановительные работы с применением полимерных материалов в различных отраслях промышленности можно условно разделить на два основных направления:

- использование полимерных материалов для устранения брака и дефектов основной продукции предприятия, например литевого брака в литых заготовках;
- ремонт основного и вспомогательного технологического оборудования самих предприятий (насосное и вентиляционное оборудование, редукторы, системы гидравлики, трубопроводы, технологические емкости и др.).

В настоящее время ремонтные композиты начинают применяться в машиностроении, авто- и судоремонте, при ремонте сельскохозяйственных машин, в энергетике, в химической и нефтеперерабатывающей промышленности, коммунальном хозяйстве, полиграфии, деревообрабатывающей, целлюлозно-бумажной промышленности и др. Однако в горной промышленности их применение пока недостаточно развито.

В табл. 2 представлена классификация деталей и оборудования, ремонт которых может осуществляться с использованием металлополимеров "Честер Молекуляр", а также предложения по использованию конкретных материалов при ремонтных работах в горной отрасли.

Восстановление деталей металлополимерными композициями имеет ряд специфических особенностей по сравнению с восстановлением деталей металлами (наплавкой, металлизацией, сваркой, пайкой и т. п.), обусловленных, прежде всего, использованием химической энергии для обеспечения реакции полимеризации. В этом случае необходимо в ходе технологического процесса управлять формированием свойств полимерного материала, показатели которого отличаются от показателей свойств металлической детали. Поэтому незначительное отклонение от оптимальных условий может привести к резкому ухудшению качества восстанавливаемой детали. При восстановлении деталей металлополимерами имеется определенный "запас" качества, в результате чего режимы восстановления не так жестки. Но при этом принципиальное значение приобретают такие операции, как подготовка поверхностей деталей, приготовление и нанесение ремонтных композиций, тепловая и механическая обработка деталей.

Подготовка поверхностей деталей. Одной из основных операций, определяющих качество вос-

Классификация механизмов и деталей, подлежащих восстановлению по видам ремонтных работ в горной отрасли

Дефекты	Перечень механизмов и деталей, подлежащих ремонту	Материал для восстановления
Трещины, выбоины, сколы, отломы	Конструкции и корпуса: теплообменников двигателей редукторов компрессоров насосов коробок передач раздаточных механизмов и т.д.	Металл Супер Металл Супер СЛ Металл Репид Металл Супер Фе Металл Супер Ал Металл Супер Бр Металл Супер Мд
Выработка и потери металла в изношенных деталях, узлах, механизмах	Валы (шейки, седла подшипников). Шпоночные пазы (канавки). Посадочные места подшипников качения. Шлицевые соединения, в том числе в муфтах сцепления. Посадочное место редуктора на стакан колесной пары. Пальцы эластичных муфт. Резьбовые соединения	Металл Супер Металл Супер СЛ Металл Супер Фе
Выработка материала в зоне контакта трущихся поверхностей	Направляющие скольжения. Посадочные места подшипников скольжения. Внутренние поверхности гидроцилиндров, поверхности штоков	Металл Слайд Металл Слайд Ф
Дефекты металла, возникшие в результате коррозионных, эрозийных, абразивных и кавитационных разрушений	Изношенные поверхности роторов и корпусов насосов. Любые детали, узлы, агрегаты, подверженные воздействию агрессивных сред	Металл Керамик Т Металл Керамик Ф Протектор СФ Протектор СК Протектор Д Протектор А
Негерметичность фланцевых соединений, магистралей, уплотняющих поверхностей и сварных швов (в том числе под давлением)	Магистраль сжатого воздуха. Водяная магистраль, в том числе калориферы и теплообменники. Масляная и топливная магистраль. Фланцевые соединения трубопроводов и емкостей. Рубашки охлаждения. Сварные швы любых металлов и сплавов (чугун, сталь, цветные металлы, алюминиево-магниевого сплавы и т.д.)	Анаэробные клеи-фиксаторы: А-12, А-36, А-80, В-00, В-12, В-36, В-80, С-12, С-36, С-80, Д-12, Д-36, Д-80, Е-12, Е-36, Е-80. Анаэробные герметики: S1-01, S2-01, S3-01, S4-01
Раковины, микротрещины, пористость и рыхлость, возникшие после литья	Все детали, получаемые литьем	Металл Супер Металл Супер Фе Металл Супер Ал Металл Супер Бр Металл Супер Мд Анаэробный пропиточный фиксатор В-00

становления деталей, является подготовка их поверхностей перед нанесением металлополимерной композиции. Ее цель — обеспечить наилучшие условия адгезионного взаимодействия между композицией и деталью, а также придать поверхности детали необходимую геометрическую форму.

Весь процесс подготовки можно разделить на следующие операции:

очистка и мойка деталей;

обезжиривание и химическая обработка восстанавливаемой поверхности;

сохранение чистоты восстанавливаемой поверхности до нанесения композиции.

Приготовление ремонтных композиций. Металлополимерные композиции являются многокомпонентными системами, окончательное приготовление которых осуществляется непосредственно на местах работы и незадолго до их применения. Это обусловлено тем, что после смешивания двух компонентов жизнеспособность композиции колеблется в пределах 40...60 мин, что, в свою очередь, и определяет количество приготавливаемого состава. Перед смешиванием двух компонентов

между собой каждый из них должен быть перемешан разными шпателями. Компоненты смешивают в соотношении, указанном в инструкции. Тщательная подготовка ремонтных композиций ведет к получению качественного ремонта.

Нанесение и формирование ремонтных композиций. При восстановлении деталей металлополимерными композициями они должны наноситься на поверхности, расположенные под разными углами наклона. В связи с вязкой консистенцией композиции и наличием гравитационных сил возникает задача по сохранению слоя материала заданных режимов в первый период отверждения. Отсюда следует, что металлополимерные композиции должны обладать вполне определенными реологическими свойствами, обеспечивающими качественное восстановление деталей.

После нанесения слоя композиции на поверхность деталей слой материала необходимо подвергнуть формированию, т. е. силовому воздействию в целях придания требуемой формы. При восстановлении изношенных деталей формирование обеспечивает получение заданных параметров.

Тепловая и механическая обработка деталей. Отверждение ремонтных композиций при комнатной температуре обычно не заканчивается, и малейшее повышение температуры окружающей среды по сравнению с комнатной температурой приводит к изменению физико-механических свойств композиции.

Тепловая обработка композиции может осуществляться по различным схемам в зависимости от времени подвода теплоты:

а) подвод теплоты осуществляется сразу после соединения деталей (горячее отверждение);

б) подвод теплоты производится после момента схватывания, но до момента технологического отверждения;

в) нагревание осуществляется после технологического отверждения (смешанное отверждение).

При восстановлении деталей наиболее приемлемым являются две последние схемы нагрева, так как при использовании первой схемы композиция становится маловязкой, что на наклонной поверхности детали приводит к стеканию композиции.

Механическая обработка отвержденной композиции. Обработка необходима для удаления заусенцев, снятия острых кромок. Поскольку при механической обработке наблюдается прямая корреляция между скоростью деформирования и скоростью резания, то все прочностные характеристики и модуль упругости материала возрастают при увеличении скорости резания.

Обработка композиционных материалов режущим инструментом может быть рассмотрена как разновидность процесса управляемого разрушения. Определяющими факторами технологического процесса механической обработки деталей из металлополимерных материалов являются физико-механические свойства, которые могут регулироваться соответствующими режимами резания.

Эффективное использование физико-механических и химических свойств полимерных композиционных материалов позволяет значительно снизить трудоемкость ремонта различных изделий и систем, что обуславливается следующими особенностями их использования:

технология с использованием полимерных композиций не требует сложного оборудования и высокой квалификации работающих;

при использовании полимерных композиций появляется возможность проводить ремонт без разборки узлов и агрегатов;

использование полимерных композиций во многих случаях позволяет не только заменить сварку, пайку или наплавку, но и проводить ремонт

таких изделий и узлов, которых другими известными методами отремонтировать невозможно;

применение полимерных композиций позволяет восстановить детали, минуя сложные технологические процессы нанесения материалов и их обработку;

технология ремонта композиционными материалами отличается значительной экономией энергоресурсов, свойственных технологиям сварки, пайки, наплавки, напыления и др.

Рациональное использование физико-химических свойств ремонтных композиционных материалов позволяет снизить трудоемкость ремонта на 20...60 %, себестоимость работ — на 45...60 %, сократить расход металлов на 40... 50 % [3]. Это обусловлено тем, что такая технология не требует сложного оборудования и высокой квалификации работающих, появляется возможность производить ремонт без разборки узлов и агрегатов, а также соединений, которые, с точки зрения безопасности, трудно и опасно ремонтировать известными способами.

Основные преимущества технологий ремонта с использованием композиционных материалов заключаются в сокращении сроков ремонта в 5—10 раз по сравнению с традиционными методами. Опыт эксплуатации отремонтированных объектов показывает, что срок их службы может увеличиться в 2—10 раз [4].

На рис. 1—6 (см. 3-ю стр. обложки) представлены примеры применения композиционных материалов при восстановлении различного оборудования с использованием ремонтных композитивов фирмы "Честер Молекуляр".

Широкое применение прогрессивной технологии ремонта с использованием композиционных материалов на горно-добывающих предприятиях и обогащательных фабриках позволит обеспечить более высокую надежность и долговечность горного оборудования, а также наладить их оперативный ремонт.

Список литературы

1. **Ищенко А. А.** Технологические основы восстановления промышленного оборудования современными полимерными материалами. Мариуполь: ПГТУ, 2007. 250 с.
2. **Тулинов А. Б., Гончаров А. Б.** Новые композиционные материалы в ремонтном производстве // Ремонт, восстановление, модернизация. 2003. № 11. С. 46—47.
3. **Тулинов А. Б.** Технологические методы применения композиционных материалов при ремонте систем жизнеобеспечения городского коммунального хозяйства. М.: МГУС, 2003. С. 124.
4. **Храменков С. В.** и др. Бестраншейные методы восстановления водопроводных и водоотводящих сетей. М.: ТИМР, 2000. 179 с.

УДК 622.233.6

В. А. Громадский, асп., Криворожский национальный университет, г. Кривой Рог, Украина

E-mail: gromadskiy@mail.ua

Создание и исследование амортизатора продольных колебаний бурового става станка шарошечного бурения СБШ-250

Разработан новый амортизатор продольных колебаний (АПК) бурового става станка СБШ-250. Выполнено теоретическое описание модели бурового станка с канатно-полиспастным механизмом подачи буровой штанги, осуществлены параметрические исследования эффективности применения АПК.

Ключевые слова: буровой станок, амортизатор, исследования эффективности.

V. A. Gromadskiy

Creation and Study of Longitudinal Vibrations Damper of Roller Drilling Machine СБШ-250 Drilling Rod

A new longitudinal vibrations damper (LVD) of roller drilling machine СБШ-250 drilling rod is developed. Theoretical description of the model of drilling rig with rope-reeving mechanism feeder of drilling rod is carried out, parametric studies of LVD effectiveness are performed.

Keywords: drilling machine, damper, efficiency investigation.

Проблема и ее связь с практическими задачами

Станки шарошечного бурения со шпиндельным вращателем и канатно-полиспастным вращающим подающим механизмом (ВПМ) широко распространены при открытой добыче рудных месторождений. Существенной проблемой этих машин являются значительная продольная и поперечная вибрации бурового става и выходы из строя конструктивных элементов станка, а также превышение санитарно-гигиенических норм вибрации рабочего места оператора.

