

Учредитель: Издательство "НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ"

Главный редактор

КАНТОВИЧ Л.И., д.т.н., проф.

Зам. гл. редактора:

ИВАНОВ С.Л., д.т.н., проф.

ЛАГУНОВА Ю.А., д.т.н., проф.

Редакционный совет:

КОЗОВОЙ Г.И., д.т.н.

(сопредседатель)

ТРУБЕЦКОЙ К.Н., акад. РАН, д.т.н.

(сопредседатель)

АНТОНОВ Б.И.

ГАЛКИН В.А., д.т.н.

КОЗЯРУК А.Е., д.т.н., проф.

КОСАРЕВ Н.П., д.т.н., проф.

МЕРЗЛЯКОВ В.Г., д.т.н., проф.

НЕСТЕРОВ В.И., д.т.н., проф.

ЧЕРВЯКОВ С.А., к.т.н.

Редакционная коллегия:

АБРАМОВИЧ Б.Н., д.т.н., проф.

АНДРЕЕВА Л.И., д.т.н.

ГАЛКИН В.И., д.т.н., проф.

ГЛЕБОВ А.В., к.т.н.

ЕГОРОВ А.Н. (Белоруссия)

ЖАБИН А.Б., д.т.н., проф.

ЗЫРЯНОВ И.В., д.т.н.

МУХОРТИКОВ С.Г.

МЫШЛЯЕВ Б.К., д.т.н., проф.

ПЕВЗНЕР Л.Д., д.т.н., проф.

ПЕТРОВ В.Л., д.т.н., проф.

ПЛЮТОВ Ю.А., к.т.н., доц.

ПОДЭРНИ Р.Ю., д.т.н., проф.

САМОЛАЗОВ А.В.

СЕМЕНОВ В.В., к.т.н.

СТАДНИК Н.И. (Украина), д.т.н., проф.

ТРИФАНОВ Г.Д., д.т.н., доц.

ХАЗАНОВИЧ Г.Ш., д.т.н., проф.

ХОРЕШОК А.А., д.т.н., проф.

ЮНГМЕЙСТЕР Д.А., д.т.н., проф.

Редакция:

БЕЛЯНКИНА О.В.

ДАНИЛИНА И.С.

Телефон редакции:

(499) 269-53-97

Факс: (499) 269-55-10

Email: gma@novtex.ru

http://novtex.ru/gormash

СОДЕРЖАНИЕ

ПОДЗЕМНЫЕ РАБОТЫ

Коршунов Г. И., Юнгмейстер Д. А., Лавренко С. А., Сабитов А. Э., Уразбахтин Р. Ю. Комплекс для спасательных работ на шахтах при завалах 3

Луганцев Б. Б., Файнбурд Л. И., Сысоев Н. И. Классификация исполнительных органов струговых установок отрывного типа 9

ОТКРЫТЫЕ РАБОТЫ

Шемякин С. А., Матвеев Д. Н., Чебан А. Ю. Экскаватор одноковшовый с рабочим органом двухцелевого назначения 15

СТАЦИОНАРНЫЕ УСТАНОВКИ

Александров В. И., Кускильдин Р. Б. Необходимость подтормаживания подъемных сосудов при осуществлении предохранительного торможения на шахтных подъемных установках 20

НАУЧНЫЕ РАЗРАБОТКИ

Бувеч В. В., Габов В. В., Задков Д. А., Кабанов О. В. Безимпульсное управление режимом работы гидростоек секций гидрофицированной крепи очистного механизированного комплекса 26

Абрашкевич Ю. Д., Пелевин Л. Е., Рашковский В. П. Работоспособность абразивных армированных кругов 31

ИНФОРМАЦИЯ

Трифанов Г. Д., Газизуллин Р. Н. Международная научно-практическая конференция "Горная электромеханика—2014: проблемы повышения эффективности и безопасности эксплуатации горно-шахтного оборудования" 35

Егоров А. Н., Трухнов Л. И., Лашковский Р. В. 55 лет конструкторской службе БелАЗа: время подводить итоги, повод заглянуть в будущее 38

Певзнер Л. Д. Кафедре "Автоматика и управление в технических системах" НИТУ "МИСиС" — 55 лет: история, выдающиеся деятели, научные направления 42

ПОЗДРАВЛЯЕМ ЮБИЛЯРОВ

Анатолию Евтихиевичу Козяруку — 75 лет! 46

Леониду Давидовичу Певзнеру — 75 лет! 47

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.

ГОРНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА

Editor-in-Chief

KANTOVICH L.I., Dr. Sci. (Tech.)

Deputy Editor-in-Chief:

IVANOV S.L., Dr. Sci. (Tech.)

LAGUNOVA Yu.A., Dr. Sci. (Tech.)

Editorial Council:

KOZOVY G.I. (co-chairman), Dr. Sci. (Tech.)

TRUBETSKOY K.N. (co-chairman),

Dr. Sci. (Tech.), Acad. RAS

ANTONOV B.I.

GALKIN V.A., Dr. Sci. (Tech.)

KOZYARUK A.E., Dr. Sci. (Tech.)

KOSAREV N.P., Dr. Sci. (Tech.)

MERZLYAKOV V.G., Dr. Sci. (Tech.)

NESTEROV V.I., Dr. Sci. (Tech.)

CHERVYAKOV S.A., Cand. Sci. (Tech.)

Editorial Board Members:

ABRAMOVICH B.N., Dr. Sci. (Tech.)

ANDREEVA L.I., Dr. Sci. (Tech.)

GALKIN V.I., Dr. Sci. (Tech.)

GLEBOV A.V., Cand. Sci. (Tech.)

EGOROV A.N. (Belarus)

ZHABIN A.B., Dr. Sci. (Tech.)

ZYRYANOV I.V., Dr. Sci. (Tech.)

MUKHORTIKOV S.G.

MYSHLYAEV B.K., Dr. Sci. (Tech.)

PEVZNER L.D., Dr. Sci. (Tech.)

PETROV V.L., Dr. Sci. (Tech.)

PLYUTOV Yu.A., Cand. Sci. (Tech.)

PODERNI R.Yu., Dr. Sci. (Tech.)

SAMOLAZOV A.V.

SEMENOV V.V., Cand. Sci. (Tech.)

STADNIK N.I. (Ukraine), Dr. Sci. (Tech.)

TRIFANOV G.D., Dr. Sci. (Tech.)

KHAZANOVICH G.Sh., Dr. Sci. (Tech.)

KHORESHOK A.A., Dr. Sci. (Tech.)

YUNGMEYSTER D.A., Dr. Sci. (Tech.)

Editorial Staff:

BELYANKINA O.V.

DANILINA I.S.

CONTENTS

UNDERGROUND MINING

Korshunov G. I., Yungmeister D. A., Lavrenko S. A., Sabitov A. E., Urazbakh-tin R. Yu. Complex for Salvage Action on Mine in Blockages 3

Lugantsev B. B., Fainburd L. I., Sysoev N. I. The Classification of the Cutting Heads of the Drag-Hook Plough Systems 9

SURFACE MINING

Shemyakin S. A., Matveev D. N., Cheban A. Yu. Dredges with the Working Bodies of Dual-Purpose 15

STATIONARY INSTALLATIONS

Alexandrov V. I., Kuskil'din R. B. Need for Slowdown of Lifting Vessels in an Emergency Braking on Mine Hoist Installations 20

RESEARCH AND DEVELOPMENT

Buevich V. V., Gabov V. V., Zadkov D. A., Kabanov O. V. Non-Pulse Control of the Operating Mode of Hydroracks of Sections Hydraulic Powered Support the Clearing Mechanized Complex 26

Ab rashkevych Yu. D., Pelevin L. E., Rashkovskiy V. P. The Efficiency of the Reinforced Abrasive Circles 31

INFORMATION

Trifanov G. D., Gazizullin R. N. International Scientific and Practical Conference "Mining Electromechanics—2014: Problems of Increasing the Efficiency and Safety of Operation of Mining Equipment" 35

Egorov A. N., Truhnov L. I., Lashkovskiy R. V. 55 Years of Design Service BelAZ: Time to Sum Up, Reason to Look to the Future 38

Pevzner L. D. Department of "Automation and Control in Technical Systems" NITU "MISIS" — 55 Years: History, Prominent Figures, Scientific Directions 42

WE CONGRATULATE THE HERO OF THE ANNIVERSARY

Anatoli Evtikhiyevich Kozyaruk — 75 years! 46

Leonid Davidovich Pevzner — 75 years! 47

Information about the journal is available online at:
<http://novtex.ru/gormash>, e-mail: gma@novtex.ru

УДК 622.285.4: 624.191.6

Г. И. Коршунов, д-р техн. наук, проф., зав. каф., **Д. А. Юнгмейстер**, д-р техн. наук, проф.,
С. А. Лавренко, канд. техн. наук, асс., **А. Э. Сабитов**, асп., **Р. Ю. Уразбахтин**, студ.,
НМСУ "Горный", г. Санкт-Петербург

E-mail: ruraz@mail.ru

Комплекс для спасательных работ на шахтах при завалах

Представлен вариант конструкции проходческого комплекса для проведения спасательных выработок.

Ключевые слова: комбайн, крепь, скорость проходки, циклы проходческих работ

В настоящее время горно-добывающая промышленность является потенциально опасной, даже несмотря на использование самого современного оборудования на шахтах по-прежнему происходят аварии, в том числе катастрофического характера. Это объясняется рядом специфических особенностей ведения горных работ. К их числу относятся непостоянство горно-геологических условий, загрязненность рудничной атмосферы вследствие выделения газов из полезных ископаемых, ведения взрывных работ, использования сложных механизмов большой мощности, значительное влияние человеческого фактора на фактическую ситуацию по безопасности протекания производственных процессов. Применение электроэнергии в шахтах, наличие самовозгорающихся пластов угля, а также горючесть некоторых газов создают опасность возникновения подземных пожаров, взрывов газа. Несоблюдение правил безопасности, а зачастую и безответственность управляющего и рабочего персонала в ряде случаев приводит к авариям, в том числе с человеческими жертвами. Один из таких примеров — шахта "Западная-Капитальная" [1].

23 октября 2003 г. произошел прорыв воды в главном скиповом стволе шахты, отрезав тем самым путь на поверхность для 46 человек.

Для спасения части людей горноспасателям пришлось пробить сбойку с транспортного штрека из соседней шахты "Комсомольская правда" на конвейерный штрек шахты "Западная-Капитальная" протяженностью 60 м, по которой были выведены на поверхность люди. Сбойка проходила при использовании ручного труда и крепления дере-

вянными рамами трапецеидальной формы. Очевидно, что наличие у спасателей специального оборудования для скоростной проходки сбойки в виде проходческого комплекса облегченного типа существенно сократило бы время пребывания спасаемых рабочих в экстремальных условиях. Поэтому весьма актуальной является проблема создания такого комплекса, который мог бы найти широкое применение на угольных шахтах России, например, таких как шахта "Распадская", "Полысаевская", "Красноярская" и многих других. Кроме того, такой комплекс применим для аварийно-спасательных работ при работе таких горно-добывающих комплексов, как комплекс глубокой разработки пластов (КГРП) [2], при проведении специальных выработок на шахтах метростроя, горно-строительных работ военного назначения, а также при проведении спасательных мероприятий службами МЧС.

1. Анализ аварийности на угольных шахтах РФ

Как показывают интернет-анализ и анализ литературных источников (см. рис. 1), с каждым годом при росте объемов добычи и горнопроходческих работ уменьшается число аварий, но задача спасения людей из завалов по-прежнему остается актуальной [3].

При проведении горно-спасательных выработок в настоящее время главную роль играют спасатели, однако для облегчения их работы, а в лучшем случае для полной замены людей требуются, как минимум, три типа роботизированных комплекса механизмов (машин).

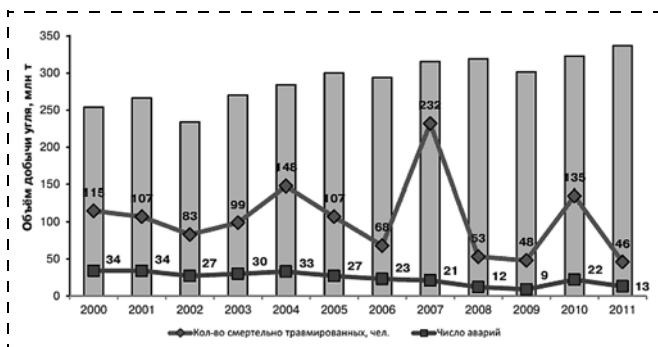


Рис. 1. Динамика добычи, травматизма со смертельным исходом и аварийности в угольной промышленности (данные приведены без учета аварийности и травматизма при ведении взрывных работ)

1. Мини-робот, используемый для сбора данных путем записи видеоизображения с места аварии (используется при разминировании).