Анализ исследований и публикаций

В работе [1] показано, что наибольшую эффективность дает размещение надштангового амортизатора продольных колебаний между станком и буровым ставом. В данной статье предложено техническое решение гидравлического надштангового амортизатора с резиновыми шайбами в качестве основных упругих элементов для станков с патронной схемой вращательно-подающего механизма (ВПМ). Такой амортизатор не пригоден для применения на станках со шпиндельным, канатно-полиспастным ВПМ по ряду технических причин: ограниченный диапазон жесткости, кото-

рую могут обеспечить резиновые шайбы, а также их сомнительная работоспособность в среде маслянистой демпфирующей жидкости предложенного амортизатора. При этом следует иметь в виду, что у станков шарошечного бурения типа СБШ-250 амортизаторами продольных колебаний бурового става де-факто являются канаты четырех полиспастов напора и подъема, присоединенных к вращателю параллельно.

В работе [2] в результате проведенных исследований показано, что на станках со шпиндельным, канатно-полиспастным ВПМ при забурировании и некоторых других режимах возникают весьма интенсивные колебания вращателя и всего станка продольно буровому ставу. Причиной этого является резонансная вибрация подвески на упруго-демпфирующих тросовых оттяжках полиспастов подачи и подъема вращателя и буровой штанги.

Постановка задачи

Создание и исследование амортизатора продольных колебаний бурового става станков шарошечного бурения СБШ-250 с канатно-полиспастным ВПМ с учетом параметров канатной подвески вращателя.

Изложение материала и результаты

Динамическая модель

На рис. 1 показана схема ВПМ станка СБШ-250, на которой видно, что электродвигатель 1 с редуктором 2 и кареткой 4 вращателя, а также опорный узел 13 вместе с буровым ставом 14 подвешены на полиспастах подъемных 8 и напорных 7 канатов. Кроме упругих связей канатов 7, 8, которые фактически являются амортизаторами продольных колебаний бурового става 14, последовательно с напорными канатами 7 на траверсе 12 можно установить упругие связи, специально разработанные дополнительные канатные АПК.

Представим динамическую модель станка с учетом канатно-полиспастной системы механизма подачи и горной породы под горизонтирующими домкратами и АПК. На рис. 2 приведена схема такой модели. На этой схеме канаты полиспастов показаны условными пружинами: 8, 9, а также дополнительные АПК 12, последовательно соединенные с нижними полиспастными канатами 8. Поскольку стальные канаты имеют высокий коэффициент поглощения энергии колебаний, то пружины 8, 9 и 12 являются одновременно демпферами.

Кроме того, учитываем, что буровой станок опирается на массив горной породы тремя горизонтирующими домкратами через круглые металлические башмаки диаметром 550 мм. Поэтому в модель, представленную на рис. 2, вводим условные пружины 2 и 3, учитывающие упругость породы.

Упругая осадка массива горной породы под башмаками домкратов определяется выражением [3]: $l_{\text{упр}} = \omega pb(1 - \mu^2)/E$, где $\omega = 1$ — коэффициент формы площади опоры (табл. 5.2: [3], с. 176); b — ширина прямоугольной площади опоры или диаметр круглой $b = d = 0,55$ м; μ — коэффициент Пуассона грунта; E — модуль упругости грунта, Па; p — удельное давление на грунт, Па ($p = M_{\text{СБШ}}g/\Sigma S$); $M_{\text{СБШ}} = 77000$ кг — масса станка СБШ-250; $g = 9,81$ м/с²; $\Sigma S = 0,71$ — суммарная площадь опоры под башмаками, м²; $p = 1063901$ Па.

Модуль упругости для крепкой горной породы типа граниты [4]: $E = 0,49 \cdot 10^5 = 49 \cdot 10^3$ МПа, для которой $\mu = 0,26$.

С учетом коэффициента k структурного ослабления породы сетью трещин после взрыва [5] (при средней трещиноватости $k = 0,1$) модуль упругости трещиноватой породы $E_{\text{тр}} = 49 \cdot 10^3 \cdot 0,1 = 4,9 \cdot 10^3$ МПа = $4,9 \cdot 10^9$ Па.

Упругая осадка равна $l_{\text{упр}} = 1 \cdot 1063901 \cdot 0,55 \times (1 - 0,26^2)/4,9 \cdot 10^9 = 1,1 \cdot 10^{-4}$ м.

Поскольку коэффициент жесткости опоры станка на горизонтирующих домкратах $c_1 = M_{\text{СБШ}}g/l_{\text{упр}}$,

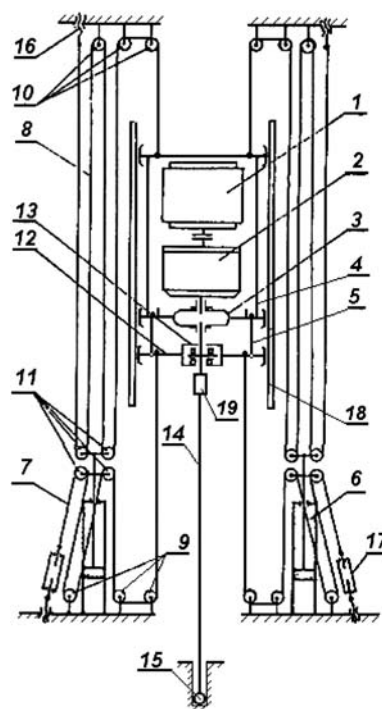


Рис. 1. Схема вращательно-подающего механизма станка СБШ-250: 1 — электродвигатель; 2 — редуктор; 3 — шинно-зубчатая муфта; 4 — каретка привода вращателя; 5 — тяга "каретка-напорная траверса"; 6 — гидродомкраты подачи; 7 — напорный канат; 8 — подъемный канат; 9 — неподвижные блоки в нижнем основании мачты; 10 — неподвижные блоки в верхней части мачты; 11 — подвижные блоки; 12 — напорная траверса; 13 — опорный узел; 14 — буровой став; 15 — долото; 16 — регулировочные болты; 17 — регулировочные муфты; 18 — направляющие швеллеры опорного узла и каретки привода вращателя; 19 — муфта шпинделя вращателя

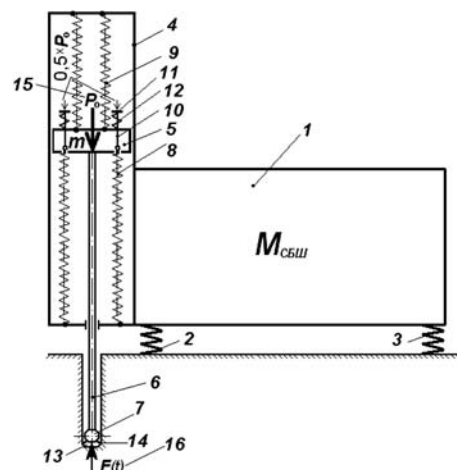


Рис. 2. Модель к исследованию вертикальных колебаний бурового станка СБШ-250:

1 — кузов с рамой и оборудованием бурового станка общей массой $M_{\text{СБШ}}$; 2 — упругие связи породы под башмаками передних горизонтирующих домкратов; 3 — упругая связь породы под башмаком заднего горизонтирующего домкрата; 4 — мачта, связанная с рамой станка; 5 — суммарная масса вращателя и бурового става ($m = m_{\text{вр}} + m_{\text{бс}}$); 6 — буровой став; 7 — долото; 8 — напорные канаты; 9 — канаты подъема; 10 — тяги АПК; 11 — опорная крышка АПК; 12 — дополнительные АПК; 13 — призабойная зона скважины; 14 — породоразрушающие штыри; 15 — осевое усилие P_0 , прикладываемое к буровому ставу; 16 — динамическая сила $F(t)$, генерируемая долотом в призабойной зоне

коэффициент жесткости породы $c_1 = 77000 \times 9,81/1,1 \cdot 10^{-4} = 6867 \cdot 10^6$ Н/м.

Полагаем, что динамическая сила ($F(t)$), генерируемая долотом в призабойной зоне, полностью передается через буровой став 6 суммарной массе $5 (m = m_{\text{вр}} + m_{\text{бс}})$ вращателя и бурового става.

Выбор типа упругих элементов для дополнительных АПК 12 осуществлен исходя из требований передачи необходимого осевого усилия P_0 , высокого коэффициента поглощения энергии колебаний, малой зависимости этого коэффициента от частоты возбуждения и обеспечения минимальной жесткости. Этим требованиям наилучшим образом удовлетворяют канатные виброизоляторы по патенту Украины [6].

Учитываем, что каждый напорный канат 8 последовательно соединен с дополнительным АПК 12, а пара таких канатов с АПК присоединена параллельно к канатам 9 верхних полиспадов. Тогда суммарная жесткость подвески массы вращателя вместе с буровым ставом 6 может быть представлена в виде одного упругого элемента, эквивалентной жесткостью c_2 (последовательно и параллельно соединенных нескольких упругих элементов 8, 9, 12).

Таким образом, эквивалентная динамическая модель для теоретических исследований колебаний станка с канатно-полиспастным ВПМ будет иметь вид, представленный на рис. 3. Она включает массу бурового станка M_1 , установленную на упругое основание (массив горной породы) эквивалентной жесткостью c_1 . С этой массой через упругодемпфирующий элемент эквивалентной жесткостью c_2 контактирует вращатель с буровым ставом общей массой m_2 .

Данные по величинам динамического параметра v_1 , определяющего рассеяние энергии в породе под башмаками горизонтирующих домкратов

и суммарного динамического параметра v_2 рассеяния энергии в канатах полиспадов и дополнительного АПК, отсутствуют.

В литературных источниках имеющиеся экспериментальные данные по рассеиванию энергии колебаний в стальных канатах и различных породах выражены в основном в значениях коэффициента поглощения: $\psi_{\text{кан}} \approx 0,12 \dots 0,5$; $\psi_{\text{пор}} \approx 0,6 \dots 0,8$. Поскольку другими данными мы не располагаем, то для породы принимаем среднюю величину $\psi_{\text{пор}} = 0,7$.

Разброс значений коэффициентов поглощения для канатов различных типов весьма значителен, например, в работе [7] для различных канатных виброзащитных систем $\psi_{\text{пор}}$ отличается до 3 раз. Поэтому в нашем случае, чтобы избежать ошибки для канатов механизмов подачи станков СБШ-250 и для канатных виброизоляторов дополнительного АПК, параметры жесткости и коэффициент поглощения определены экспериментально. Коэффициент жесткости каната 28-Г-В-Н-Р-1770, ГОСТ 2688—80 подвески вращателя равен $6190,47 \cdot 10^3$ Н/м, а коэффициент поглощения $\psi_{\text{кан}} = 0,375$. Коэффициент жесткости одной кассеты дополнительного АПК равен 1230 кН/м, коэффициент поглощения $\psi = 0,65$.

Весьма важен вопрос о переводе значений коэффициента поглощения ψ , который определяется статическими испытаниями, в значения динамического коэффициента рассеяния v для динамических расчетов упругих систем. На основании экспериментальных исследований [8], в которых по специально разработанной методике определялись ψ и v упругодемпфирующих систем с большими коэффициентами поглощения $\psi > 0,3$, принимаем $v \approx 0,9\psi$.

Математическая модель

Одной из задач теоретических исследований является выявление условий, при которых амплитуды колебаний бурового станка будут минимальными. Соответственно для этих условий будут выбираться рациональные параметры упругодемпфирующих элементов динамической модели станка.