Это миниатюрная машина на гусеничном или колесном ходу, на которой установлены камера, передающее устройство и различные датчики для определения температуры и задымленности окружающей среды.

2. Робот, облегчающий работу спасателей для образования проходов в завалах.

Это более тяжелая машина в сравнении с первым вариантом, в задачи которой входит упростить и ускорить работу спасателей.

3. Комплекс подземного оборудования, куда входит проходческий комбайн облегченного типа, средство крепления и вспомогательное оборудование для обеспечения горно-проходческих работ. Этот вид оборудования требует проектирования, изготовления и апробации в подземных условиях.

Использование в работе горно-спасательных подразделений всех типов роботов позволяет существенно ускорить темп спасательных работ и минимизировать травматизм спасателей.

2. Анализ конструкций комплексов для спасательных работ

Для проведения спасательных работ и ликвидации аварий предложено большое количество конструкций механизмов и комплексов.

Известна конструкция агрегата для ликвидации завалов в шахте [4], проходжение выработки осуществляется режцовым рабочим органом. Крепление выработки осуществляется телескопически раздвигаемой круговой стальной лентой. Недостатком является ограниченная длина выработки ($L = 30$ м).

Другое устройство предназначено для проведения спасательных эвакуационных выработок в

шахтных завалах [5] в слабоустойчивых грунтах. Рабочий орган устройства состоит из заостренных пластин. Начиная с нижнего ряда, пластины поочередно выдвигаются и вытесняют породу впереди устройства. Существенным недостатком является невозможность его использования в породах с высокой крепостью и для проведения выработок в неразрушенном массиве.

По нашему мнению, должен быть разработан унифицированный комплекс, который выполняет задачу высвобождения людей из завала. При этом трасса предполагаемой спасательной выработки должна быть минимальной длины (рис. 2). Показан возможный вариант проходки спасательной выработки в случае завала конвейерных и вентиляционных штреков добычного участка угольной шахты при нахождении людей в зоне работы механизированного комплекса.

Одной из важнейших задач при выборе технологических схем организации работ для проведения аварийно-спасательных горных выработок комбайновым способом является разработка комплекса механизмов для крепления кровли над комбайном и выработки за комбайном, доставки горной массы от забоя к выработкам капитального крепления. При этом разработка новых механизмов или подбор существующего оборудования должен выполняться на основе наиболее полного использования значительных возможностей, заложенных в конструкции комбайна по непрерывному разрушению, погрузке горной массы в забое.

Проходческий комбайн должен иметь сменные исполнительные органы (ИО): корончатый ИО с резцами для обработки забоя или части забоя, образованной хрупкими и мягкими породами

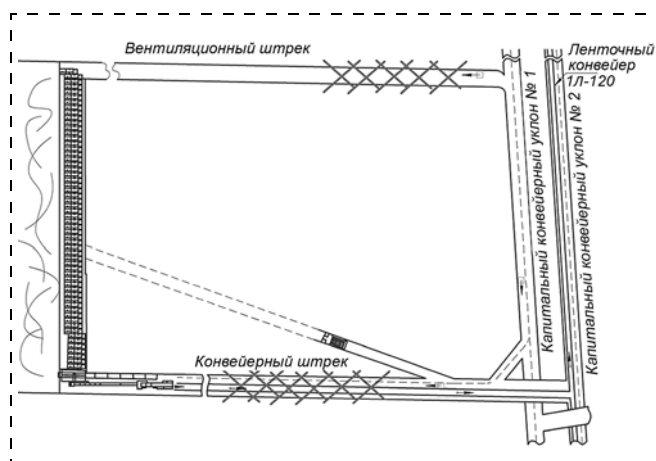


Рис. 2. Вариант проходки аварийно-спасательной выработки

(уголь); ИО ударного действия для разрушения крепких прослоек или породы повышенной крепости; ИО в виде гидравлических (пневматических) силовых ножниц; ИО в виде ковша. Конструкция сменных ИО должна обеспечивать простоту и быстроту их замены.

Возможности комбайнов по разрушению горной массы в наиболее полной мере характеризуются его теоретической (или максимальной) производительностью при отделении от массива исполнительным органом горной массы при непрерывной работе комбайна.

Исходя из указанного, можно определить следующие положения, которыми надо руководствоваться при выборе оборудования для выполнения основных процессов при проведении аварийно-спасательных выработок комбайнами:

1. Комбайн должен иметь габариты, позволяющие проходить выработки сечением 3...4 м².

2. Наиболее простой способ крепления над комбайном и призабойной частью выработки — использование "шагающей" крепи, аналогом которой может быть крепь "Механизированная крепь зоны обрушения" (МКЗО) [6].

3. Для обеспечения высоких темпов проходки на комбайне (в задней его части) необходимо установить лебедку с барабаном незначительного диаметра и манипулятор-крепеустановщик, производящие следующие операции: подтягивание по сбойке к комбайну комплекта рамы крепи с затяжкой, установку трапециевидной рамы и внутренних перемычек, установку затяжки для крепления кровли и боков выработки.

4. Проветривание забоя спасательной выработки необходимо проводить с помощью вентиляционных труб, прикрепляемых к верхней части рамы, за счет работы вентилятора местного проветривания.

5. Транспортировку отбитой горной массы целесообразно осуществлять посредством установки последовательно работающих стандартных ленточных перегружателей.

На рис. 3 показана возможная компоновка описанного выше комп-

лекса. Проходческий комбайн 1 производит отбойку породы. При этом кровля над комбайном удерживается распорно-шагающей крепью 2, которая осуществляет шагание по мере продвижения забоя по схеме, указанной на рис. 4 (см. 2-ю стр. обложки). Транспортировка породы осуществляется ленточным перегружателем 3 (см. рис. 3). Проветривание выработки производится с помощью вентиляционных труб 4 за счет работы вентилятора местного проветривания.

Временно поддерживающая кровлю распорно-шагающая крепь состоит из четырех гидравлических стоек 13, переднего 14 и заднего 15 перекрытий, двух передних 16 и задних 17 оснований и двух гидродомкратов передвижки 18.

Крепление выработки производится крепеустановщиком 12, установленном на проходческой

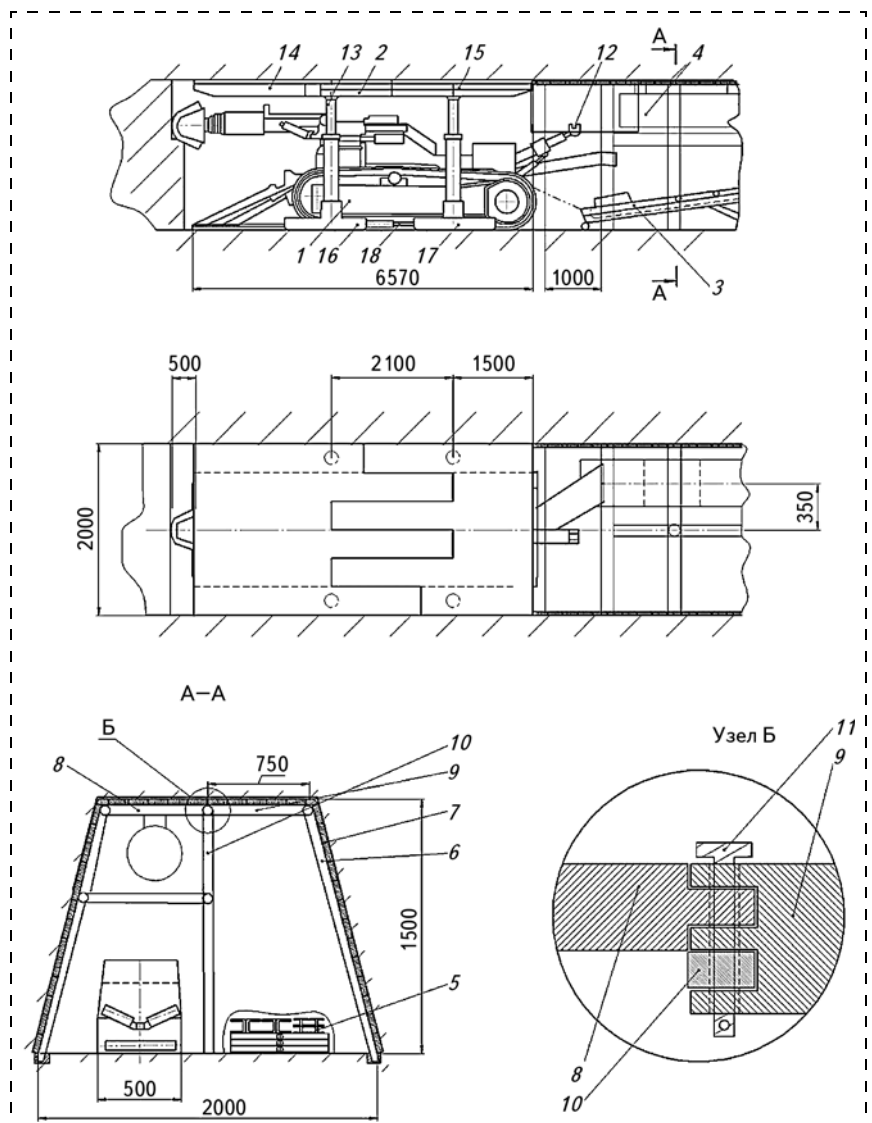


Рис. 3. Компоновка комплекса

машине. Для доставки средств крепления и вспомогательных материалов используется лебедка. Комплект рамы крепи с затяжкой в сборе при транспортировке по сбойке 5 состоит из боковой стойки 6, элементов затяжки 7, левой 8 и правой 9 частей верхняка, центральной стойки 10, соединительного пальца 11 для скрепления частей стойки 8–10.

Установка рамы крепи с затяжкой за комбайном осуществляется с применением ручного труда и простейших приспособлений, а также подвесными крепеустановщиками. При этом затраты времени на возведение крепи за комбайном составляют значительную долю продолжительности проходческого цикла, а также определяют высокую стоимость проведения работ. Большие затраты времени и высокая стоимость крепления связаны с невозможностью полной автоматизации этого процесса и применением дорогостоящей штучной (рамной) крепи. Применение крепеустановщиков позволяет несколько сократить затраты времени на крепление, но не снижает стоимость работ.

Крепь распорно-шагающая предназначена для временного поддержания кровли над проходческой машиной. Схема шагания крепи показана на рис. 4 (см. 2-ю стр. обложки). Она обеспечивает перекрытие призабойного пространства над проходческим комбайном и возведение крепи позади

комбайна при помощи крепеустановщика, установленного в задней части машины. Крепь состоит из головной и концевой секций. Перемещение крепи по выработке осуществляется гидродомкратами передвижки методом "шагания" секций: перекрытие передней части опускается (А), передняя часть выдвигается на забой (Б), перекрытие передней части поднимается до упора в кровлю (В), перекрытие задней части опускается (Г), задняя часть передвигается к передней части (Д), перекрытие задней части поднимается до упора в кровлю (Е).

Рассматриваемая крепь не имеет конструктивной связи с проходческим комбайном и перемещается независимо от него.

3. Анализ параметров исполнительного органа

На рис. 5 представлены различные виды конструкций ИО. При воздействии на забой двоящим ударным ИО (см. рис. 5, в) разрушающее воздействие на горный массив совершают два параллельно установленных ИО ударного действия 1, расположенных на стреле комбайна 2. В данном случае обеспечивается повышенная производительность, так как совместная работа двух ударников, расположенных на одной стреле, при их одновременном заглублении и сдвигении скалывает больший объем породы в сравнении с суммарным объемом, получаемым такими же ударниками, но если бы они работали индивидуально, каждый на своей стреле. Также достоинством

данного ИО является возможность проведения выработок в породах с крепкими прослойками. Достигается это тем, что в штоковой полости гидроцилиндра 3 двустороннего действия нагнетается давление, тем самым сокращается расстояние между двумя пиками 4 и увеличивается скалывающий эффект за счет ослабления породы в зоне между пиками при нанесении ударов навстречу друг другу.

Пример ориентировочного расчета производительности исполнительного органа проходческого комбайна

Расчет производительности ИО вращательного действия может быть выполнен по формуле [7]

$$Q_{\text{тех}} = 3600 l_{\text{к}} D_{\text{к}} v_{\text{п}} k_{\text{тех}}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (1)$$

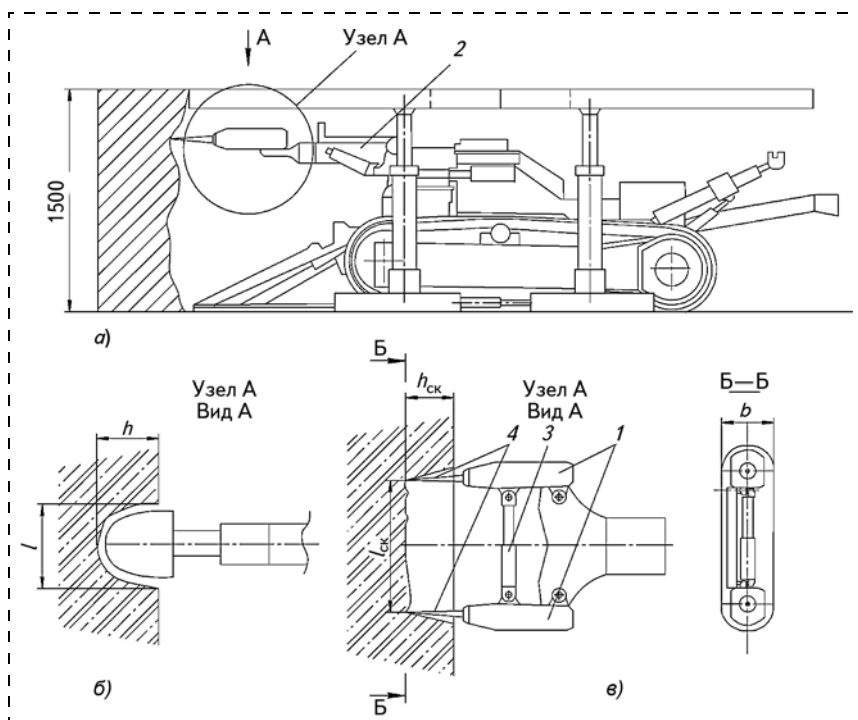


Рис. 5. Компонка в забое комбайна и шагающей крепи (а), корончатый ИО (б), двоящий ударный ИО (в)

Операции	Продолжительность, мин
1. Установка верхней левой, правой и центральной балок и их закрепление	0,5...1
2. Установка левой и правой стоек и их закрепление	0,5...1
3. Установка затяжки над временной крепью	5...10

где l_k — длина коронки ($l_k = 0,3$ м); D_k — диаметр коронки ($D_k = 0,3$ м); $k_{\text{тех}} = 1$; $v_{\text{п}}$ — скорость подачи ($v_{\text{п}} = 0,2$ м/с при $f = 2$, $v_{\text{п}} = 0,05$ м/с при $f = 6$).

Расчет производительности ИО ударного действия может быть проведен по формуле [8]

$$Q_{\text{тех}} = 3600 \frac{l_{\text{ск}} h_{\text{ск}} b}{t_{\text{р.уд}} + t_{\text{вс}}}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (2)$$

где $l_{\text{ск}}$, $h_{\text{ск}}$, b — ширина, глубина и высота скола, м ($l_{\text{ск}} = 0,3$ м, $b = 0,2$ м); $t_{\text{р.уд}}$, $t_{\text{вс}}$ — время соответственно удара и на переустановку, с:

$$h_{\text{ск}} = h n_{\text{уд}} t_{\text{р.уд}} 10^{-3}, \text{ м}, \quad (3)$$

где h — среднее заглубление за один удар, мм/уд.; $n_{\text{уд}}$ — число ударов, производимых ударником.

В табл. 1 представлены расчетные значения $Q_{\text{тех}}$ для двух экстремальных значений крепости пород.

Таблица 1

Тип ИО (см. рис. 5, б и в)	Производительность, $Q_{\text{тех}}$, м ³ /ч	
	Вариант I	Вариант II
Корончатый	65	Не используется
Сдвоенный ударный	54	4,3

Вариант I. Для сухой кембрийской глины (вязкий уголь): $f = 2$; $h = 25$ мм/уд.; $n_{\text{уд}} = 30$ уд./с; $t_{\text{р.уд}} = 3$ с; $t_{\text{вс}} = 6$ с.

Вариант II. Для крепких прослоек при прочих исходных данных: $f = 6$; $h = 2$ мм/уд.

Расчет скорости проходки комплекса

Время цикла распорно-шагающей крепи (продолжительность операций (табл. 2) определялась для неблагоприятного режима работы).

Максимальное время цикла шагания крепи $T_{\text{цикл.шаг}} = 100$ с ($\approx 1,7$ мин).

Таблица 2

Операции	Продолжительность, с
1. Опускание левой части крепи гидродомкратом распора	2...15
2. Подвигание левой части крепи на 0,5 м гидродомкратом шагания	10...20
3. Поднятие левой части крепи до упора гидродомкратом распора	5...15
4. Опускание правой части крепи гидродомкратом распора	2...15
5. Подтягивание правой части крепи на величину к левой части т гидродомкратом шагания	10...20
6. Поднятие правой части крепи до упора гидродомкратом распора	5...15

Время установки рамы крепления сбойки $T_{\text{креп.сбойки}}$ (табл. 3) — при условии, что материал уже доставили на место установки лебедкой, а кровля относительно устойчива.

Примерное время установки одной секции временной крепи с затяжкой $T_{\text{креп.сбойки}} = 12$ мин.

Расчет времени цикла:

для неустойчивой кровли и повышенной крепости пород в забое:

$$T_{\text{ц}} = T_{\text{обр.забоя}} + T_{\text{цикл.шаг}} + T_{\text{креп.сбойки}} + T_{\text{подг}}, \text{ ч}, \quad (4)$$

где $T_{\text{обр.забоя}}$, $T_{\text{цикл.шаг}}$, $T_{\text{креп.сбойки}}$, $T_{\text{подг}}$ — время образования забоя, цикла шагания, крепления сбойки, подготовительных операций (сумма времени подтягивания конвейера и наращивания вентиляционной трубы).

$$T_{\text{обр.забоя}} = \frac{V}{Q_{\text{тех}}} = \frac{Sl}{Q_{\text{тех}}}, \text{ ч}, \quad (5)$$

где V — объем выработанного пространства, м³; S — площадь сечения выработки ($S = 3$ м²); l — глубина выработанного пространства ($l = 0,5$ м); $Q_{\text{тех}}$ — техническая производительность (см. табл. 1), м³/ч; $T_{\text{цикл.шаг}}$ — из табл. 2, ($T_{\text{цикл.шаг}} = 1,7$ мин); $T_{\text{креп.сбойки}}$ — из табл. 3, ($T_{\text{креп.сбойки}} = 12$ мин); $T_{\text{подг}} = 5$ мин.

Расчет скорости проходки:

$$v_{\text{прох}} = \frac{L_{\text{ц}}}{T_{\text{ц}}}, \text{ м/ч}, \quad (6)$$

где $L_{\text{ц}}$ — длина цикла ($L_{\text{ц}} = 0,5$ м).

Расчет времени проходки сбойки:

$$T_{\text{прох.сбойки}} = \frac{L_{\text{сбойки}}}{v_{\text{прох}}}, \text{ ч}, \quad (7)$$

где $L_{\text{сбойки}}$ — длина сбойки ($L_{\text{сбойки}} = 50$ м).

для устойчивой кровли и низкой крепости пород в забое при совмещении некоторых операций:

$$T_{\text{ц}} = T_{\text{обр.забоя}} + T_{\text{цикл.шаг}} + T_{\text{креп.сбойки}} + T_{\text{подг}}, \text{ ч}. \quad (8)$$

При совмещении $T_{\text{обр.забоя}}$ и $T_{\text{цикл.шаг}}$ используется наибольшее время $T_{\text{цикл.шаг}}$.

Таблица 4

Тип кровли	l , м	$L_{ц}$, м	$T_{ц}$, мин	$v_{прох}$, м/ч	$T_{прох.сбойки}$, ч
Неустойчивая	0,5	0,5	40	0,75	67
Устойчивая	1	1	20	3	17

Так как нет необходимости в частом креплении устойчивой кровли, то шаг установки рамной крепи равен 1 м, тем самым в формулах (5), (6) $l = L_{ц} = 1$ м.

Как видно в табл. 4, время проходки 50-метровой сбойки при устойчивой кровле равно 17 ч, а при неустойчивой — 67 ч.

В настоящее время конструкция указанного универсального комплекса патентуется. После окончательной конструкторской разработки всех узлов, технологической проработки и испытания в промышленных условиях указанный комплекс может эффективно использоваться для спасения людей при завалах в угольных, сланцевых шахтах и на калийных рудниках, а также для проходки вспомогательных выработок малого сечения, в том числе для хозяйственных нужд при строительстве метрополитена.

Список литературы

1. **Пелих С. Г., Родимов В. В., Борзяк В. Е., Шаповалов В. П.** Анализ инженерных решений при спасении

людей на шахтах "Западная-Капитальная" ООО "Компания "РОСТОВУГОЛЬ" // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). № 2. 2005. С. 191—193.

2. **Выбуривание** пластов. URL: <http://www.ustup.ru/research/techniques/vyburivanie/>

3. **Аварийность** и травматизм в угольной отрасли в 2011 г. // Информационный бюллетень Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору. URL: http://www.ib.safety.ru/assets/pdf/Bull_61/Bull_61_2-14.pdf

4. **Пат. РФ 2067175.** Агрегат для проведения выработок по завалу / Эллер А. Ф., Пушкина Н. Б.; заявл. 08.02.1994; опубл. 27.09.1996.

5. **Пат. СССР 534569.** Устройство для проведения спасательных эвакуационных выработок в шахтных завалах / Попович А. А., Дыдзинский В. В., Горбатов В. С., Короленко В. Г.; заявл. 18.03.1968; опубл. 13.05.1977.

6. **Пат. СССР 1831573.** Механизированная крепь сопряжения / Маслов А. Ф., Хармац Г. Ш., Рогов Ю. И.; опубл. 30.06.1993.

7. **Топчиев А. В., Солод В. И.** Расчет производительности выемочных комплексов и агрегатов. М.: Недра, 1966.

8. **Юнгмейстер Д. А., Пивнев В. А.** и др. Расчет и испытания механизмов для ударного разрушения и бурения пород. СПб.: Политехника-сервис, 2014. 128 с.

G. I. Korshunov, Head of Chair, **D. A. Yungmeister**, Professor, **S. A. Lavrenko**, Assistant, **A. E. Sabitov**, Postgraduate Student, **R. Yu. Urazbakhtin**, Student, e-mail: ruraz@mail.ru, National Mineral Resources University (University of Mines), Saint Petersburg, Russia

Complex for Salvage Action on Mine in Blockages

The variants of structures for the conducting save excavations.

Keywords: combine, timber, speed of development, cycle of work

References

1. **Pelih S. G., Rodimov V. V., Borjazjak V. E., Shapovalov V. P.** Analiz inzhenernyh reshenij pri spasenii ljudej na shahtah, Zapadnaja-Kapital'naja. *Gornyj informacionno-analiticheskij bjulleten'*. N. 2. 2005. P. 191—193.

2. **Vyburivanie** plastov. URL: <http://www.ustup.ru/research/techniques/vyburivanie>

3. **Avarijnost'** i travmatizm v ugol'noj otrasli v 2011 g. *Informacionnyj bjulleten' Federal'noj sluzhby po ekologicheskomu, tehnologicheskomu i atomnomu nadzoru*. URL: http://www.ib.safety.ru/assets/pdf/Bull_61/Bull_61_2-14.pdf

4. **Jeller A. F., Pushkina N. B.** Patent RF 2067175. Агрегат dlja provedenija vyrabotok po zavalu; zajavl. 08.02.1994; opubl. 27.09.1996.

5. **Popovich A. A., Dydzinskij V. V., Gorbatov V. S., Korolenko V. G.** Patent SSSR 534569. Ustrojstvo dlja provedenija spasatel'nyh jevakuacionnyh vyrabotok v shahtnyh zavalah; zajavl. 18.03.1968; opubl. 13.05.1977.

6. **Maslov A. F., Harmac G. Sh., Rogov Yu. I.** Patent SSSR 1831573. Mehanizirovannaja krep' soprjazhenija; opubl. 30.06.1993.

7. **Topchiev A. V., Solod V. I.** *Raschet proizvoditel'nosti vyemochnyh kompleksov i agregatov*. M.: Nedra, 1966.

8. **Yungmeister D.A., Pivnev V. A.** i dr. *Raschet i ispytaniya mehanizmov dlja udarnogo razrushenija i burenija porod*. SPb.: Politehnika-servis, 2014. 128 p.