Запишем дифференциальные уравнения движения системы, используя эквивалентную динамическую модель (см. рис. 3), полагая, что долото бурового става и масса вращателя и бурового става m_2 возбуждаются гармонической силой $F \cos \omega t$. Частота f , Гц, непрерывно изменяется в пределах $0 \dots 51,3$ Гц, т. е. перекрывает весь нормируемый санитарными нормами частотный диапазон. При этом мы получаем возможность рассчитать амплитудно-частотные спектры максимальных резонансных колебаний в данном диапазоне:

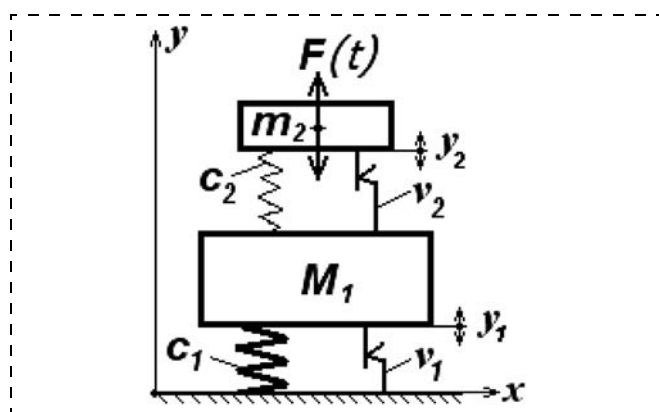


Рис. 3. Эквивалентная динамическая модель к исследованию вертикальных колебаний станка шарошечного бурения с полиспастным вращательно-подающим механизмом

$$\left. \begin{aligned} M_1 \ddot{y}_1 + (1 + iv_1)c_1 y_1 - (1 + iv_2)c_2(y_2 - y_1) &= 0; \\ m_2 \ddot{y}_2 + (1 + iv_2)c_2(y_2 - y_1) &= F \cos \omega t, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где ω — круговая частота возбуждающей силы, $\omega = 2\pi f$, c^{-1} .

Движение, зависящее от начальных условий, со временем затухает. Для отыскания частного решения используем метод комплексных амплитуд: введем в рассмотрение комплексную величину u^* , действительная часть которой совпадает с выражением для смещения $\text{Re } u^*$. Зависимость возмущающей силы от времени также представим в комплексной форме $F_*(t) = F_0 e^{i\omega t}$, так что $F_0(t) = \text{Re } F_*(t) = F_0 \cos \omega t$. С учетом этого в рамках метода комплексных амплитуд частные решения этих уравнений будем отыскивать в виде

$$\left. \begin{aligned} y_1 &= \bar{A}_1 e^{i\omega t}; \\ y_2 &= \bar{A}_2 e^{i\omega t}. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Вторые производные от y_1 и y_2 (2) равны:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{y}_1 &= -\bar{A}_1 \omega^2 e^{i\omega t}; \\ \ddot{y}_2 &= -\bar{A}_2 \omega^2 e^{i\omega t}. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Подставив (2) и (3) в (1) с учетом $F_*(t) = F_0 e^{i\omega t}$, получаем:

$$\left. \begin{aligned} \bar{A}_1 &= \frac{c_2 \bar{A}_2 (1 + iv_2)}{c_1 + c_2 - M_1 \omega^2 + i(c_1 v_1 + c_2 v_2)}; \\ \bar{A}_2 &= \frac{F + c_2 \bar{A}_1 (1 + iv_2)}{c_2 - m_2 \omega^2 + ic_2 v_2}, \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где $\bar{A}_1, \bar{A}_2$ — комплексные амплитуды соответственно массы станка M_1 и вращателя вместе с бу-
ровым ставом m_2 .

Совместное решение уравнений (4) дает выражения комплексных амплитуд колебаний масс M_1 и m_2 :

$$\bar{A}_1 = \frac{F c_2 (1 + iv_2)}{c_1 c_2 + M_1 m_2 \omega^4 - c_1 m_2 \omega^2 - c_2 m_2 \omega^2 - c_2 M_1 \omega^2 - c_1 c_2 v_1 v_2 + i(c_1 c_2 v_2 + c_1 c_2 v_1 - c_2 v_2 M_1 \omega^2 - c_1 v_1 m_2 \omega^2 - c_2 v_2 m_2 \omega^2)}; \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \bar{A}_2 &= \frac{F \{(c_2 - m_2 \omega^2)(c_1 + c_2 - M_1 \omega^2) - c_2 v_2 (c_1 v_1 + c_2 v_2) + \dots\}}{[(c_2 - m_2 \omega^2)^2 - c_2^2 v_2^2](c_1 + c_2 - M_1 \omega^2) - 2c_2 v_2 (c_2 - m_2 \omega^2)(c_1 v_1 + c_2 v_2) - c_2^2 (1 - v_2^2)(c_2 - m_2 \omega^2) + \dots} \rightarrow \\ &\rightarrow \frac{\dots + i[c_2 v_2 (c_1 + c_2 - M_1 \omega^2) + (c_1 v_1 + c_2 v_2)(c_2 - m_2 \omega^2)]}{+ 2c_2^3 v_2^2 + i \{2c_2 v_2 (c_2 - m_2 \omega^2)(c_1 + c_2 - M_1 \omega^2) + (c_1 v_1 + c_2 v_2)[(c_2 - m_2 \omega^2)^2 - c_2^2 v_2^2] - 2v_2 c_2^2 (c_2 - m_2 \omega^2) - c_2^3 v_2 (1 - v_2^2)\}}. \end{aligned} \quad (6)$$

Модули комплексных выражений (5) и (6) имеют вид:

$$A_1 = F c_2 \sqrt{\frac{(1 + v_2^2)}{(c_1 c_2 + M_1 m_2 \omega^4 - c_1 m_2 \omega^4 - c_2 m_2 \omega^4 - c_2 M_1 \omega^2 - c_1 c_2 v_1 v_2)^2 + (c_1 c_2 v_2 + c_1 c_2 v_1 - c_2 v_2 M_1 \omega^2 - c_1 v_1 m_2 \omega^2 - c_2 v_2 m_2 \omega^2)^2}}}. \quad (7)$$

$$\begin{aligned} A_2 &= F \sqrt{\frac{[(c_2 - m_2 \omega^2)(c_1 + c_2 - M_1 \omega^2) - c_2 v_2 (c_1 v_1 + c_2 v_2)]^2 + \dots}{[(c_2 - m_2 \omega^2)^2 - c_2^2 v_2^2](c_1 + c_2 - M_1 \omega^2) - 2c_2 v_2 (c_2 - m_2 \omega^2)(c_1 v_1 + c_2 v_2) - c_2^2 (1 - v_2^2)(c_2 - m_2 \omega^2) + 2c_2^3 v_2^2 + \dots}} \rightarrow \\ &\rightarrow \frac{\dots + [c_2 v_2 (c_1 + c_2 - M_1 \omega^2) + (c_1 v_1 + c_2 v_2)(c_2 - m_2 \omega^2)]^2}{+ \{2c_2 v_2 (c_2 - m_2 \omega^2)(c_1 + c_2 - M_1 \omega^2) + (c_1 v_1 + c_2 v_2)[(c_2 - m_2 \omega^2)^2 - c_2^2 v_2^2] - 2v_2 c_2^2 (c_2 - m_2 \omega^2) - c_2^3 v_2 (1 - v_2^2)\}^2}. \end{aligned} \quad (8)$$

Параметрические исследования

При параметрических исследованиях вертикальных колебаний основных элементов бурового станка СБШ-250 по формулам (7), (8) с использованием программы MathCad определялись амплитудно-частотные характеристики (спектры) резонансных колебаний станка и вращателя.

При исследованиях сравнивались варианты параметров подвесок вращателя, которые реально можно установить на станке СБШ-250:

1) штатная подвеска вращателя ($c_2 = 53,4 \times 10^6$ Н/м, $v_2 = 0,34$);

2) штатная подвеска с дополнительным АПК ($c_2 = 23,7 \cdot 10^6$ Н/м, $v_2 = 0,37$);

3) подвеска без верхних полиспастов, а нижние полиспасты оснащены дополнительным АПК (обеспечивает минимальную жесткость АПК $c_2 = 3,98 \cdot 10^6$ Н/м, при которой амплитуда A_1 по утверждению авторов [1] минимальна, теоретически равна нулю, в этом случае $v_2 = 0,5$).

Результаты исследований приведены на рис. 4 и 5. На рис. 4, а, приведены спектры резонансных колебаний рамы вращателя для всех трех случаев. На спектрах видно, что применение дополни-

тельного АПК на штатном варианте подвески (спектр 2) по сравнению со штатной подвеской (спектр 1) приводит к снижению частоты первого резонансного пика с 14 до 9 Гц. На этой частоте амплитуда снизилась в 2,7 раза.

В варианте 3, когда подвеска без верхних полиспадов, а нижние полиспады с дополнительным АПК (спектр 3 на рис. 4, а) амплитуды колебаний A_1 рамы станка значительно снизились по сравнению со штатным вариантом (спектр 1) в 5,7 раза на частоте первого резонанса и в 16,7 раза на частоте второго резонанса.

Однако как видно на рис. 4, б, резко возросла амплитуда колебаний A_2 вращателя, которая достигла 50 мм (спектр 3) по сравнению с 5 мм на штатном варианте подвески (спектр 1). При таких амплитудах колебаний вращателя недопустимо возрастут динамические нагрузки на электропривод вращателя, поэтому такие амплитуды необходимо уменьшать. Это можно достигнуть увеличением эквивалентного коэффициента рассеяния энергии колебаний подвески для варианта 3, когда подвеска без верхних полиспадов, а нижние полиспады с дополнительным АПК.

На рис. 5 приведены результаты исследования влияния увеличения демпфирования для варианта

без верхних полиспадов, но нижние полиспады оснащены дополнительным АПК. На рисунке видно, что у вращателя спектры 2—4 (см. рис. 5, б) в диапазоне частот 3...51,3 Гц практически слились друг с другом, несмотря на увеличение демпфирования. На частотах максимума резонансного пика 4...8 Гц их амплитуды также отличаются не очень значительно: 0,02 м при $\nu_2 = 0,8$; 0,25 м при $\nu_2 = 0,7$ и 0,04 м при $\nu_2 = 0,6$. И все-таки этого достаточно, чтобы в 4—8 раз возросли динамические нагрузки на электропривод вращателя по сравнению со штатным вариантом $A_2 = 5 \cdot 10^{-3}$ (0,005) м, спектр 1 (см. рис. 5, б), что недопустимо.

При этом амплитуды A_1 рамы станка, рис. 5, а (спектры 2—4), на частоте первого резонансного пика существенно отличаются. Минимальные амплитуды A_1 с АПК = $1 \cdot 10^{-4}$ м соответствуют коэффициенту рассеивания энергии колебаний $\nu_2 = 0,6$ (спектр 2). При $\nu_2 = 0,7$ эти амплитуды увеличиваются до A_1 с АПК = $2,5 \cdot 10^{-4}$ м (спектр 3). При $\nu_2 = 0,8$ амплитуда рамы станка резко возросла до A_1 с АПК = $5 \cdot 10^{-3}$ м (спектр 4), эта амплитуда в 12,5 раз стала превосходить резонансную амплитуду рамы станка на штатной подвеске $A_{1 \text{ шт.}} = 4 \cdot 10^{-4}$ м на частоте 14 Гц (спектр 1).

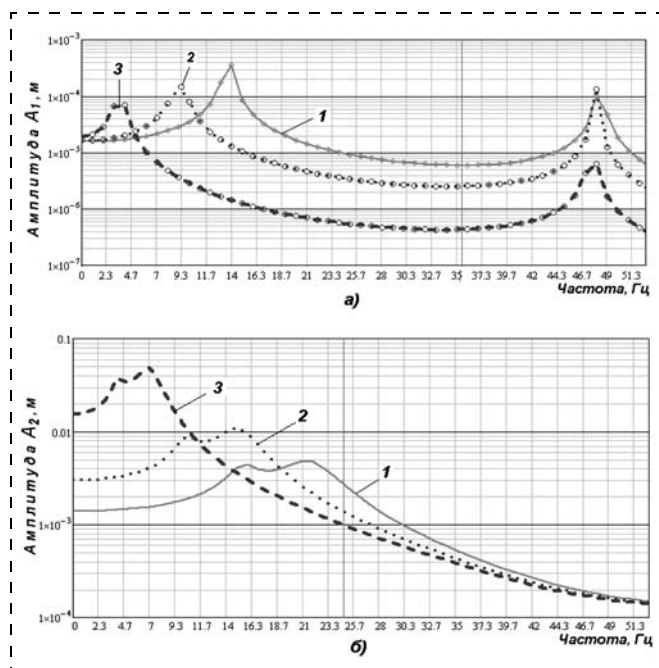


Рис. 4. Теоретические амплитуды колебаний к выбору параметров жесткости АПК: а — рамы станка; б — вращателя; 1 — штатная подвеска вращателя ($c_2 = 53,4 \cdot 10^6$ Н/м); 2 — штатная подвеска с дополнительным АПК ($c_2 = 23,7 \cdot 10^6$ Н/м); 3 — подвеска без верхних полиспадов, нижние полиспады оснащены дополнительным АПК ($c_2 = 3,98 \cdot 10^6$ Н/м)

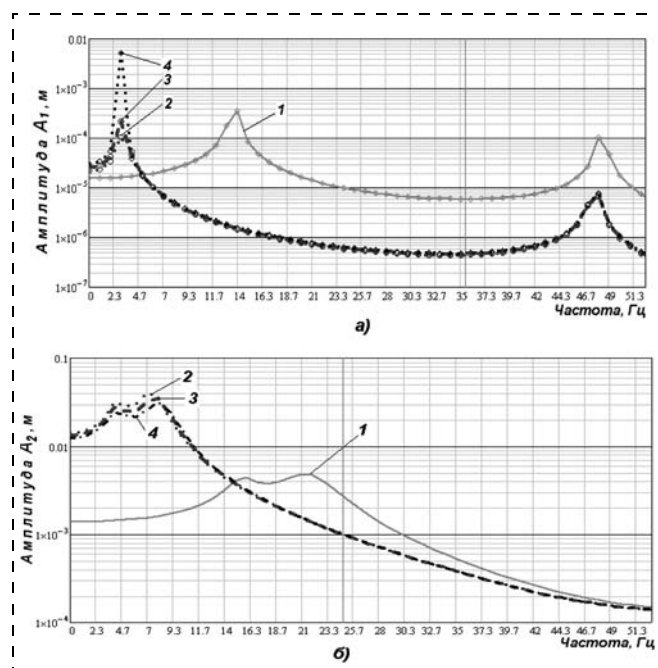


Рис. 5. Теоретические амплитуды колебаний к выбору параметров демпфирования АПК: 1 — штатная подвеска вращателя без дополнительного АПК ($\nu_2 = 0,34$); 2 — подвеска без верхних полиспадов с дополнительным АПК ($\nu_2 = 0,6$); 3 — подвеска без верхних полиспадов с дополнительным АПК ($\nu_2 = 0,7$); 4 — подвеска без верхних полиспадов с дополнительным АПК ($\nu_2 = 0,8$)

Амплитуды A_2 резонансных колебаний вращателя (см. рис. 5, б) для подвесок с АПК в диапазоне частот 8...52 Гц также, как и у рамы, практически слились друг с другом.

Даже при минимальной, но все же значительной амплитуде вращателя $A_2 = 22$ мм (при $v_2 = 0,8$), амплитуда $A_1 = 5$ мм сильно возрастает по сравнению со штатной подвеской, у которой $A_{1 \text{ шт.}} = 0,5$ мм на частоте первого резонанса. Поэтому ни один вариант подвески без верхних полиспадов с дополнительным АПК, в которой была решена задача получения минимальной жесткости, не может быть рекомендован к применению.

Рассмотрев все исследованные варианты АПК, мы пришли к выводу, что целесообразно на штатной подвеске установить дополнительный АПК (вариант 2, рис. 4, а и б), который позволяет снизить амплитуду колебаний A_1 рамы станка в 2,7 раза. При этом амплитуда колебаний вращателя A_2 увеличивается в разумных пределах до 10 мм по сравнению с 5 мм в штатном варианте подвески.

Конструктивная реализация дополнительного АПК

На рис. 6 показан фрагмент реализации дополнительного АПК на опорно-подающем узле станка СБШ-250 по патенту [6].

Упругодемпфирующие элементы АПК размещены в корпусах 1 (см. рис. 6, а), установленных на несущей раме 2, прикрепленной к ползунам 3 опорно-подающего узла 4. Усилие подачи P_0 (см. рис. 2), прикладывается к кассетам АПК через штоки 5 (см. рис. 6, а) и коуши 6 нижних полиспадных канатов.

Кассета АПК (см. рис. 6, б) включает два сепаратора 1, в которых закреплены 14 отрезков стального каната 2. Перед установкой кассет в корпуса 1 дополнительного АПК их предварительно "тренируют" на прессе для получения стабильной нагрузочной характеристики.

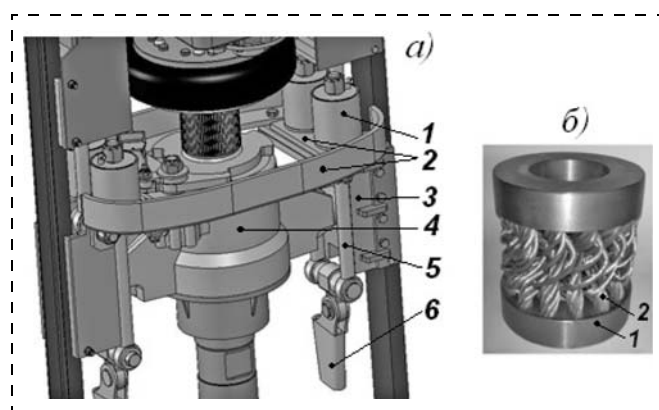


Рис. 6. Фрагмент реализации дополнительного АПК:
а — конструкция; б — кассета АПК

Выводы и задачи дальнейших исследований

1. Разработан дополнительный АПК буровой штанги, который обеспечивает снижение жесткости подвески вращателя до $c_2 = 3,98 \cdot 10^6$ Н/м и в 5,7 раза снижает амплитуду колебаний рамы станка СБШ-250. Однако этот вариант АПК не может быть рекомендован к применению, поскольку недопустимо возрастает резонансная амплитуда вращателя — до 50 мм.

2. Дополнительный АПК целесообразно применить на штатной подвеске вращателя, что снижает амплитуду колебаний A_1 рамы станка в 2,7 раза. При этом амплитуда колебаний вращателя увеличивается, но в разумных пределах — до 10 мм по сравнению с 5 мм в штатном варианте подвески.

3. Задачами дальнейших исследований является экспериментальная проверка результатов теоретических исследований.

Список литературы

1. Марасанов Ю. П., Штромвассер Р. С. Анализ методов снижения вибрации буровых шарошечных станков // Известия вузов. Горный журнал. 1973. № 5. С. 90—96.
2. Громадский А. С., Громадский В. А., Аксенов А. В. Демпфирование продольных колебаний вращателя и бурового става станков шарошечного бурения: Материалы Міжнародна конф. "Сталій розвиток гірничо-металургійної промисловості", Кривий Ріг, Україна, 25—28 травня 2011. КТУ, 2011. С. 133.
3. Цитович Н. А. Механика грунтов. М.: Высш. школа, 1983. 287 с.
4. Справочные материалы. Сопротивление материалов. Модули упругости и коэффициенты Пуассона для некоторых материалов. Чернігівський державний технологічний університет. Кафедра технологічної і прикладної механіки (вересень 2007 р.). http://www.sopromat.org.ua/sopromat_files/sprav/mod_pr.htm.
5. Беляков Ю. И. Совершенствование технологии вымочно-погрузочных работ на карьерах. М.: Недра, 1977. 295 с.
6. Пат. України на корисну модель № 67282, Е21В, Буровий верстат. / Патентовласник / В. А. Громадський // В. А. Громадський № и 201109254, заявлено 25.07.2011. (Опубл. 10.02.2012: Бюл. № 3).
7. Резников И. Г. Виброзащитные системы с преобразованием движения для горных машин. Киев: Выща школа, 1989. 54 с.
8. Громадский А. С. Снижение динамических нагрузок карьерных экскаваторов. Кривой Рог: Издательский центр КТУ, 2008. 280 с.
9. Марасанов Ю. П., Боровков В. А., Штромвассер Р. С. Упругие колебания бурового става при проходке направленных скважин шарошечным долотом // Известие вузов. Горный журнал. 1972. № 2. С. 132—140.

Разработка технико-экономической модели рабочих процессов бурения скважин из подземных горных выработок

Приведена технико-экономическая модель бурильных станков, позволяющая оптимизировать их параметры. Установлена взаимосвязь между отдельными операциями, выполняемыми приводами, и степень их влияния на производительность бурильной установки в зависимости от типа привода уже на стадии проектирования.

Ключевые слова: производительность, бурильный станок, вспомогательные операции, технико-экономическая модель.

D. V. Fedin, L. A. Saruev

Development of Technical and Economic Model of Work Process for Well Drilling in Underground Mining Workings

Technical and economic model of drilling machines, which is aimed at optimization of their parameters has been proposed. The correlation of definite processes produced by drilling machine's drives, as well as the influence of these processes on drilling machine efficiency depending on the drive type at the design stage have been defined.

Keywords: performance, drill machine, auxiliary operations, techno-economic mode.

Введение

Процесс бурения скважин малого диаметра из подземных горных выработок машинами вращательно-ударного действия предполагает три составляющих элемента: бурильную машину, технологию бурения и забой. Ключевым элементом в этой системе является бурильная машина, параметрами которой, главным образом, определяется эффективность бурения. Эти параметры (конструктивные, технологические и экономические) образуют совокупность входных и выходных переменных этого элемента системы. Количество их значительно, а степень влияния на эффективность различна, в связи с чем возникает задача их оптимизации [1]. Поэтому разработка метода, с помощью которого на стадии проектирования ставятся условия и факторы, определяющие уровень экономичности машины, формирование их влияния и взаимосвязь, имеет актуальное значение.

Цель методики: помочь конструктору на ранних стадиях проектирования провести комплексный технико-экономический анализ конструкции установки и на его основании определить параметры, обеспечивающие ее эффективность.

Задача, решаемая методикой: определить конечные значения параметров бурильной установки,

которые обеспечили бы максимально возможную производительность бурения, при снижении целого ряда таких основных и дополнительных показателей экономической эффективности, как себестоимость единицы продукции (1 пог. м скважины или 1 т добытой руды); капитальные затраты, отнесенные на единицу продукции; удельная материалоемкость и мощность.

Содержанием методики является решение следующих задач:

- анализ структуры цикла бурения;
- математическое моделирование цикла бурения;
- выбор критерия эффективности и его связи с моделируемыми параметрами;
- разработка технико-экономической модели процесса бурения;
- разработка оптимизации параметров бурильной машины;
- анализ технико-экономических показателей.

Методика определения оптимальных технико-экономических параметров станков

Сменная производительность бурильной машины определяется такими главными факторами, как механическая скорость бурения, подготови-

тельно-заключительные операции, коэффициент загрузки машины.

Для инженерных расчетов с достаточной точностью можно рекомендовать упрощенный метод определения средней величины механической скорости бурения v_6 [2, 3]:

$$v_6 = \frac{H}{T_6}, \quad (1)$$

где H — глубина бурения скважины, м; T_6 — время бурения, связанное с непосредственным взаимодействием породоразрушающего инструмента с забоем скважины, мин.

Потери времени на подготовительно-заключительные операции учитываются коэффициентом непрерывности бурения K_6 :

$$K_6 = \frac{T_6}{T_6 + T_{в.о}}, \quad (2)$$

где $T_{в.о}$ — подготовительно-заключительные и вспомогательные операции, отнесенные на глубину скважины.

Коэффициент загрузки машины K_3 зависит от обеспеченности ее фронтом работ и других организационных факторов. На стадии проектирования $K_3 = 1$.

Тогда формула сменной производительности машины Q , представленная в общем виде:

$$Q = v_6 T_{см} K_6, \quad (3)$$

с учетом уравнений (1) и (2) будет иметь вид:

$$Q = \frac{T_{см} H}{T_6 + T_{в.о}} = \frac{T_{см} H}{T_{ц}}, \quad (4)$$

где $T_{см}$ — продолжительность рабочей смены, мин; $T_{ц}$ — длительность цикла бурения скважины, мин.