Б. Б. Луганцев, д-р техн. наук, проф., ШИ (ф) ЮРГПУ (НПИ) им. М. И. Платова,
Л. И. Файнбурд, канд. техн. наук, первый зам. ген. директора, ШахтНИУИ, г. Шахты,
Н. И. Сысоев, д-р техн. наук, проф., ЮРГПУ (НПИ) им. М. И. Платова, г. Новочеркасск
 E-mail: shaktniui@yandex.ru

Классификация исполнительных органов струговых установок отрывного типа

Основные преимущества струговых установок отрывного типа по сравнению со струговыми установками скользящего типа — малая ширина корпуса исполнительного органа и расположение тяговой цепи на конвейере со стороны крепи. Указаны требования, предъявляемые к конструкции исполнительных органов. Подробно описаны различные варианты исполнительных органов струговых установок отрывного типа, а именно: симметричных и ассиметричных, которые могут быть выполнены в виде моноблока или составной конструкции, работающих с отжатием и без отжатия решетчатого става. Конструкция составных исполнительных органов может предусматривать принудительный отвод нерабочих резцов, а может быть выполнена и без него. Приведено описание конструкций исполнительных органов с различными вариантами регулировки их высоты: ступенчатой, комбинированной и гидравлической, а также по конструкции подконвейерной плиты: трехэлементной и более чем трехэлементной. Большое разнообразие вариантов конструкций исполнительных органов струговых установок отрывного типа вызвало необходимость создания их классификации, которая приведена в статье.

Ключевые слова: отрывные струговые установки, исполнительные органы, требования, конструкция, струговая цепь, уголь, державка, проставка, корпус, крышка, подконвейерная плита

Преимуществами струговых установок отрывного типа по сравнению со струговыми установками скользящего типа являются:

лучшие условия погрузки угля на конвейер за счет малой ширины корпуса исполнительного органа и расположения тяговой цепи со стороны крепи;

лучшее внедрение резцов в забой за счет наличия большого эксцентриситета между линией действия силы тяги и отбойными резцами, создающего момент сил, прижимающий исполнительный орган к забою;

возможность использования в неблагоприятных горно-геологических условиях за счет малой ширины призабойного бесстоечного пространства;

возможность преодоления значительных неровностей почвы за счет подвижности в шарнирах исполнительных органов;

повышенная безопасность работ за счет того, что струговая цепь закрыта съемными кожухами и расположена на конвейере со стороны крепи;

лучшая доступность при ремонте и осмотре в условиях выемки тонких пластов.

Основные требования, предъявляемые к конструкции исполнительных органов:

обеспечить надежное внедрение резцов в забой;
 исключить "затираание" неработающих групп резцов о забой, почву и кровлю;

иметь схему расположения резцов, обеспечивающую разрушение забоя с минимальными энергос затратами;

иметь минимальные потери тягового усилия на трение в направляющих элементах;

обеспечивать эффективную погрузку разрушенного угля на конвейер с минимальными затратами тягового усилия на погрузку;

иметь возможность осуществлять выемку пласта на полную мощность;

обеспечивать простоту и удобство выполнения работ при техническом обслуживании и ремонте;

иметь простую и прочную конструкцию при минимальной стоимости.

В настоящей статье рассмотрены выпускаемые в настоящее время варианты исполнительных органов струговых установок отрывного типа.

На рис. 1 представлен *симметричный составной исполнительный орган*, так как группы линейных, почвенных резцов и резцов на крышке расположены симметрично относительно вертикальной оси, что позволяет распределить усилия резания равномерно при движении исполнительного органа в одну и другую стороны по лаве. Конструкция является составной, так как в ней имеются левый и правый корпуса, на которых монтируются проставки с левой и правой группой резцов, левой и

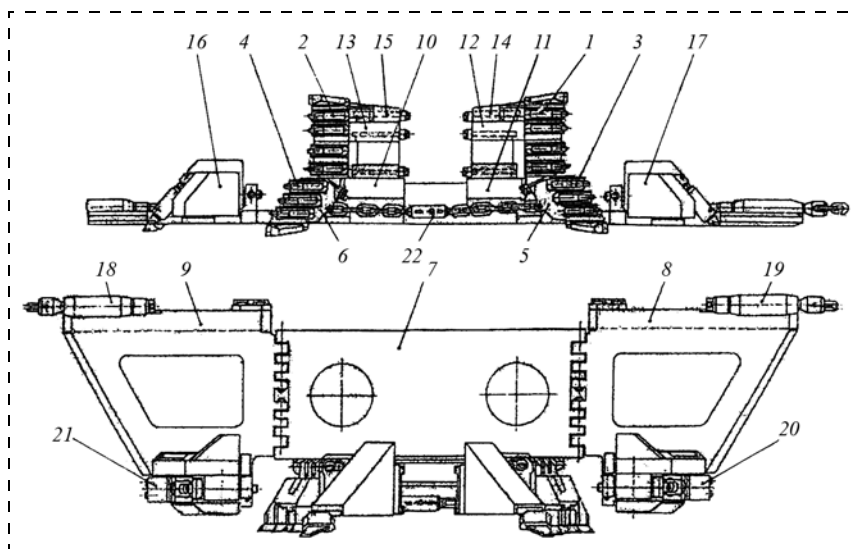


Рис. 1. Исполнительный орган струговой установки 1CO2620 (симметричный):

1 — правая группа линейных резцов; 2 — левая группа линейных резцов; 3 — резцы правой нижней поворотной державки; 4 — резцы левой нижней поворотной державки; 5 — правая нижняя поворотная державка; 6 — левая нижняя поворотная державка; 7 — центральная подконвейерная плита; 8 — крайняя правая плита; 9 — крайняя левая плита; 10 — левый корпус; 11 — правый корпус; 12 — правая проставка; 13 — левая проставка; 14 — правая крышка; 15 — левая крышка; 16, 17 — ограничители толщины стружки; 18, 19 — вертлюги; 20, 21 — почвенные ножи; 22 — стяжка

правой крышками с резцами, левой и правой нижними державками с резцами.

Исполнительный орган состоит из следующих основных частей: центральной подконвейерной плиты 7, крайних плит 8 и 9, одного или двух корпусов (в данном случае 10, 11), ограничителей толщины стружки 16 и 17, линейных резцов 1 и 2, поворотных державок 5 и 6 с резцами 3 и 4, вертлюгов 18 и 19, почвенных ножей 20 и 21, проставок 12 и 13, крышек 14 и 15, стяжки 22.

Центральная подконвейерная плита 7 и крайние плиты 8 и 9 служат для направленного перемещения исполнительного органа по конвейеру струговой установки. Кроме того, крайние плиты 8 и 9 служат для крепления тяговой цепи с помощью вертлюгов 18 и 19, а также ограничителей 16 и 17 толщины стружки и корпуса для крепления почвенных ножей 20 и 21. Ограничители 16 и 17 толщины стружки обеспечивают устойчивую работу исполнительного органа, а почвенные ножи 20 и 21 зачищают оставшуюся угольную массу при погрузке угля на конвейер. Центральная подконвейерная плита 7 служит базой для установки корпусов исполнительного органа — левого 10 и правого 11, на которую монтируются поворотные державки с резцами 3 и 4, проставки 12, 13 с линейными рез-

цами и правая 14 и левая 15 крышки со своими резцами. С помощью проставок 12, 13 регулируется высота исполнительного органа. Стяжка 22 обеспечивает отвод "холостой" группы резцов от угольного забоя.

Линейная группа резцов — это резцы, установленные на проставках, у которых режущая часть имеет одинаковый вылет относительно корпуса проставки (линейная схема набора резцов).

Резцы на крышке направлены своей режущей кромкой под углом к кровле пласта и обеспечивают выемку верхней части пласта, исключая "затирание" исполнительного органа о кровлю или верхнюю часть пласта.

Резцы на поворотных державках устанавливаются по ступенчатой схеме, т. е. каждый следующий к почве пласта резец выступает по отношению к предыдущему на величину вылета резца (≈ 50 мм).

Обычно на поворотных державках располагаются 3—4 резца.

Таким образом, основная группа резцов 1 и 2 на корпусе собрана по линейной схеме, резцы на поворотных державках — по ступенчатой схеме.

Применение симметричных исполнительных органов на углях с сопротивляемостью резанию 250 кН/м и более или при работе по пласту с породными прослойками недостаточно эффективно, так как уголь отделяется с малыми толщинами среза ($h = 1,5 \dots 2,5$ см) и повышается содержание мелких фракций угля (до 35...40 %).

Для строгания крепкого угля с большими толщинами среза симметричным исполнительным органом с большим числом резцов с каждой стороны могут оказываться недостаточными напорные усилия, создаваемые гидроцилиндрами подачи, и может быть не обеспечена поперечная устойчивость исполнительного органа.

Для повышения эффективности разрушения крепких углей с большой толщиной стружки были разработаны *асимметричные исполнительные органы*, в которых предусмотрено асимметричное расположение резцов.

Асимметричная схема расположения резцов со значительным уменьшением их числа, обеспечи-

вающая последовательную послойную обработку забоя резанием при рабочих ходах исполнительного органа в правую (разрушает часть пласта угля по одним линиям резания) и левую (разрушает часть пласта угля по другим линиям резания) стороны, показана на рис. 2.

При движении исполнительного органа разреженной стороной напорное усилие, создаваемое гидроцилиндрами подачи, находящимися на дуге изгиба конвейера, может быть использовано на резание угля с большей толщиной среза, так как при этом возникают более высокие удельные усилия внедрения резцов струга в забой.

После реверса исполнительный орган в зависимости от применения схемы обработки отделит одну стружку большой толщины за два хода (при крепком угле) или двойную стружку за два хода (при менее крепком угле) и обеспечит лучшую сортность, чем симметричный исполнительный орган.

Кроме составных исполнительных органов использовались *исполнительные органы в виде моноблока*, применявшиеся на пластах со спокойной гипсометрией.

Пример исполнительного органа струговой установки 2СО2623 в виде моноблока представлен на рис. 3. На общем корпусе 1 собираются линейная группа резцов 2, крышка 3 с резцами и нижняя державка 4 с резцами.

Составные исполнительные органы струговых установок отрывного типа могут работать как без принудительного отвода нерабочей группы резцов, так и с принудительным отводом нерабочей группы резцов.

Исполнительный орган, работающий *без принудительного отвода* резцов поворотных державок, см. на рис. 1.

Отвод нерабочей группы резцов в этих конструкциях происходит за счет разворота в зазорах между исполнительным органом и элементами рештчатого става, служащими направляющими для перемещения исполнительного органа.

В этих конструкциях обе половины исполнительного органа связаны провисающей цепью

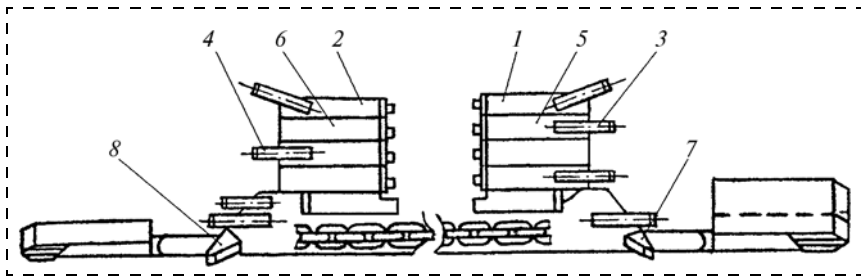


Рис. 2. Схема асимметричного исполнительного органа:

1 — правая крышка; 2 — левая крышка; 3 — правая группа резцов; 4 — левая группа резцов; 5 — правая проставка; 6 — левая проставка; 7 — правый почвенный резец; 8 — левый почвенный резец

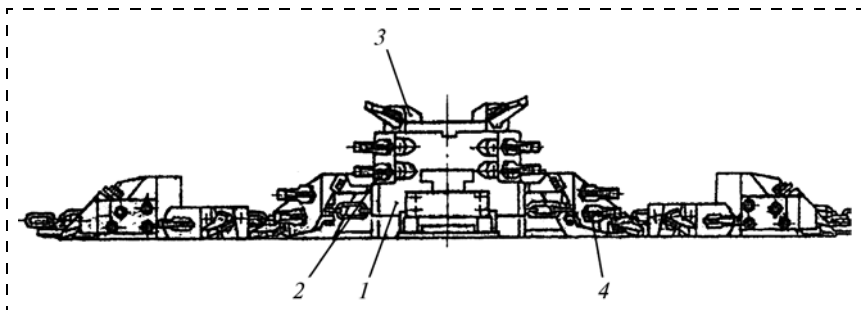


Рис. 3. Исполнительный орган в виде моноблока:

1 — корпус; 2 — линейная группа резцов; 3 — крышка с резцами; 4 — нижняя державка с резцами

(стяжкой) или не имеют связи между собой. Основной недостаток этого варианта исполнительного органа — отсутствие гарантии отвода нерабочей группы резцов от забоя и, как следствие, затирание их о забой.

Исполнительный орган струговой установки отрывного типа 2СО3413 с *принудительным отводом* нерабочей группы резцов показан на рис. 4. Как

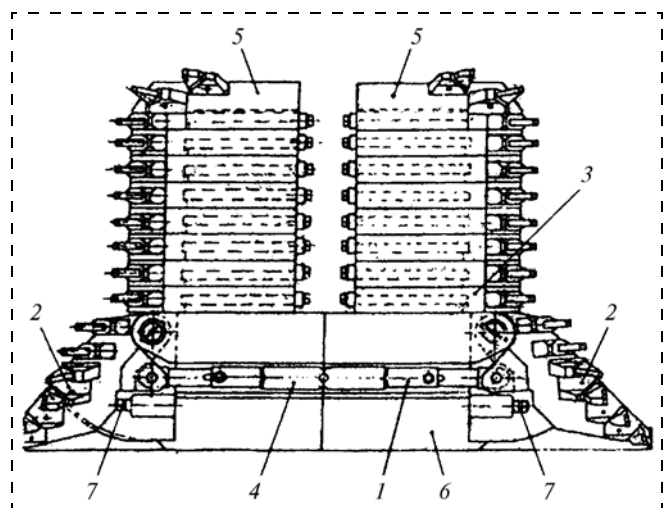


Рис. 4. Исполнительный орган с принудительным отводом нерабочей группы резцов:

1 — штанга; 2 — поворотные резцедержатели; 3 — съемные проставки; 4 — стяжка; 5 — крышка; 6 — корпус; 7 — ограничители угла поворота поворотного резцедержателя

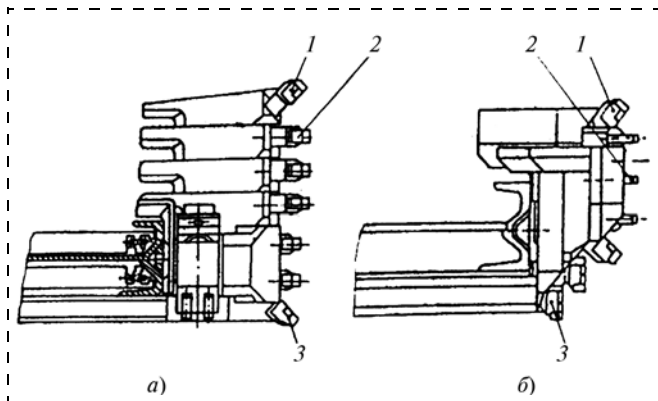


Рис. 5. Исполнительные органы струговых установок отрывного типа, работающие с отжатием рештачного става (а) и без отжатия рештачного става (б):

1 — резцы на крышке; 2 — линейные резцы; 3 — почвенные резцы

видно на рис. 4, оба поворотных резцедержателя 2 соединены между собой жесткой штангой 1, размер которой регулируется стяжкой 4.

При внедрении рабочей стороны исполнительного органа в забой нерабочая группа резцов усилиями резания на рабочей группе резцов с помощью жесткой штанги принудительно и тем самым гарантированно отводится от забоя.

Конструкции исполнительных органов, представленных на рис. 1—4, могут предусматривать возможность работы как с отжатием, так и без отжатия рештачного става.

На рис. 5 представлены конструкции исполнительных органов, работающих с отжатием и без отжатия рештачного става.

В исполнительном органе, работающем с отжатием рештачного става, ограничение внедрения его в забой осуществляется ограничителями 16, 17 (см. рис. 1) толщины стружки. Применение таких исполнительных органов рекомендуется на пластах с низким уровнем сопротивляемости угля резанию. В этом случае может быть достигнута по-

вышенная толщина стружки, а значит, и производительность добычи угля.

При отработке пластов с сопротивляемостью угля резанию в стабильной зоне 200...250 кН/м использование таких исполнительных органов приводит к "опрокидыванию" электродвигателей и значительным величинам (до 250 мм) отжатия рештачного става, что приводит к снижению безопасности эксплуатации струговых установок и невозможности применения их с крепями агрегатированного типа.

В исполнительных органах, работающих без отжатия рештачного става, в группе почвенных резцов два самых нижних резца устанавливаются вертикально, образуя ограничитель внедрения резцов в забой. Таким образом, в нижней части забоя образуется уступ, который не позволяет стругу внедриться в забой на величину более вылета резца (50 мм), а значит, и отжать рештачный став (при встрече твердых включений пласта) более чем на эту величину. Применение такого исполнительного органа позволяет работать струговым установкам отрывного типа на пластах с сопротивляемостью угля резанию 200...250 кН/м, с крепями агрегатированного типа при высоком уровне безопасности обслуживающего персонала.

В основной своей массе исполнительные органы регулируются по высоте ступенчато за счет набора или снятия проставок 12 и 13 (см. рис. 1). Проставки обычно изготавливают высотой не менее 80 мм. Они легкоъемные за счет установки по Т-образному пазу. Для удобства эксплуатации проставки бывают двойными, высотой не менее 160 мм.

Существуют исполнительные органы с комбинированным и гидравлическим регулированием высоты. Такие исполнительные органы применялись на струговой установке 1СО2620. Исполнительный

орган с комбинированной системой регулирования высоты показан на рис. 6.

Высота исполнительного органа определяется проставками 1 и прогибающимся пакетом 2 рессор, закрепленным на крышках исполнительного органа, на котором установлена резцовая головка 3. Крепление пакета рессор на крышках исполнительного органа обеспечи-

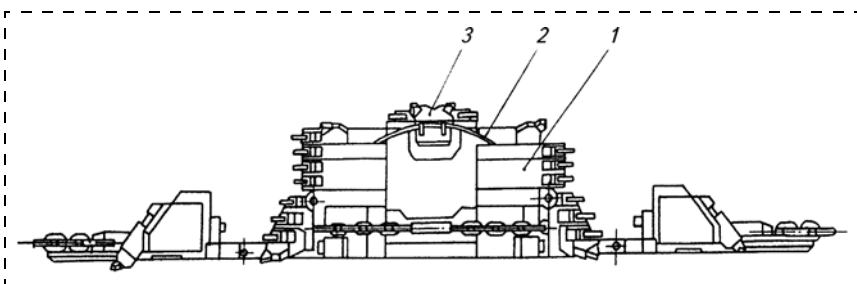


Рис. 6. Исполнительный орган с комбинированной системой регулирования высоты:

1 — проставка; 2 — пакет рессор; 3 — резцовая головка

вает перемещение концов рессор при изменении мощности пласта. Адаптация исполнительного органа к изменениям мощности пласта в пределах 0,06 м происходит за счет прогиба пакета рессор. При больших изменениях мощности пласта снимаются или устанавливаются проставки.

Исполнительный орган с гидравлическим регулированием высоты представлен на рис. 7. Он состоит из основной рамы 1, поворотных державок 2 и 3, проставок 4 и 5, крышек 6 и 7, резцов 8 и 9, магнитов 10, рам 11 и 12, оснащенных с забойной стороны ограничителями толщины стружки 13 и утюгами 14 и 15, а с завальной стороны — тягами 16 для крепления тяговой цепи. Основная и крайняя рамы соединены между собой промежуточными рамами 20 посредством пальцев 17.

Между корпусами основной рамы на горизонтальных выступках установлена гидровставка 19. В зависимости от мощности пласта гидровставка устанавливается на одной из пар выступов основной рамы либо, при необходимости, на выступах сменных проставок.

Гидровставка представляет собой гидроцилиндр 21, закрепленный в раме 22 гидровставки, имеющей выступы для крепления на различной высоте основной рамы исполнительного органа, гидроаккумуляторов и резцовой головки 23 с резцедержателями и резцами. Лыжа 24 предназначена для ограничения вертикального перемещения гидроцилиндра до упора в кровлю и выполняет роль элемента, копирующего мощность и гипсометрию пласта при движении исполнительного органа. Гидроаккумуляторы служат для поддержания давления в гидроцилиндре.

Исполнительный орган с гидравлической регулировкой по высоте существенно сложнее по

конструкции, чем исполнительный орган со ступенчатой регулировкой. Поэтому в тех случаях, когда ведется обработка угольного пласта с самообрушающейся верхней пачкой, применяют исполнительный орган со ступенчатой регулировкой по высоте. При этом высота исполнительного органа набирается по минимальному значению мощности пласта в пределах выемочного поля.

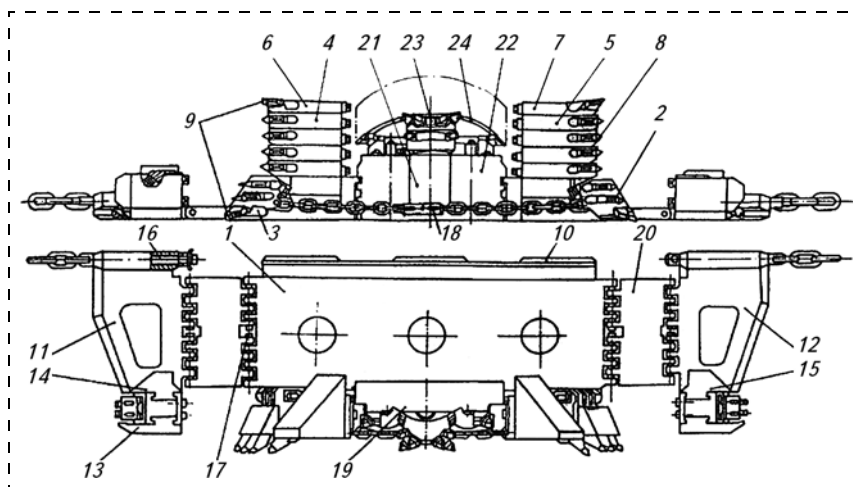


Рис. 7. Исполнительный орган с гидравлическим регулированием высоты: 1 — основная рама; 2, 3 — поворотные державки; 4, 5 — проставки; 6, 7 — крышки; 8, 9 — резцы; 10 — магниты; 11, 12 — рамы; 13 — ограничители толщины стружки; 14, 15 — утюги; 16 — тяга; 17 — палец; 18 — стяжка цепи; 19 — гидровставка; 20 — промежуточная рама; 21 — гидроцилиндр; 22 — рама гидровставки; 23 — резцовая головка; 24 — лыжа



Рис. 8. Классификация исполнительных органов струговых установок отрывного типа

В случае, если самообрушение верхней пачки угольного пласта не происходит, рекомендуется применять исполнительный орган с комбинированной или гидравлической регулировкой высоты.

По своей конструкции исполнительные органы струговых установок отрывного типа *могут отличаться по числу элементов в подконвейерной плите (раме) исполнительного органа.*

Существуют трехэлементные подконвейерные плиты (см. рис. 1), которые состоят из центральной плиты и двух крайних плит.

При сложной гипсометрии пласта для большей приспособляемости к ней исполнительного органа струговой установки отрывного типа число элементов в подконвейерных плитах может быть больше.

В Шахтинском научно-исследовательском и проектно-конструкторском угольном институте (ШахтНИУИ) впервые были систематизированы различные конструкции исполнительных органов струговых установок отрывного типа и разработана их классификация, представленная на рис. 8.

Классификация позволяет кодировать конструкции исполнительных органов. Например, сим-

метричный составной исполнительный орган с трехэлементной подконвейерной плитой, принудительным отводом нерабочих резцов, гидравлическим регулированием высоты, работающий без отжата рештачного става, имеет код 121232. Исполнительный орган в виде моноблока всегда изготавливается на единой подконвейерной плите без принудительного отвода нерабочих резцов, поэтому в коде моноблока третий номер будет всегда "0", а четвертый — "1". Например, асимметричный моноблок со ступенчатым регулированием высоты, работающий с отжатием рештачного става, имеет код 210111.

Всего возможны 56 различных вариантов исполнительных органов отрывных струговых установок. Их разнообразие определяется разнообразием горно-геологических и горно-технических условий эксплуатации.

Классификация и введение кодов конструкций исполнительных органов позволяют более системно подходить к определению наиболее оптимальной конструкции для конкретных условий.

B. B. Lugantsev, Professor, e-mail: shaktniui@yandex.ru,
Shakhty Institute (Branch) of the South-Russian Platov State Polytechnic University (NPI),
L. I. Fainburd, First Deputy of General Director, e-mail: shaktniui@yandex.ru,
Shakhty Research and Design Institute of Coal Mining, Shakhty,
N. I. Sysoev, Professor, e-mail: sysoevngmo@gmail.com,
South-Russian Platov State Polytechnic University (NPI), Novochoerkassk, Russia

The Classification of the Cutting Heads of the Drag-Hook Plough Systems

Basic advantages of the drag-hook plough systems in comparison with the slide plough systems are small width of corps of the cutting head and location of haulage chain at the conveyer from the side of a support. The requirements are indicated to the construction of the cutting heads. The different variants of the cutting heads of the drag-hook plough systems are described in detail, namely: symmetric and asymmetric cutting heads that can be executed as monoblock or component construction, working with wringing out of conveyer line and without wringing out of conveyer line. The construction of the component cutting heads may provide a force taking of non-working picks and can be performed without a force taking of non-working picks. There is a description of construction of the cutting heads with the different variants of regulation on a height: step, combined and hydraulic, and also on the construction of plate under a conveyer: three elements and more than three elements. The large variety of constructions of the cutting heads of the drag-hook plough systems necessitated the creation of their classification, which is given in the article.