Операции, составляющие $T_{ц}$, можно разделить на две группы: операции, величина которых не зависит от параметров установки и приводов ее механизмов — T_1 , и операции, зависящие от них — $T_{3.п}$; $T_{ц} = T_1 + T_{3.п}$.

Состав выделенных групп операций следующий:

$$T_1 = \sum_{i=1}^9 t_i, \quad (5)$$

где $t_1...t_9$ — время операции следующего содержания: получение и доставка инструмента, уборка рабочего места, ожидание подхода промывочной жидкости к забою скважины, подключение машины к водонапорной сети, замена коронки, осмотр и смазка машины, подключение к воздушной сети, продувка (промывка) скважины.

$$T_{3.п} = T_6 + t_{3.м} + t_{с.н} + t_{л} + t_{х.х} + t_{п.р} + t_{пер}, \quad (6)$$

где $t_{3.м}$ — закрепление машины в забое; $t_{с.н}$ — свинчивание и навинчивание штанг при разборке и сборке става; $t_{л}$ — закрепление става штанг в люнете направляющей рамы установки; $t_{х.х}$ — холостой ход вращательно-ударного механизма при сборке и разборке става штанг; $t_{п.р}$ — время на поворот направляющей рамы машины на следующую скважину; $t_{пер}$ — переезд бурильной установки на новый веер скважин.

Тогда уравнение производительности (4) будет иметь вид:

$$Q = \frac{T_{см} H}{T_1 + T_6 + t_{3.м} + t_{с.н} + t_{л} + t_{х.х} + t_{п.р} + t_{пер}}, \quad (7)$$

м/смену.

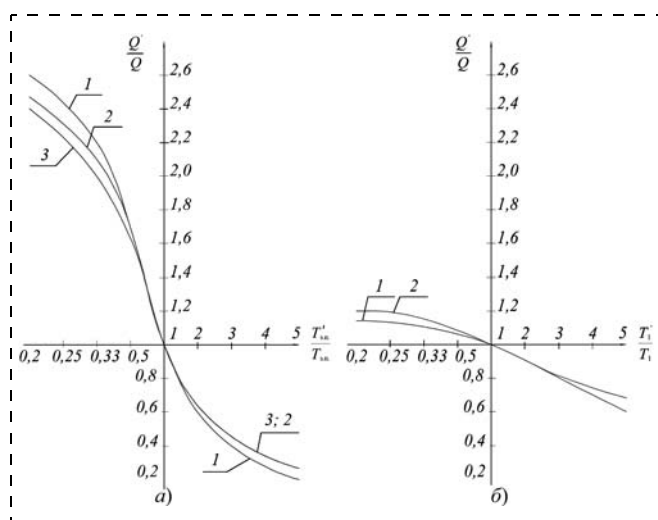
На рисунке представлены графики относительного изменения производительности Q'/Q , где Q' — новое значение производительности при уменьшении величин T_1 или $T_{3.п}$ до T'_1 или $T'_{3.п}$.

При построении графиков, изображенных на рисунке, для наглядности изменения относительной производительности Q'/Q продолжительность вспомогательных операций T_1 и $T_{3.п}$ изменялась от 1

до 5 (при уменьшении времени $\frac{T'_{3.п}}{2T_{3.п}} = \frac{1}{2} = 0,5$,

$\frac{T'_{3.п}}{3T_{3.п}} = \frac{1}{3} = 0,33$, $\frac{T'_{3.п}}{4T_{3.п}} = \frac{1}{4} = 0,25$, $\frac{T'_{3.п}}{5T_{3.п}} = \frac{1}{5} = 0,2$,

аналогично при увеличении продолжительности).



Влияние времени вспомогательных операций на производительность бурения:

а — операции, зависящие от типа привода (1 — $T_{3.п}$ гидропривода; 2 — $T_{3.п}$ пневмопривода; 3 — $T_{3.п}$ пневмогидро- и электропривода);
б — операции, не зависящие от типа привода (1 — T_1 гидропривода; 2 — T_1 пневмопривода)

Анализ зависимости (7) и рисунка показывает, что наиболее существенное влияние на нее оказывают операции, продолжительность которых зависит от параметров бурильной установки. Поэтому уменьшать продолжительность данных операций за счет совершенствования параметров рационально до тех пор, пока $T_{3.п} > T_1$. При $T_{3.п} < T_1$ на производительность уже более существенное влияние оказывает группа операций T_1 .

Следовательно, величина $\Delta T = T_{3.п} - T_1$ есть область рационального уменьшения группы операций $T_{3.п}$. Это условие необходимо учитывать при выполнении процедуры рационального выбора параметров бурильной установки. Продолжительность операций группы $T_{3.п}$ определяется целым рядом конструктивных и режимных параметров работы машины, инструмента и приводов.

Анализ зависимостей повышения производительности бурения от продолжительности вспомогательных операций показывает, что время выполнения операций можно уменьшить за счет изменения многих параметров. Причем имеет место косвенная взаимосвязь операций, т. е. уменьшение одной за счет какого-либо параметра может вызвать рост продолжительности другой. Поэтому возникает необходимость правильного выбора тех параметров, изменение которых привело бы к максимальному уменьшению $T_{в.о.}$, а значит, и к росту производительности.

Этой цели служит средняя продолжительность операции, которая является критерием рационального пути увеличения производительности:

$$t_{оп} = \frac{T_{3.п}}{n} = \frac{\sum_{i=1}^n t_i}{n}, \text{ мин}, \quad (8)$$

где t_i — продолжительность выполнения какой-либо i -й операции, зависящей от параметров установки и приводов ее механизмов, мин; n — число операций, составляющих величину $T_{3.п}$.

Связь критерия с производительностью видна, если в выражении (7) сумму операций $t_{3.м} + \dots + t_{пер}$ заменить величиной $t_{оп}n$, взятой из (8), т. е.

$$Q = \frac{T_{см} H}{T_1 + t_{оп} n}. \quad (9)$$

Производительность бурения (9) будет расти при $t_{оп} \rightarrow \min$. Анализ формулы (8) показывает, что достигнуть этого можно несколькими способами.

1. Уменьшить суммарную продолжительность вспомогательных операций путем сокращения величин ее составляющих:

$$T_{3.п} \rightarrow \min \text{ при } n = \text{const.}$$

2. Сократить число наиболее продолжительных вспомогательных операций ($n \rightarrow 1$), не изменяя величины остающихся (теоретически, пределом сокращения служит одна операция — бурение).

3. Уменьшить продолжительность отдельных вспомогательных операций и их количество ($T_{3.п} \rightarrow \min$ и $n \rightarrow 1$).

Уменьшение времени операций любым из указанных способов достигается за счет изменения параметров. Этот процесс выглядит следующим образом: при изменении каждого параметра на заданный интервал Δi (не следует изменять параметры сразу до своего предельного значения) изменяются продолжительности операций и получаются новые значения $t_{оп.i}$ (8). Из всех параметров рационально изменять тот, который дает максимальное сокращение $t_{оп}$, т. е. $\Delta t_{оп} = t_{оп} - t_{оп.i} \rightarrow \max$. Данная процедура представлена ниже в алгоритме оптимизации.

Рост производительности за счет совершенствования параметров бурильной установки должен сопровождаться повышением уровня экономической эффективности бурения. Для того чтобы установить условия и факторы, определяющие этот уровень, сформулировать их взаимосвязь и влияние, необходима технико-экономическая модель процесса бурения.

Схема модели представляется в следующем виде:

$$\begin{aligned} Z_{пр} &= Z_{пр}(C, K_y); \\ C &= C(K_y, Q); \\ K_y &= K_y(N, G, P \text{ и тип привода}); \\ Q &= Q(H, T_6, T_{в.о.}, \text{ крепость породы}), \end{aligned} \quad (10)$$

где $Z_{пр}$ — удельные приведенные затраты (затраты, отнесенные на 1 пог. м, $Z_{пр} = C + E_n K_y$); C — себестоимость 1 пог. м скважины; K_y — удельные капитальные затраты; E_n — нормативный коэффициент экономической эффективности; G — вес; N — мощность приводов установки; P — давление сжатого воздуха в сети.

Себестоимость 1 пог. м скважины складывается из заработной платы бурильщика C_3 , амортизационных отчислений C_a , затрат на текущий ремонт $C_{т.р.}$, стоимость энергии, расходуемой на бурение, $C_{э.б}$ и на вспомогательные операции $C_{э.всп}$, стоимости материалов C_m и прочих расходов $C_{п.}$. Тогда

$$C = C_3 + C_a + C_{т.р.} + C_m + C_{э.б} + C_{э.всп} + C_{п.} \quad (11)$$

Кроме того, данная модель предполагает наличие дополнительных показателей эффективности, которые, в зависимости от поставленной задачи, могут выступать ограничениями. Ими являются относительный вес бурильной машины и удельная мощность приводов машины. Определяются они как отношение веса машины и общей мощно-

сти приводов к единице производительности бурения (например, сменной производительности).

Процесс оптимизации параметров заключается в том, что каждые из них изменяются на заданный интервал Δi и среди вновь полученных значений параметров выбирается тот, который обеспечил максимальное снижение продолжительности средней операции $\Delta t_{\text{оп}}$, но при этом должны соблюдаться условия:

$$Z_{\text{пр.}\Delta i} \leq Z_{\text{пр.0}}; C_{\Delta i} \leq C_0, G_{y,\Delta i} \leq G_{y,0}; N_{y,\Delta i} \leq N_{y,0},$$

где $Z_{\text{пр.}\Delta i}$, $C_{\Delta i}$, $G_{y,\Delta i}$, $N_{y,\Delta i}$ — указанные выше величины, полученные при новом значении изменяемого параметра; $Z_{\text{пр.0}}$, C_0 , $G_{y,0}$, $N_{y,0}$ — эти же величины, но полученные при исходных значениях параметров.

Если данные условия не соблюдаются хотя бы по одному из неравенств, то выбирается другой параметр, изменение которого на свой интервал Δj обеспечило снижение $t_{\text{оп.}j}$ на величину, близкую к максимальной. Этот новый параметр также проверяется по изложенным выше ограничениям.

Задача, представленная уравнениями (7)–(10), в общем виде может быть записана как задача статической оптимизации. Анализ этой задачи по оптимизируемым переменным показывает, что она включает нелинейные ограничения. Поэтому для ее решения выбран метод покоординатного спуска (метод Гаусса-Зейделя).

Ниже приведен алгоритм оптимизации, который представляет собой следующие этапы решения.

1. Группировка вспомогательных технологических операций и определение их длительности через параметры бурильной установки и ее приводов.

2. Выбор параметров, изменение которых максимально снижает среднюю продолжительность операций.

3. Многошаговый поиск решения с учетом принятых ограничений и показателей эффективности.

3.1. Весь цикл бурения скважины представить в виде двух групп операций:

$$T_1 = \sum_{i=1}^9 t_i,$$

$$T_{3,\text{п}} = T_6 + t_{3,\text{м}} + t_{\text{с.н}} + t_{\text{л}} + t_{\text{х.х}} + t_{\text{п.р}} + t_{\text{пер}}.$$

3.2. Найти разность $\Delta T = T_{3,\text{п}} - T_1$.

3.3. Определить математическую зависимость операций, входящих в $T_{3,\text{п}}$, от параметров установки и ее приводов:

$$\begin{aligned} t_{3,\text{м}} &= f(a_i, b_i, \dots, K_i), \\ T_6 &= f(a_j, b_j, \dots, K_j), \\ &\dots \\ t_{\text{пер}} &= f(a_m, b_m, \dots, K_m), \end{aligned}$$

где $a, b, \dots, K$ — параметры установки.