Keywords: the drag-hook plough systems, the cutting heads, requirements, construction, plough chain, holder, coal, insertion, corps, cap, plate under a conveyer

УДК 622.822.61

С. А. Шемякин, д-р техн. наук, проф., **Д. Н. Матвеев**, магистрант, ТГУ,
А. Ю. Чебан, канд. техн. наук, доц., ИГД ДВО РАН, г. Хабаровск

E-mail: matveevdn081284@mail.ru

Экскаватор одноковшовый с рабочим органом двухцелевого назначения

Предложена конструкция рабочего оборудования одноковшового экскаватора с двумя отдельно работающими рабочими органами: зачерпывающим ковшом и рыхлителем в виде зуба или гидромолота. Дано обоснование применения такого рабочего оборудования на открытых горных работах и в строительстве.

Ключевые слова: экскаватор, ковш, рыхлительный зуб, гидромолот, рыхление породы

На открытых горных работах и в строительстве в настоящее время зачастую используют одноковшовые экскаваторы с рыхлительным рабочим органом типа зуба (рис. 1, а) или гидромолота (см. рис. 1, б). В этом случае ковш снимают и устанавливают рыхлитель.

С помощью рыхлителя (зуба или гидромолота) разбирают породу малой и средней крепости с коэффициентом крепости по шкале проф. М. М. Протодьяконова $f = 2...4$, на уступах карьеров маломасштабных месторождений разбирают негабаритные куски, разрабатывают трещино-

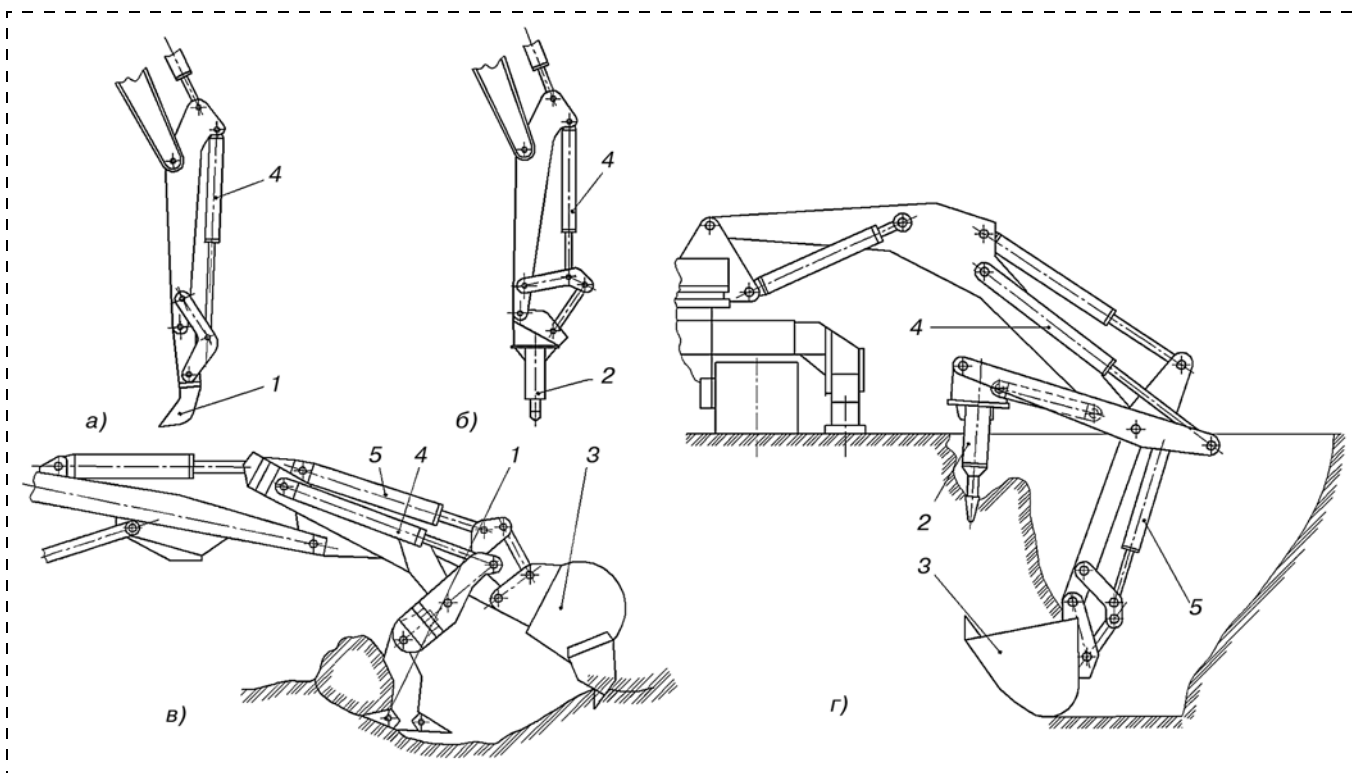


Рис. 1. Конструктивные схемы рабочего оборудования одноковшовых экскаваторов с рыхлительными органами:

а, б — схемы, предусматривающие отдельную установку ковша и рыхлителя (зуб, гидромолот); в, г — схемы с одновременной установкой ковша и рыхлителя; 1 — зуб; 2 — гидромолот; 3 — ковш; 4 — гидроцилиндр поворота рыхлительного органа; 5 — гидромеханизм поворота ковша

вато-скальные породы для строительства дорог на карьерах, разрыхляют мерзлую породу в локальных местах при вскрытии коммуникаций и выполняют другие виды работ.

Для выполнения таких работ используют строительные гидравлические экскаваторы с ковшами вместимостью 0,25...0,65 м³. Из отечественных экскаваторов можно указать экскаватор ЭО-2621В-2 второй размерной группы со сменным зубом-рыхлителем, выпускаемый ГУП "Омсктрансмаш". ОАО "Тверской экскаватор" выпускает экскаваторы ЕК-8, ЕК-12-20, ЕК-12-05 и ЕК-14 со сменными гидромолотами. ФГУП "ПО Уралвагонзавод" выпускает экскаватор четвертой размерной группы со сменными гидромолотом и рыхлительным зубом.

Зарубежные строительные гидравлические экскаваторы фирм "Liebherr" (Германия) и "Caterpillar" (США) с ковшами вместимостью 0,3...0,7 м³ поставляются потребителям или с гидромолотом, или с рыхлительным зубом.

Основной недостаток оборудования в виде гидромолота и рыхлительного зуба заключается в невозможности зачерпывания разрыхленной породы и погрузки ее в транспортные средства или в отвал. Экскаваторы с рыхлителем работают, как правило, в комплекте с экскаватором, оборудованным ковшевым рабочим органом. Однако производительность экскаватора с рыхлителем по разрушенной массе значительно меньше производительности по зачерпыванию и погрузке породы экскаватора с ковшом. В связи с этим последний простаивает. При разработке мерзлой породы в стесненных условиях экскаватор, оборудованный рыхлителем, и экскаватор, оборудованный ковшом, попеременно подходят к объекту выемки и тем самым каждый из них простаивает во время работы другого.

Существуют технические решения по установке на рабочее оборудование экскаватора и рыхлительного, и зачерпывающего органов [1, 2] (см. рис. 1, в и г).

В этих технических решениях ковш и рыхлитель управляются отдельными гидромеханизмами, а рыхлители имеют свою дополнительную рукоять. Это приводит к значительному утяжелению рабочего оборудования экскаватора, повышению стоимости и дополнительных энергозатрат на процесс рыхления и экскавации породы. Кроме того, громоздкий гидромеханизм привода рыхлителя препятствует копанью ковшом экскаватора и в нижнем, и в верхнем уровнях забоя. Подобные технические решения не были реализованы на практике.

Конструкция рабочего оборудования экскаватора с двухцелевым назначением рабочих органов была спроектирована в Тихоокеанском государственном университете (ХПИ) еще в 1980-х гг. Эта конструкция представляла поворотный ковш оборудования обратной лопаты, на тыльной стороне скругленного днища которого были установлены рыхлительные зубья по ступенчато-шахматной схеме [3]. За счет определенного поворота ковша в забой вводились сначала рыхлительные зубья, а затем режущей кромкой ковша происходило зачерпывание разрыхленной породы. Такие рабочие органы были изготовлены на заводе "Ремстроймаш" (г. Хабаровск) и в мастерских Магаданстроя применительно к экскаваторам ЭО-3322 и ЭО-4121Б. Опытные образцы этих экскаваторов достаточно успешно прошли испытания на объектах Главдальстроя и Магаданстроя. Производительность экскаваторов при работе на мерзлых мелкозернистых суглинках и супесях составляла 12...14 м³/ч. С начала 1990-х гг. подобные рабочие органы стала изготавливать фирма "Caterpillar" к экскаваторам 213BLC и 206BFT и выпускает их до настоящего времени. Экскаваторы фирмы "Caterpillar" с указанным двухцелевым оборудованием распространились в мировом масштабе.

Как показали испытания, у экскаваторов с рассматриваемыми рабочими органами существует определенный недостаток, связанный с трудностью четкой ориентации рыхлительных зубьев в забое, поскольку оператор машины не видит их за корпусом ковша.

Рабочее оборудование гидравлического экскаватора [4], показанного на рис. 2, лишено указанных выше недостатков. Это оборудование состоит из стрелы 1, рукояти 2, гидроцилиндра 3 поворота рукояти, ковша 4, кривошипа 5, тяги 6, рыхлителя (рыхлительного зуба или гидромолота) 7, жестко соединенного с П-образной стойкой 8 и кронштейном 9, гидромеханизма 10 поворота ковша или рыхлителя.

Гидрофиксатор 11, расположенный в кронштейне рыхлителя и необходимый для закрепления рыхлителя в нерабочем состоянии к рукояти, соединен с гидроцилиндром 12 двухстороннего действия и выдвигными фиксаторами 13 второго гидрофиксатора 14, размещенного в П-образной стойке 8, с теми же элементами, что и у гидрофиксатора 11, шарнира крепления рыхлителя к кривошипу 16 и шарнира 17 крепления к рукояти 2 рыхлителя и кривошипа 5.

Рабочее оборудование работает следующим образом. При копании ковшом 4 рыхлитель закреплен кронштейном 9 к рукояти 2 в шарнире 15 при помощи гидрофиксатора 11 с гидроцилиндром 12 двухстороннего действия и выдвижными фиксаторами 13. При этом кривошип 5 рассоединен с рыхлителем 7 и под действием гидромеханизма 10 может поворачивать через тягу 6 ковш 4, и следовательно, экскаватор может копать породу (см. рис. 2, а).

Чтобы обеспечить работу рыхлителя 7, необходимо кривошип 5 с помощью гидромеханизма 10 ввести в проем П-образной стойки 8, совместить соосно шарниры 16 в кривошипе 5 и в П-образной стойке 8 и закрепить рыхлитель 7 с помощью гидрофиксатора 14. Затем отсоединяют рыхлитель 7 от рукояти 2 при помощи гидрофиксатора 11. Далее гидромеханизмом 10 поворачивают рыхлитель 7 вместе с кривошипом 5 тягой 6 и ковшом 4 в исходное для рыхления положение (см. рис. 2, б). Рыхление породы осуществляется под воздействием гидроцилиндра 3 поворота рукояти, закрепленного на стреле 1.

Такая конструкция рабочего оборудования экскаватора позволяет получить:

- уменьшение габаритных размеров и массы оборудования с двухцелевым назначением;
- снижение затрат на изготовление;
- уменьшение энергозатрат на процесс копания и рыхления породы из-за снижения силы тяжести оборудования;
- упрощение монтажа и демонтажа рыхлительного рабочего органа.

Сравнение по расчетной производительности комплекта машин из двух экскаваторов с одноцелевыми рабочими органами (ковшом и рыхлительным зубом) с одним экскаватором с двухцелевыми рабочими органами можно выполнить, например, при их работе на отрывке траншеи в стесненных условиях и глубине промерзания породы 3 м (базовый экскаватор ЭО-4121Б).

Если принять максимальный коэффициент удельного сопротивления резанию мерзлой мелко-

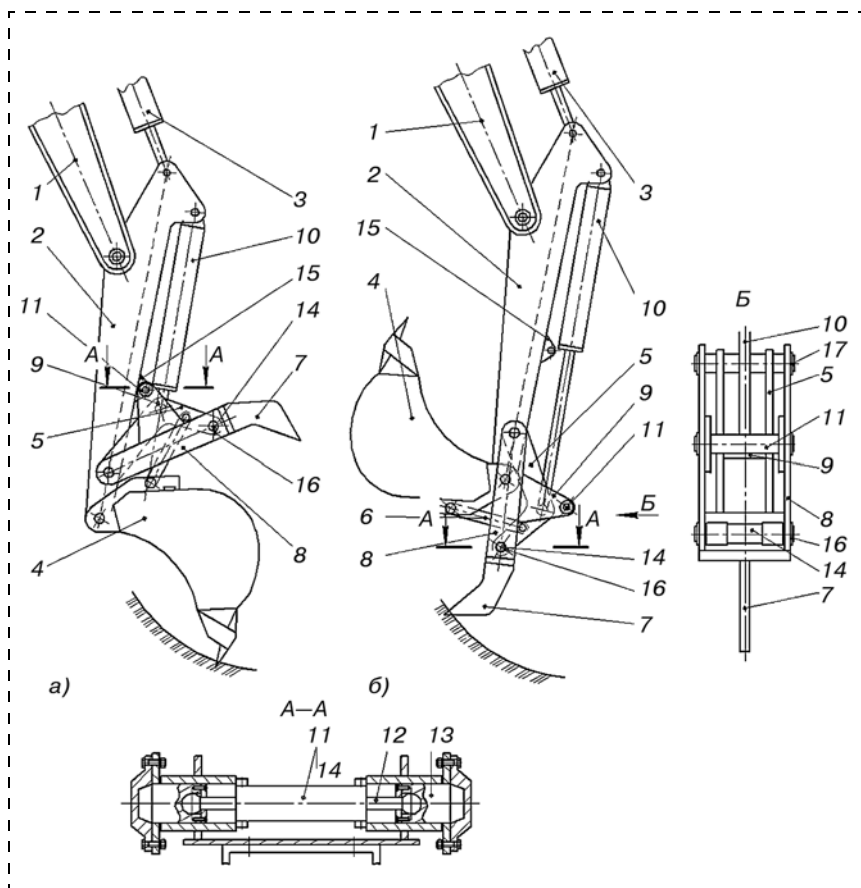


Рис. 2. Конструктивное исполнение на экскаваторе рабочих органов двухцелевого назначения: а — положение рабочих органов при копании ковшом; б — положение рабочих органов при рыхлении

зернистой породы $k = 300 \text{ Н/см}^2$ [5], то усилие на режущей кромке рыхлительного зуба или ковша можно определить по известной [6] формуле

$$P = kF, \quad (1)$$

где F — площадь поперечного сечения стружки.

Известно [7], что усилие на режущей кромке ковша экскаватора ЭО-4121Б $P = 14,2 \text{ кН}$. Конструктивно целесообразно принимать радиус поворота режущей кромки ковша относительно шарнира крепления к рукояти, равным радиусу поворота режущей кромки рыхлительного зуба.

Тогда площадь поперечного сечения стружки F :

$$F = \frac{P}{k} = \frac{142\,000}{300} = 473 \text{ см}^2. \quad (2)$$

Объем разрыхленной породы за один проход зуба по забою V :

$$V = Fl = 473 \cdot 350 = 165\,550 \text{ см}^3 = 0,1655 \text{ м}^3, \quad (3)$$

где l — длина траектории движения режущей кромки рабочего органа по забою, $l = 3,5 \text{ м}$.

Количество проходов зуба n для заполнения разрыхленной породой основного ковша экскаватора ЭО-4121Б вместимостью $q = 0,65 \text{ м}^3$:

$$n = \frac{q}{V} = \frac{0,65}{0,1655} = 4. \quad (4)$$

Время четырех циклов рыхления забоя зубом:

$$t_p = (t_1 + t_2)n, \quad (5)$$

где t_1 — время прохода зуба по забою ($t_1 = 7 \text{ с}$ исходя из скорости движения зуба по забою $0,5 \text{ м/с}$); t_2 — время опускания зуба в забой ($t_2 = 5 \text{ с}$).

Тогда $t_p = (7 + 5) \cdot 4 = 48 \text{ с}$.

Все время цикла $t_{\text{ц}}$ рыхления, черпания, поворота оборудования и выгрузки породы:

$$t_{\text{ц}} = t_p + t_o + t_{\text{п}} + t_{\text{к}} + t_{\text{пов}} + t_{\text{в}}, \quad (6)$$

где t_o — суммарное время подхода к забою и отхода от забоя экскаватора с рыхлительным зубом ($t_o = 40 \text{ с}$ исходя из скорости движения экскаватора 1 км/ч на расстояние 12 м); $t_{\text{п}}$ — суммарное время подхода к забою и отхода от забоя экскаватора с ковшом ($t_{\text{п}} = t_o = 40 \text{ с}$); $t_{\text{к}}$ — суммарное время опускания ковша в забой и прохода ковша по забою при зачерпывании породы ($t_{\text{к}} = t_1 + t_2 = 7 + 5 = 12 \text{ с}$); $t_{\text{пов}}$ — суммарное время двух поворотов оборудования на выгрузку и обратно к забою ($t_{\text{пов}} = 6 \text{ с}$); $t_{\text{в}}$ — время выгрузки породы из ковша ($t_{\text{в}} = 2 \text{ с}$).

Тогда $t_{\text{ц}} = 48 + 40 + 40 + 12 + 6 + 2 = 148 \text{ с}$.

Часовая производительность комплекта машин из двух экскаваторов с одноковшовыми рабочими органами:

$$P_{\text{к}} = 3600 \frac{q}{t_{\text{ц}}} = 3600 \cdot \frac{0,65}{148} = 15,81 \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (7)$$

Аналогично можно определить производительность экскаватора с двухцелевым рабочим органом. Время замены рыхлительного зуба на ковш и ковша на рыхлительный зуб $t_{\text{зм}} = 12 \text{ с}$.

Время рыхления ($t_p = 48 \text{ с}$) и время зачерпывания породы ковшом ($t_{\text{к}} = 12 \text{ с}$) остаются прежними.

Время цикла работы:

$$t_{\text{к}} = t_{\text{зм}} + t_p + t_{\text{к}} + t_{\text{пов}} + t_{\text{в}} = 12 + 48 + 12 + 6 + 2 = 80 \text{ с}. \quad (8)$$

Часовая расчетная производительность экскаватора с двухцелевым рабочим органом:

$$P'_{\text{к}} = 3600 \frac{q}{t_{\text{ц}}} = 3600 \cdot \frac{0,65}{148} = 29,25 \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (9)$$

Таким образом, расчетная производительность экскаватора с двухцелевым рабочим органом почти в 2 раза выше, чем производительность двух экскаваторов с одноцелевым рабочим органом. Приигрыш идет естественно и в экономическом плане, поскольку стоимость машино-смен двух экскаваторов всегда больше стоимости машино-смены одного.

При больших объемах земляных работ, например при отрывке крупных котлованов и широком фронте разработки породы, можно выбрать комплект машин, когда число экскаваторов, обеспечивающих рыхление породы, будет оптимально соответствовать числу экскаваторов, работающих на зачерпывании породы.

Однако размещение нескольких экскаваторов с рыхлительным рабочим органом и экскаватора с ковшом для экскавации разрыхленной породы на рабочих площадках уступов карьеров из-за стесненных условий всегда проблематично.

Сравнение по расчетной производительности комплекта машин из двух экскаваторов с одноцелевыми рабочими органами (ковшом и гидромолотом) с одним экскаватором с двухцелевыми рабочими органами можно было бы провести аналогично предыдущему расчету с рабочими органами ковш и рыхлительный зуб. Однако в настоящее время отсутствует какая-либо методика расчета производительности экскаваторов при работе с гидромолотом. Разработка такой методики — достаточно сложная задача, связанная с динамическими процессами воздействия гидромолота на породу и большим различием конструкций и параметров существующих гидромолотов. По мере разработки такой методики расчет по сравнению производительности двух экскаваторов с одноцелевым рабочим органом может быть предоставлен в будущем в отдельной статье.

В настоящее время в Тихоокеанском государственном университете разработаны проекты двухцелевых рабочих органов к одноковшовым гидравлическим строительным экскаваторам отечественного и зарубежного производства с оборудованием обратной лопата по схеме, описанной в статье (см. рис. 2), а авторы приступили к внедрению этих конструкций на предприятиях горного и строительного профиля в дальневосточном регионе.

Разработчики проектов убеждены в том, что двухцелевой рабочий орган для работ, указанных в начале статьи, в инновационном плане предпочтительнее, чем способ замены поочередно различных сменных рабочих органов на экскаваторах

фирмы "Caterpillar" с применением универсального захвата CENTER-LOCK™ PIN GRABBER QUICK COUPLERS. Недостатки такого способа очевидны:

сменный рабочий орган должен быть установлен вблизи места работы экскаватора в специальном контейнере и в положении, удобном для его присоединения к захвату, что не всегда возможно в производственных условиях;

оператору экскаватора необходимо достаточно точное позиционирование захвата относительно сменного органа;

необходим двойной поворот рабочего оборудования: для установки в контейнер и расцепления захвата с отработавшим рабочим органом, а затем сцепление с новым рабочим органом, вывод его из контейнера и поворот рабочего оборудования в исходное положение для работы.

Если в предлагаемых проектах время замены ковша на рыхлитель и обратно составляет не более 12 с, то с помощью универсального захвата CENTER-LOCK™ PIN GRABBER QUICK COUPLERS — не менее чем за 30 с. Потеря времени при каждом

цикле работ резко снижает производительность машины.

Список литературы

1. А. с. СССР 846671 E02F 3/28. Рабочее оборудование экскаватора / А. Н. Сапожников, В. В. Карпов и др.; опубл. 17.10.1979, Бюл. № 8.
2. А. с. СССР 771254 3/28, 3/40. Рабочее оборудование экскаватора / В. И. Брусков, И. Л. Витис и др.; опубл. 14.02.1979, Бюл. № 5.
3. А. с. СССР 787564 E02F 3/40. Ковш экскаватора / С. А. Шемякин, Ю. В. Домнин, И. С. Крадинов, В. В. Назаров; опубл. 25.12.80, Бюл. № 8.
4. Пат. 2509843 E02F 3/28. Рабочее оборудование гидравлического экскаватора / Шемякин С. А.; опубл. 20.03.2014, Бюл. № 8.
5. Шемякин С. А., Иванченко С. Н., Мамаев Ю. А. Ведение открытых горных работ на основе совершенствования выемки пород. М.: Горная книга, 2006. 315 с.
6. Домбровский Н. Г. Экскаваторы. М.: Машиностроение, 1969. 318 с.
7. Добронравов С. С. Строительные машины и оборудование: Справочник для строит. спец. вузов и инж.-техн. работников. М.: Высш. шк., 1991. 456 с.

S. A. Shemyakin, Professor, **D. N. Matveev**, Undergraduate, e-mail: matveevdn081284@mail.ru, Pacific State University,

A. Yu. Cheban, Researcher, Institute of Mining, Far Eastern Branch of the Russian Academy of Sciences, Khabarovsk, Russia

Dredges with the Working Bodies of Dual-Purpose

The design of work equipment shovel with two separately operating working bodies: scoop bucket and ripper tooth or a hammer. The substantiation of the use of such work equipment in open cast mining and construction.

Keywords: excavator bucket, ripper tooth, hydraulic hammer, loosening rocks

References

1. А. с. СССР 846671 E02F 3/28. Рабочее оборудование экскаватора. А. Н. Сапожников, В. В. Карпов и др.; опубл. 17.10.1979, Бюл. № 8.
2. А. с. СССР 771254 3/28, 3/40. Рабочее оборудование экскаватора. В. И. Брусков, И. Л. Витис и др.; опубл. 14.02.1979, Бюл. № 5.
3. А. с. СССР 787564 E02F 3/40. Ковш экскаватора. С. А. Шемякин, Ю. В. Домнин, И. С. Крадинов, В. В. Назаров; опубл. 25.12.80, Бюл. № 8.

4. Пат. 2509843 E02F 3/28. Рабочее оборудование гидравлического экскаватора. Шемякин С. А.; опубл. 20.03.2014, Бюл. № 8.
5. Шемякин С. А., Иванченко С. Н., Мамаев Ю. А. Ведение открытых горных работ на основе совершенствования выемки пород. М.: Горная книга, 2006. 315 с.
6. Домбровский Н. Г. Экскаваторы. М.: Машиностроение, 1969. 318 с.
7. Добронравов С. С. Строительные машины и оборудование: Справочник для строит. спец. вузов и инж.-техн. работников. М.: Высш. шк., 1991. 456 с.