3.4. Установить предельные значения параметров:

$$\begin{aligned} a_{\text{imax}} &\geq a_i \geq a_{\text{imin}}, \\ b_{\text{imax}} &\geq b_i \geq b_{\text{imin}}, \\ &\dots \\ K_{\text{imax}} &\geq K_i \geq K_{\text{imin}}. \end{aligned}$$

3.5. Выбрать интервалы изменения параметров $\Delta a, \Delta b, \dots, \Delta K$. Тогда исследуемые параметры могут принимать следующие величины:

$$\begin{aligned} a_1 &= a_0 + \Delta a, a_2 = a_1 + \Delta a, \dots, a_m = a_{m-1} + \Delta a; \\ b_1 &= b_0 + \Delta b, b_2 = b_1 + \Delta b, \dots, b_m = b_{m-1} + \Delta b; \\ &\dots \\ K_1 &= K_0 + \Delta K, K_2 = K_1 + \Delta K, \dots, K_m = K_{m-1} + \Delta K. \end{aligned}$$

3.6. Определить среднюю продолжительность операции при начальных значениях параметров:

$$t_{\text{оп}} = \frac{T_6 + t_{3,\text{м}} + t_{\text{с.н}} + t_{\text{л}} + t_{\text{х.х}} + t_{\text{п.р}} + t_{\text{пер}}}{n}.$$

3.7. При исходных значениях параметров найти удельные приведенные затраты $Z_{\text{пр.0}}$, себестоимость 1 пог. м скважины C_0 , относительный вес $G_{y,0}$ и удельную мощность $N_{y,0}$:

$$\begin{aligned} Z_{\text{пр.0}} &= f(a, b, \dots, K); \\ C_0 &= f(a, b, \dots, K); \\ G_{y,0} &= f(a, b, \dots, K); \\ N_{y,0} &= f(a, b, \dots, K). \end{aligned}$$

3.8. Определить среднюю продолжительность операций при изменении каждого параметра на определенный интервал:

$$\begin{aligned} t_{\text{оп}}^{a_1} &\text{ при } a_0 \rightarrow a_1, (b_0, c_0, \dots, K_0) = \text{const}; \\ t_{\text{оп}}^{b_1} &\text{ при } b_0 \rightarrow b_1, (a_0, c_0, \dots, K_{i-1}) = \text{const}; \\ &\dots \\ t_{\text{оп}}^{K_1} &\text{ при } K_0 \rightarrow K_1, (a_0, b_0, c_0, \dots, K_{i-1}) = \text{const}. \end{aligned}$$

3.9. Найти разности между средней продолжительностью операции $t_{\text{оп}}$ и величинами, полученными в п. 3.8:

$$\begin{aligned} \Delta t_{\text{оп}}^{a_1} &= t_{\text{оп}} - t_{\text{оп}}^{a_1}, \\ \Delta t_{\text{оп}}^{b_1} &= t_{\text{оп}} - t_{\text{оп}}^{b_1}, \\ &\dots \\ \Delta t_{\text{оп}}^{K_1} &= t_{\text{оп}} - t_{\text{оп}}^{K_1}. \end{aligned}$$

3.10. Из величин, полученных в п. 3.9, выбрать максимальную. Параметр (например, a_1), давший

$\Delta t_{\text{оп}}^{a_1} = \max$, обеспечивает наибольшее приращение производительности. Остается проверить его по ограничениям, найденным в п. 3.7.

Для этого:

3.10.1. В случае $n\Delta t_{\text{оп}}^{a_1} < \Delta T$ найти удельные приведенные затраты $Z_{\text{пр}}^{a_1}$ и себестоимость C^{a_1} при принятом значении данного параметра.

3.10.2. При $n\Delta t_{\text{оп}}^{a_1} > \Delta T$ расчеты, связанные с оптимизацией и сокращением времени операций группы $T_{3.п}$, закончить (следует понимать так: изменение параметра a_0 до величины a_1 обеспечило прирост производительности в заданной области ΔT). Поэтому следует перейти к сокращению операций группы T_1 .

3.11. Сравнить $Z_{\text{пр}}^{a_1}$ и C^{a_1} со значениями $Z_{\text{пр.0}}$ и C_0 , найденными в п. 3.7, если выполняется условие 3.10.1. При $Z_{\text{пр}}^{a_1} < Z_{\text{пр.0}}$ и $C^{a_1} < C_0$ изменить параметр a_1 еще на интервал Δa и при новом значении параметра $a_2 = a_1 + \Delta a$ найти среднюю продолжительность операции $\Delta t_{\text{оп}}^{a_2}$.

3.12. Определить разность между средней продолжительностью операции (п. 3.6) и вновь полученной при п. 3.11:

$$\Delta t_{\text{оп}}^{a_1} = t_{\text{оп}} - t_{\text{оп}}^{a_2}.$$

3.13. Если величина $\Delta t_{\text{оп}}^{a_2}$ опять наибольшая, то параметр a_2 изменить еще на интервал $a_3 = a_2 + \Delta a$ и далее следовать с п. 3.10. Если величина $\Delta t_{\text{оп}}^{a_2}$ не является максимальной, то выбрать в п. 3.9 другой параметр, обеспечивший наибольшую из имеющихся величин $\Delta t_{\text{оп}}^i$, и все операции с ним проводить с п. 3.10.

Если при выбранном параметре в п. 3.11 окажется, что удельные приведенные затраты или себестоимость 1 пог. м скважины, найденные с этим параметром, будут больше $Z_{\text{пр.0}}$ и C_0 , то от этого параметра пока следует отказаться и выбрать другой согласно п. 3.10.

В соответствии с данным алгоритмом исследуемые параметры необходимо изменять до тех пор, пока не будет выполнено условие $n \sum_{i=1}^m \Delta t_{\text{оп}}^i \geq \Delta T$

или параметры не превысят свои предельные значения.

При $n \sum_{i=1}^m \Delta t_{\text{оп}}^i \geq \Delta T$ перейти к группе операций

T_1 и далее следовать с п. 3.3, попеременно сокращая продолжительность или число операций групп T_1 и $T_{3.п}$ за счет совершенствования бурильной установки.

Данная методика была успешно апробирована в ОАО "Кузбасский научно-исследовательский институт шахтного строительства" (ОАО "Кузниишахтострой") канд. техн. наук Ю. Д. Григоренко при проектировании станков для бурения скважин (г. Кемерово).

Заключение

1. С помощью математических зависимостей установлена взаимосвязь между операциями, выполненными приводами, выявлена степень влияния их на производительность бурения скважин. Разработанная технико-экономическая модель бурильных установок позволяет оптимизировать их параметры одновременно по нескольким критериям.

2. Исследование бурильных установок с различными типами привода (пневматическим, гидравлическим, электрическим, а также их комбинациями) согласно предлагаемой методике позволяет оценить влияние типа привода на эффективность бурения уже на стадии проектирования установки.

Список литературы

1. Казанцев А. А., Саруев Л. А. Повышение эффективности вращательно-ударного бурения скважин малых диаметров: монография / Юргинский технологический институт. Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2011. 113 с.
2. Медведев И. Ф. Режимы бурения и выбор буровых машин. М.: Недра, 1986. 223 с.
3. Григоренко Ю. Д. Повышение технического уровня буровзрывных проходческих комплексов типа "Сибирь" на стадии разработки // Совершенствование техники и технологии шахтного строительства: сб. научн. тр. Кемерово: Кузниишахтострой. 1998. С. 109—120.

В. А. Дзензерский, д-р техн. наук, проф., директор, **Ю. А. Жулай**, вед. науч. сотр.,
Институт транспортных систем и технологий НАНУ, г. Днепропетровск,
А. А. Ангеловский, ген. директор, ПАО "Краснодонуголь", г. Краснодон Луганской обл., Украина
e-mail: zhulay@westa-inter.com

Определение параметров импульсного воздействия при гидрорыхлении выбросоопасных угольных пластов*

Выполнено теоретическое обоснование параметров гидроимпульсного воздействия при рыхлении выбросоопасных угольных пластов. Сравнение теоретических и экспериментальных зависимостей частоты следования импульсов от их величины подтвердило правильность выбора геометрических параметров предложенного устройства гидроимпульсного рыхления.

Ключевые слова: выбросоопасный угольный пласт, статическое нагнетание жидкости, периодически-срывная кавитация, гидроимпульсное воздействие.

V. A. Dzenzersky, Yu. A. Zhulay, A. A. Angelovsky

Definition of Parameters of Pulse Influence at Hydraulic Loosening of Outburst-Prone Coal Layers

The theoretical justification of parameters of hydroimpulsive influence at hydraulic loosening of outburst-prone coal layers is done. The comparison of theoretical calculations and experimental dependencies of pulse-repetition frequency on pulse size has confirmed the correctness of geometric parameters of the proposed device for hydraulic loosening.

Keywords: outburst-prone coal layer, static fluid injection, periodically stalling-cavitation, hydroimpulsive influence.

При проведении подготовительных выработок комбайнами одним из основных способов борьбы с газовым и пылевым факторами является гидрорыхление угольного пласта нагнетанием жидкости в статическом режиме [1]. Однако с увеличением глубины разработки месторождений, изменением свойств углепородного массива при одновременном увеличении нагрузки на очистные и подготовительные забои нагнетание жидкости в таком режиме не исключает вероятность гидроразрыва и гидроотжима краевой части пласта с последующим провоцированием газодинамического явления.

Основным недостатком технологии гидрорыхления нагнетанием жидкости в статическом режиме можно считать неуправляемый процесс трещинообразования, что снижает эффективность фильтрации жидкости по всей мощности слоев и пропластков, слагающих угольный пласт. Кроме того, повышение эффективности мероприятий, связанных с таким нагнетанием жидкости в углепородный массив, сдерживается горно-геологическим

фактором — наличием пород, склонных к размоканию, обрушению и пучению, и горно-техническим фактором — формированием впереди забоя выработки зон разгрузки и повышенного горного давления.

На рис. 1 представлены зависимости коэффициента проницаемости жидкости k и величины

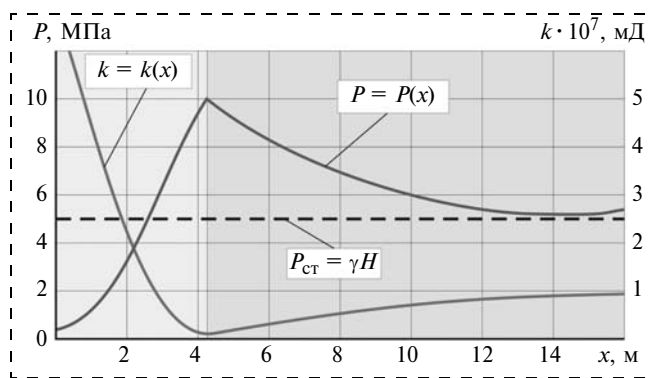


Рис. 1. Изменение водопроницаемости угля и величины горного давления на удалении от забоя выработки:

k — коэффициент водопроницаемости угля; P — величина горного давления; x — расстояние в глубь забоя; $P_{ст}$ — статическое горное давление; γ — средний удельный вес горных пород; H — глубина залегания угольного пласта

* Статья поступила с "Недели горняка".

горного давления P от расстояния в глубь забоя x . Здесь же приведено статическое горное давление $P_{ст}$, равное произведению среднего удельного веса горных пород γ на глубину залегания угольного пласта H . Коэффициент проницаемости в зонах разгрузки и повышенного горного давления имеет прямо противоположные значения от свободного течения жидкости по трещинам до практического отсутствия фильтрации жидкости вообще. Между водопроницаемостью угольного пласта и величиной горного давления имеется четкая обратная связь — при увеличении горного давления водопроницаемость пласта уменьшается и, наоборот, по мере уменьшения горного давления водопроницаемость возрастает.

Как показала практика ведения работ, при расположении фильтрационной камеры в разгруженной зоне (0...3 м по оси x) нагнетаемая жидкость фильтруется по трещинам в выработанное пространство, а при расположении камеры в зоне повышенного горного давления (3...8 м) из-за низкой водопроницаемости угля происходит неуправляемый процесс гидроотжима пласта.

В связи с вышеизложенным, поиск новых способов и средств проведения профилактических мероприятий борьбы с газовым и пылевым факторами продолжает оставаться актуальной задачей.

Решение данной проблемы стало возможным после ряда исследований импульсного нагнетания жидкости в угольный массив [2]. Такое воздействие порождает в упругой среде переменное напряжение, распространяющееся в виде волн. Не перегружая массив угля в целом, при этом образуются системы разветвленных микротрещин, вследствие чего растет эффективная пористость угля и обеспечиваются условия для повышения влажности угля, что приводит к эффекту пылеподавления и ослабления массива.

Несмотря на многочисленность разработанных устройств импульсного воздействия жидкостью на угольные пласты, они обладают рядом недостатков. Главными являются необходимость дополнительного источника энергии, сложность эксплуатации машин, связанная с наличием движущихся деталей и пружин, резиновых манжет, изнашивающихся в процессе эксплуатации.

Одним из перспективных направлений, позволяющих исключить эти недостатки, является создание высокоамплитудных гидродинамических волн в трубопроводе за кавитационным генератором и преобразование их в механическое вибронагружение угольного пласта. Генератор прост

в изготовлении (он представляет собой трубку Вентури специальной геометрии), не требует дополнительного источника энергии и легко вписывается в технологическую схему гидрорыхления.

В последние годы значимые результаты в этом направлении получены Институтом геотехнической механики (ИГТМ) НАН Украины совместно с ПАО "Краснодонуголь". В основу гидроимпульсного воздействия положено явление периодически-срывной кавитации в потоке технологической жидкости при рыхлении пласта. Были обоснованы геометрические параметры устройства гидроимпульсного воздействия (УГИВ) [3, 4], реализующего режим такого течения, и определены его динамические характеристики — зависимости импульсов давления и частот автоколебаний от параметра кавитации. Параметр кавитации, как критерий динамического подобия кавитационного течения, определяется отношением давлений на выходе и входе генератора, т. е. $\tau = P_1/P_0$. В числителе этого параметра значение давления, под действием которого каверна захлопывается, а в знаменателе давление, определяющее скоростной напор потока в критическом сечении, в результате которого может образоваться и расширяться каверна.

На рис. 2 приведена схема УГИВ, состоящая из напорного трубопровода 4, погружного кавитационного генератора 5 с присоединенным к нему последиффузорным каналом 8. Основным критерием выбора геометрических параметров кавитационного генератора (диаметр критического сечения $d_{кр} = 2,5$ мм, длина $l_{кр} = 3,0$ мм, угол раствора диффузора $\beta = 20^\circ$ и диаметр выходного сечения $D = 10$ мм) и последиффузорного канала (длина $l_{тр} = 0,25$ м) была реализация максимальных зна-

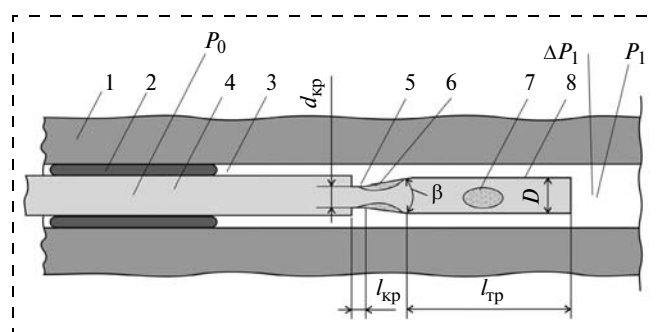


Рис. 2. Схема УГИВ для гидрорыхления угольного массива:
1 — угольный пласт; 2 — герметизатор; 3 — скважина; 4 — напорный трубопровод; 5 — кавитационный генератор; 6 — оседлая каверна; 7 — оторвавшаяся и снесенная по потоку часть каверны; 8 — последиффузорный канал; P_0 — давление на входе в УГИВ; P_1 — давление подпора в скважине; ΔP_1 — импульсное давление

чений размаха автоколебаний давления технологической жидкости в скважине [3].

Устройство работает следующим образом. При подаче жидкости по напорному трубопроводу 4 на вход генератора 5 под давлением P_0 со скоростью v_0 в его критическом сечении происходит резкое падение давления и рост скорости движения жидкости до значений $P_{кр}$ и $v_{кр}$, при которых возникает разрыв сплошности жидкости и образуется каверна 6, заполненная парами выделившегося газа. Оседлая каверна распространяется вдоль стенок критики и диффузора и при достижении определенных размеров отрывается от стенок генератора, сносится по потоку и захлопывается в зоне повышенного давления в последиффузорном канале 8, создавая высокоамплитудное пульсирующее течение. Отличительной особенностью такого течения является стабильность частоты роста и отрыва кавитационной каверны, расположенной в диффузоре, и ее захлопывания (500...7000 Гц), а также отсутствие зависимости частоты колебаний от длины выходного трубопровода за местным сужением, которое указывает на неакустическую природу высокочастотных колебаний. Вследствие негармонической формы колебаний в дальнейшем будем использовать величину размаха $\Delta P_1 = P_{1max} - P_{1min}$, где P_{1max} и P_{1min} — максимальное и минимальное значения давления в импульсе за генератором.

Нерешенной задачей в исследовании [3] осталось обоснование параметров гидроимпульсного воздействия на выбросоопасные угольные пласты с глубиной залегания 900 м и более при давлении газа в пласте (давление подпора), которое в среднем составляет 4...6 МПа, а в некоторых случаях достигает 12,0 МПа.

Целью данной работы являются обоснование параметров гидроимпульсного воздействия на угольный пласт и оценка эффективности его применения в условиях больших глубин, где применение статического нагнетания жидкости не приносит желаемого результата.

Для определения гидродинамических характеристик УГИВ на гидравлическом стенде проведены исследования в трубопроводе, моделирующем скважину, с замерами импульсов давления и их частоты следования по его длине, как это показано на рис. 3. Испытания разработанного варианта УГИВ для гидрорыхления угольных пластов

проводились с запиткой от реально действующей насосной установки, используемой на шахтах Донецкого бассейна, с расходом жидкости 56 л/мин при давлении нагнетания 21 МПа. Расчетная величина давления нагнетания должна быть $P_0 \leq 0,75\gamma H$ и обеспечивать безопасность ведения горных работ (для глубины залегания угольного пласта $H = 1000$ м; $0,75\gamma H$ составляет 21,4 МПа).

В качестве примера на рис. 4 представлены зависимости частоты следования пульсаций f и размаха автоколебаний давления жидкости ΔP от параметра кавитации τ , полученные при лабораторных исследованиях погружного УГИВ на модели скважины. Анализ представленных зависимостей показывает, что при давлении нагнетания 21 МПа с расходом жидкости 56 л/мин рабочий диапазон частоты автоколебаний (см. рис. 6, а) составляет 1...7 кГц. Изменение величин пульсаций давления (см. рис. 6, б) ΔP_2 и ΔP_5 от параметра кавитации τ нелинейно. Имеются два ярко выраженных максимума при значении параметра кавитации $\tau \approx 0,23$ $\Delta P_2 = 16,4$ МПа; $\Delta P_4 = 8,0$ МПа и при $\tau \approx 0,51$ $\Delta P_2 = 19,0$ МПа; $\Delta P_4 = 6,9$ МПа. Значения ΔP_3 и ΔP_5 существенно не отличаются друг от друга и находятся в диапазоне от 3 до 6 МПа.

Интенсивность импульсной нагрузки и расход нагнетаемой жидкости при рыхлении угольного массива регулируются давлением на входе в УГИВ. При этом в каждом конкретном случае, при установившемся давлении подачи жидкости на входе в устройство, в фильтрационной части шпура или скважины в зависимости от изменения гидравлического сопротивления угольного пласта будут изменяться параметр кавитации и значение импульсной нагрузки (частоты следования пульсаций и величина импульса).

Попытка теоретического обоснования минимально необходимых значений гидродинамиче-

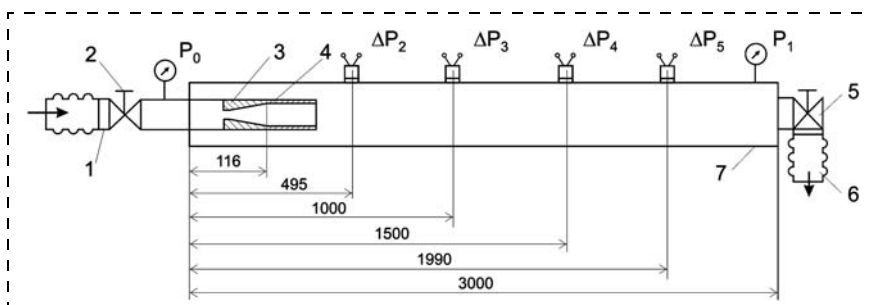


Рис. 3. Схема испытаний УГИВ на гидравлическом стенде с трубопроводом-имитатором скважины: 1 — напорный трубопровод; 2 — регулируемый дроссель; 3 — кавитационный генератор; 4 — последиффузорный канал; 5 — подпорный дроссель; 6 — сливной трубопровод; 7 — трубопровод, моделирующий скважину; $\Delta P_2... \Delta P_5$ — датчики пульсаций давления; P_0, P_1 — манометры давлений нагнетания и подпора

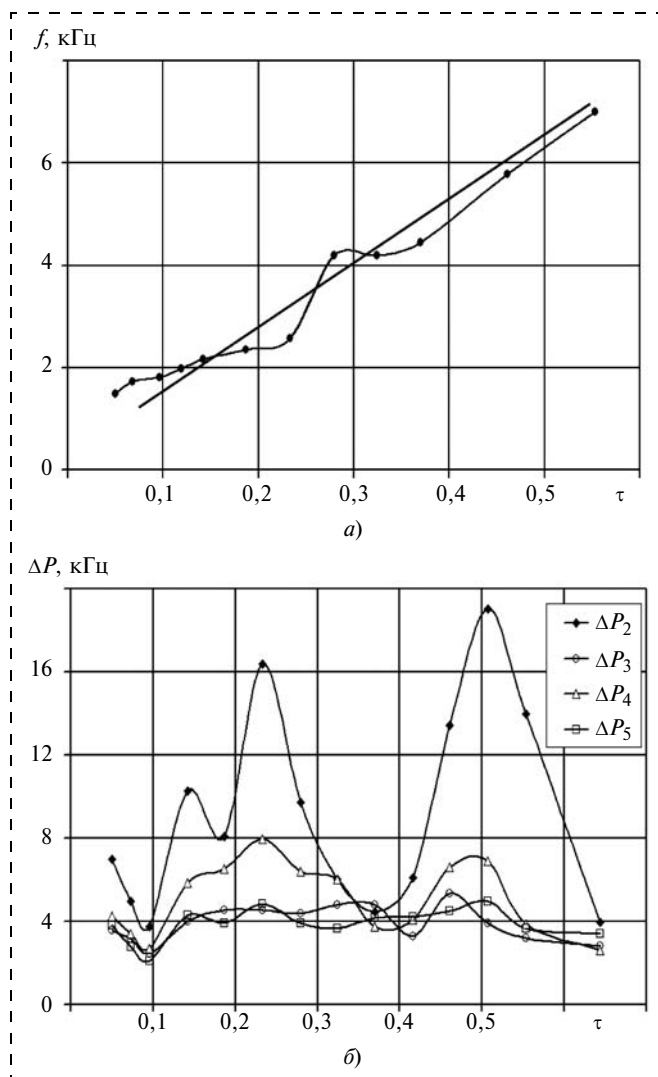


Рис. 4. Экспериментальные зависимости частоты (а) и размаха автоколебаний (б) от параметра кавитации в разных сечениях трубопровода-имитатора скважины

ских параметров (частота следования импульсов и их значения) при рыхлении угольного пласта была впервые предпринята в работе [5], где скорость деформаций выражена в следующем виде:

$$\dot{\varepsilon} = \frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{4\Delta P f}{E}, \quad (1)$$

где ε — линейная деформация угля; ΔP — импульсное давление; f — частота импульсов; E — модуль упругости угля; 4 — коэффициент, определяемый из условий равенства между собой длительности и скважности, длительностей возрастания и затухания импульса.

На рис. 5 показаны зависимости частоты от импульсного давления, заимствованная из работы [5], при различных значениях модуля упругости, наиболее вероятных для большинства шахтопластов при сжатии по напластованию ($E = 3 \cdot 10^2 \dots 5 \cdot 10^2$ МПа)

и перпендикулярно напластованию ($E = 2 \cdot 10^3$ МПа). Указанные зависимости были получены в предположении, что скорость развития деформаций принимается в пределах $480 \dots 500 \text{ с}^{-1}$, так как при $\dot{\varepsilon} > 480 \text{ с}^{-1}$ значения коэффициента трения практически стабилизируются.

Из рассмотрения представленной зависимости следует, что параметры гидроимпульсного воздействия на угольный пласт составляют: импульсное давление $20 \dots 60$ МПа, частота следования импульсов $4 \dots 1$ кГц. Однако следует отметить, что в настоящее время отсутствуют технические средства, способные реализовать воздействие с такими значениями импульсов.

Многочисленные экспериментальные исследования УГИВ, выполненные авторами работы, показали, что в условиях выбросоопасных пластов, где давление газа (давление подпора) составляет $4 \dots 6$ МПа, а в некоторых случаях достигает $12,0$ МПа, зависимость изменения импульсов давления во времени не имеет скважности и частота их следования (до 7 кГц) почти на порядок превышает частоту, полученную ранее в [5] (до $0,8$ кГц).

В связи с этим выражение (1) для скорости деформаций представим в следующем виде:

$$\dot{\varepsilon} = \frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{\Delta P f}{E}. \quad (2)$$

При рассмотрении проблем горных ударов и внезапных выбросов во ВНИМИ [6] были исследованы свойства удароопасных углей. Впервые обнаружено падение прочности каменного угля и особенно резкий спад прочности наблюдается в интервале скоростей деформации от 1 до 10 с^{-1} .

С учетом изложенного выше выражение (2) для предельного случая скорости деформации, равной 10 с^{-1} , трансформируется следующим образом:

$$f = \frac{10E}{\Delta P}. \quad (3)$$

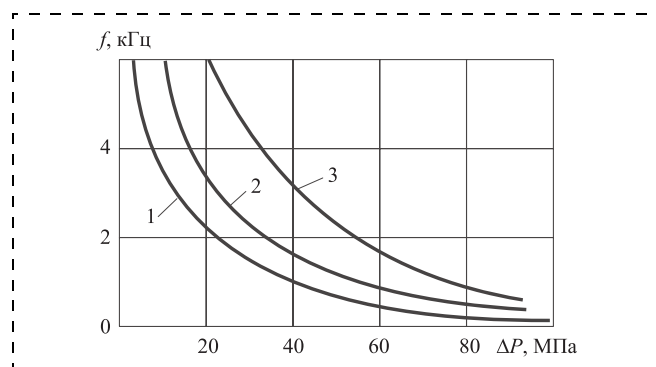


Рис. 5. Зависимости частоты от импульсного давления: 1 — $E = 3 \cdot 10^2$ МПа; 2 — $5 \cdot 10^2$ МПа; 3 — $2 \cdot 10^3$ МПа

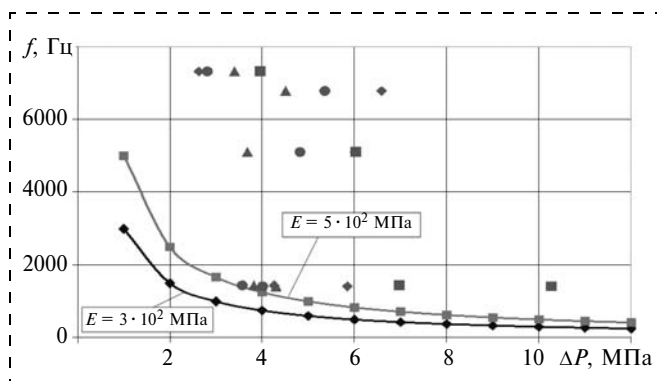


Рис. 6. Теоретические зависимости частоты следования импульсов от их величины и экспериментальные рабочие точки устройства импульсного нагнетания жидкости в угольный пласт при давлении нагнетания 21 МПа:

▲ — 3,1 МПа; ■ — 7,1 МПа; ● — 10,1 МПа; ◆ — 14,4 МПа

Для нас важно значение модуля упругости по напластованию, так как в этом направлении динамическое воздействие приводит в движение трещины, наклонные к напластованию, т. е. в направлении малой проницаемости угольного пласта в естественном состоянии [5].

На рис. 6 приведены теоретические зависимости частоты следования импульсов давления от их величины, рассчитанные по выражению (3). Эти зависимости определяют минимально необходимые значения частоты и импульсного давления при рыхлении выбросоопасных угольных пластов. Здесь же представлены экспериментальные рабочие точки УГИВ при его испытании в трубопроводе, имитирующем скважину, по схеме, приведенной на рис. 3. Испытания проводились с учетом параметров выбросоопасного угольного пласта: глубина залегания 1000 м; давление газа в пласте (давление подпора) 4...12 МПа; расчетная величина давления нагнетания, обеспечивающая безопасность ведения горных работ, $P_0 \leq 21,4$ МПа.

Экспериментальные данные получены при замерах пульсаций давления на расстояниях 0,5; 1,0; 1,5 и 2,0 м от выхода из УГИВ при изменении давления подпора в диапазоне 3,1...14,4 МПа (охватывающий диапазон изменения давления газа в пласте) и давлении нагнетания 21 МПа.

Полученные экспериментальные результаты показывают, что при гидрорыхлении угольного пласта в направлении малой проницаемости при сжатии по напластованию ($E = 3 \cdot 10^2$ и $5 \cdot 10^2$ МПа) значения импульсов давления, создаваемых устройством гидроимпульсного воздействия, превы-

шают минимально необходимые значения, т. е. находятся выше теоретических кривых $f = f(\Delta P)$.

Исследования УГИВ на гидравлическом стенде и положение его рабочих точек относительно границ зависимостей частоты от значения импульсного давления подтвердили возможность использования разработанного устройства в комплексе горного оборудования для гидрорыхления угольных пластов.

Опытно-промышленные испытания УГИВ проводились на выбросоопасном угольном массиве на шахте "Суходольская-Восточная" ОАО "Краснодонец", на пласте i_3^1 гор. 915 м. Методикой проведения горно-экспериментальных работ предусматривалась оценка эффективности гидроимпульсного воздействия на основе применения полного комплекса нормативных способов по контролю и оценке эффективности мероприятий при проведении выработки с применением гидрорыхления угольного массива статическим нагнетанием жидкости [1] и с применением гидроимпульсного воздействия.

В результате горно-экспериментальных работ по технологической схеме гидрорыхления выбросоопасных угольных пластов через две скважины в забоях подготовительных выработок установлено:

- разработанная конструкция УГИВ при нагнетании жидкости в диапазоне давления от 10,0 до 20,0 МПа со скоростью нагнетания от 30 до 55 л/мин обеспечивает эффективное рыхление и дегазацию выбросоопасных угольных пластов в зонах с низкой гидравлической проницаемостью;
- рыхление массива нагнетанием жидкости через скважины диаметром 43 мм и длиной 6,0...7,0 м с глубиной герметизации от 4,0 до 5,0 м за зоной максимального опорного горного давления осуществляется без проявления гидроразрыва и протекания воды по сечению пласта в забое выработки. Мероприятия прекращались при достижении значения расчетного объема воды, нагнетаемой в пласт, или критерия системы контроля АПСС (аппаратура передачи сейсмоакустического сигнала) "активный процесс завершен";
- сравнение двух способов по длительности воздействия на массив показывает, что при гидроимпульсном воздействии по сравнению со статическим способом продолжительность нагнетания жидкости до завершения активного процесса гидрообработки пласта снижается до 50 %, а расход жидкости — до 60 %.

На основании комплекса проведенных исследований можно сделать следующие выводы.

1. Обоснованы минимально необходимые параметры гидроимпульсного воздействия при рыхлении выбросоопасных угольных пластов в направлении малой проницаемости.

2. Экспериментально установлено, что положение рабочих точек УГИВ относительно теоретических границ зависимостей частоты от значения импульсного давления в основном удовлетворяют горно-геологическим условиям и свойствам угля по давлению газа в пласте (давления подпора) $P_1 = 4,0...12,0$ МПа.

3. В результате горно-экспериментальных работ выполнена оценка эффективности применения погружного УГИВ при гидрорыхлении выбросоопасных угольных пластов. Установлено, что разработанная конструкция УГИВ обеспечивает:

- эффективное гидрорыхление и дегазацию выбросоопасных угольных пластов с низкой гидравлической проницаемостью в зонах повышенного горного давления без проявления протекания воды по сечению пласта в забое выработки;
- соблюдение критерия безопасности, не превышающая давления гидроразрыва пласта в фильтрационной камере скважины, т. е. $0,75\gamma H$, и при этом позволяет управлять процессом трещинообразования, где режим статического нагнетания жидкости не обеспечивает безопасность ведения работ.

4. Сравнение статического и импульсного нагнетания жидкости по длительности воздействия

на массив и расходу жидкости показало, что при гидроимпульсном воздействии они снижаются до 60 %. В процессе ведения работ признаки газодинамических явлений не наблюдались.

Список литературы

1. **Правила** ведения горных работ на пластах, склонных к газодинамическим явлениям: СОУ 10.1.001740-088—2005 / Минуглепромом Украины. Киев: Минуглепром Украины, 2005. 225 с.

2. **Кузнецов Ю. В.** Исследование импульсно-волнового способа нагнетания воды в пласт: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.15.11 / Ю. В. Кузнецов. Новочеркасск, 1968. 23 с.

3. **Моисеенко П. Ю.** Обоснование параметров кavitационного генератора для гидрорыхления угольных пластов: Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / Моисеенко П. Ю. Днепропетровск, 2010. 205 с.

4. **Пат. 87038** Украина, МКИ E21F 5/02. Устройство для гидроимпульсного воздействия на угольный пласт / Л. М. Васильев, Ю. А. Жулай, В. В. Зберовський, П. Ю. Моисеенко, Н. Я. Трохимец; собственник Институт геотехнической механики НАН Украины. № 2007 10209/9822; заявл. 13.09.07; опубл. 10.06.09, Бюл. № 11. 4 с.

5. **Васильев Л. М.** Научные основы процесса и создание технических средств нагнетания жидкости в угольные пласты для борьбы с вредными явлениями в шахтах: Дис. ... д-ра техн. наук: 05.15.11; 05.05.06 / Васильев Л. М. Днепропетровск, 1985. 307 с.

6. **Лодус Е. В.** Влияние скорости деформирования на прочность и хрупкость удароопасных углей и каменной соли / Е. В. Лодус, С. Л. Романовский // Горное давление и горные удары / Л.: ВНИИ горн. геомеханики и маркшейд. дела, 1976, сб. 99. С. 151—154.

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

Дизайнер *Т.Н. Погорелова*. Технический редактор *Е.В. Конова*. Корректор *Т.В. Пчелкина*.

Сдано в набор 15.02.2013. Подписано в печать 26.03.2013. Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 5,88. Заказ ГО313. 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.

Оригинал-макет ООО "Авансд солюшнз". Отпечатано в ООО "Авансд солюшнз". 105120, г. Москва, ул. Нижняя Сыромятническая, д. 5/7, стр. 2, офис 2.