УДК 622.673.1

В. И. Александров, д-р техн. наук, проф., зав. каф., **Р. Б. Кускильдин**, асп.,
НМСУ "Горный", г. Санкт-Петербург

E-mail: victalex@mail.ru; rafis614321@mail.ru

Необходимость подтормаживания подъемных сосудов при осуществлении предохранительного торможения на шахтных подъемных установках

Проанализированы основные недостатки осуществления предохранительного торможения шахтных подъемных установок только за счет приложения тормозного усилия к приводному барабану. В этом случае торможение груженого сосуда в режиме подъема груза осуществляется за счет ослабления усилий в канате, что неизбежно приводит к значительным перегрузкам в стальном канате после остановки подъемной машины. На данном этапе развития предохранительное торможение предлагается осуществлять в зависимости от положения сосуда в шахтном стволе, причины срабатывания сигнала на осуществление торможения, от режима работы подъемной установки. В целях снижения динамических нагрузок на канат из-за приложения тормозного усилия, а также снижения нагрузок после стопорения подъемной машины предлагались различные способы, основанные на регулировании характера нарастания тормозного усилия и поддержания требуемой величины тормозного усилия на приводном барабане. Общим недостатком таких методов является увеличение пути предохранительного торможения. Одним из способов снижения динамических нагрузок на канат, не увеличивающим путь предохранительного торможения, является способ торможения с приложением тормозного усилия непосредственно к подъемному сосуду. В этом случае возможно осуществлять торможение с высокой величиной замедления шахтной подъемной установки, не опасаясь набегания подъемного сосуда на канат, а также значительно снизить динамические нагрузки на канат после стопорения подъемной машины. Данный способ осуществления предохранительного торможения будет полезен и для многоканатных подъемных установок с канатопроводящим шкивом трения. Он позволит снизить вероятность проскальзывания канатов по футеровке барабана при предохранительном торможении.

Ключевые слова: предохранительное торможение, подтормаживание подъемного сосуда, переподъем сосуда, напуск каната, динамические нагрузки на канат

Предохранительное торможение на шахтных подъемных установках приводит к возникновению более высоких динамических нагрузок на канат по сравнению с перегрузками, возникающими в рабочем цикле подъема. Применяемые в настоящее время способы снижения динамических нагрузок на стальной канат подъемных установок в основном ориентированы на регулирование нарастания тормозного усилия на приводных барабанах и поддержания постоянного замедления подъемной машины. При этом тормозное усилие прикладывается только к приводным барабанам, а торможение непосредственно сосудов сопровождается ослаблением каната поднимающегося сосуда (снижением нагрузки в поднимающейся ветви каната) и увеличением натяжения опускающейся ветви каната.

В этом случае сложно избежать существенных перегрузок, действующих на канат как в режиме подъема груза, так и в режиме спуска груза.

Известные способы снижения динамических нагрузок в канате [1] можно условно разделить на две группы:

1) ориентированные на снижение амплитуды колебаний, возникших от приложения тормозного усилия;

2) ориентированные на снижение динамических нагрузок в канате после стопорения подъемной машины.

К первой группе относятся способы:

приложение тормозного усилия в две равные ступени с приложением второй ступени через время, равное половине периода колебаний;

приложение тормозного усилия по линейному закону за время, кратное периоду колебаний системы.

Недостатком способа, связанного с приложением тормозного усилия в две ступени, является то, что при ошибке, связанной с определением периода

колебаний, не произойдет полного гашения колебаний. Чем короче будет груженная ветвь, тем выше будет относительная ошибка. Разница будет складываться из следующих составляющих:

неточность значения упругости (коэффициент упругости каната имеет переменное значение и меняется в период эксплуатации так, что к концу срока службы каната изменение может достигать до 20 %);

неточность определения веса поднимаемого груза;

неточность определения местоположения сосуда в момент осуществления предохранительного торможения.

Приложение тормозного усилия, возрастающего по линейному закону, предпочтительнее, так как даже в случае ошибки при определении периода колебаний амплитуда все равно заметно снизится за счет снижения интенсивности нарастания замедления. Однако, по мнению, высказанному в работе [3, с. 30], снижение динамических нагрузок на канат за счет значительного снижения темпа роста тормозного усилия (время нарастания тормозного усилия $\tau > 0,75T$, где T — период собственных колебаний подъемной установки) допускается только в тех случаях, когда можно не учитывать увеличение пути торможения.

Например, в случае застревания порожнего скипа или противовеса в направляющих период колебания может быть большой, поэтому нарастание тормозного усилия за время, кратное периоду колебаний в поднимающейся ветви, вызовет большой напуск каната, что недопустимо.

Следует отметить, что после стопорения подъемной машины возникнут значительные динамические нагрузки в канате как в случае линейно возрастающего тормозного усилия, так и в случае приложения тормозного усилия в две ступени.

Ко второй группе способов снижения динамических нагрузок в канате относятся способы [1]:

- отключение второй ступени тормозного усилия при скорости подъемной машины:

$$v = \frac{0,5F}{m_{\Sigma}} \frac{T}{2},$$

где F — тормозное усилие, равное сумме первой и второй ступеней тормозного усилия; T — период колебаний каната, с; m_{Σ} — общая масса подъемной установки, кг;

- приложение тормозного усилия F одной ступенью:

$$F = \frac{vm}{nT} + F_{\text{ст}},$$

где v — скорость подъемной машины в момент торможения, м/с; m — масса подъемного устройства, приведенная к органу навивки, кг; n — кратность времени останова подъемной машины периоду продольных колебаний каната; $F_{\text{ст}}$ — статическая разность натяжения ветвей канатов;

- снижение замедления подъемной машины за время, кратное периоду колебаний.

Отключение второй ступени торможения является действенным способом снижения динамических нагрузок на канат после стопорения подъемной машины. Даже в случае существенной ошибки при определении периода колебаний снизится среднее замедление подъемной установки, что вызовет снижение ослабления усилия в канате. Недостатками этого способа являются увеличение пути торможения и высокие требования к точности момента отключения второй ступени.

Приложение тормозного усилия одной ступенью в случае ошибки при определении периода колебаний может вызвать достаточно большие динамические нагрузки на канат. Кроме того, при больших значениях периода колебаний заметно увеличится путь предохранительного торможения.

Плавное снижение замедления подъемной машины за время, кратное периоду колебаний, выглядит более предпочтительным, так как заметно снизится величина возмущений на колебательную систему даже в случае ошибки при определении периода колебаний.

На наш взгляд, следует все же рассмотреть возможность подтормаживания грузовых подъемных сосудов в период осуществления предохранительного торможения.

Подъем груза является основной операцией для грузовых подъемных установок, поэтому возникновение ситуаций, требующих наложения предохранительного торможения именно при этом режиме, наиболее вероятно. Поэтому рассмотрим сначала предохранительное торможение при подъеме груза.

В работе [1, с. 63] сделан вывод о том, что максимальные напряжения тяговый канат испытывает после стопорения подъемной машины. А амплитуда динамических нагрузок определяется замедлением сосуда в момент достижения нулевой скорости подъемной машины.

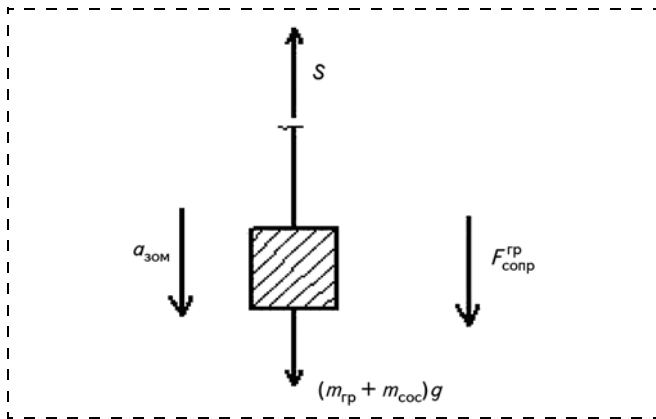


Рис. 1. Схема сил, действующих на сосуд в период торможения в режиме подъема груза:

$a_{зам}$ — замедление груженого сосуда при торможении; $F_{сопр}^{гр}$ — сила сопротивления движению груженого сосуда

В момент торможения подъемной машины на сосуд действуют три силы (рис. 1): сила натяжения каната S ; вес сосуда с грузом $(m_{гр} + m_{сос})g$; сила сопротивления движению сосуда $F_{сопр}^{гр}$.

В применяемых на сегодняшний день подъемных установках тормозное усилие прикладывается к приводному барабану подъемной установки.

Замедление же непосредственно груженого сосуда осуществляется за счет ослабления усилий в канате ΔS (в режиме подъема груза), если пренебречь силами сопротивления. После полной остановки подъемной машины подъемный сосуд будет двигаться вниз, пока усилие в канате не станет равным $G_{гр} + \Delta S_{стоп}$ ($G_{гр}$ — суммарный вес груза и скипа; $\Delta S_{стоп}$ — ослабление усилия в канате относительно состояния $G_{гр} = S$, в момент полной остановки подъемной машины).

Поэтому точнее будет утверждение о том, что динамические нагрузки на канат (без учета веса каната) определяются в основном разностью усилия в канате $S_{стоп}$ в момент стопорения подъемной машины и веса груженого сосуда $G_{гр}$ (при условии, что скорость сосуда будет равна нулю к этому моменту), т. е.

$$\Delta S_{стоп} = G_{гр} - S_{стоп} = (m_{гр} + m_{сос})g - S_{стоп}, \quad (1)$$

где $\Delta S_{стоп}$ — ослабление усилий в канате в точке крепления сосуда к канату относительно равновесного значения ($S = G_{гр}$), Н; $m_{гр}$ — масса груза, кг; $m_{сос}$ — масса сосуда, кг; g — ускорение свободного падения, м/с²; $S_{стоп}$ — усилие в канате в момент стопорения, Н.

Конечно, если пренебречь силами сопротивления движению сосуда, то ослабление усилий в канате будет пропорционально $a_{зам}$:

$$\Delta S_{стоп} = (m_{гр} + m_{сос})a_{зам}. \quad (2)$$

Но с учетом сил сопротивления приведенная выше формула преобразуется в вид

$$\Delta S_{стоп} = (m_{гр} + m_{сос})a_{зам} - F_{сопр}^{гр}, \quad (3)$$

где $F_{сопр}^{гр}$ — сила сопротивления движению груженого сосуда.

Сила сопротивления движению $F_{сопр}^{гр}$ в этом случае снижает ослабление усилий в канате, а значит снизит и динамические перегрузки после стопорения подъемной машины в режиме подъема груза.

В свою очередь, величина ΔS в период торможения является переменной и к моменту стопорения она будет равна

$$\Delta S_{стоп} = \Delta S_{ср} \pm S_{ф}, \quad (4)$$

где $\Delta S_{ср}$ — среднее ослабление усилий каната; $S_{ф}$ — отклонение от средней величины его колебаний.

Параметр $\Delta S_{ср}$ пусть характеризует ослабление усилий в канате со средним замедлением $a_{ср}$ (в случае если бы сосуда и подъемная машины были бы жестко соединены). Величина $S_{ф}$ будет равна отклонению от средней величины $\Delta S_{ср}$ вследствие возникновения колебаний от приложения тормозного усилия. Максимальная величина $S_{ф}$ при этом будет равна амплитуде колебаний, возникших в период нарастания тормозного усилия.

Считается, что амплитуда колебаний сосуда определяется средним замедлением $a_{ср}$, чем выше его значение, тем выше амплитуда [3, с. 20; 1, с. 47]. При этом предельное значение максимального замедления равно $2a_{ср}$, т. е. перегрузка каната в его нижней точке может быть равна весу груза со скипом. При наличии демпфирующих сил значение замедления a стремится именно к этой величине [1, с. 61].

По аналогии с этими высказываниями можем предположить, что средняя величина ослабления усилия в канате будет определять амплитуду колебаний после полной остановки подъемной машины. А величина $S_{ф}$ может быть равна $\Delta S_{ср}$.

Величина $\Delta S_{ср}$ при осуществлении плавного нарастания тормозного усилия по линейному закону будет больше величины $S_{ф}$. В этом случае, создав

сопротивление движению, равное $\Delta S_{\text{ср}}$, можно значительно снизить перегрузку каната после стопорения подъемной машины.

В работе [2, с. 95] выполнен анализ осциллограммы переходного процесса при предохранительном торможении. Подъемная машина разогналась до максимальной скорости 8 м/с в режиме подъема груза, и включался предохранительный тормоз. Значение среднего замедления барабана составило $a_{\text{ср}} = 3,1 \text{ м/с}^2$ при максимальном мгновенном замедлении в конце периода торможения $a_{\text{стоп}} = 4,6 \text{ м/с}^2$. Канат в нижнем сечении поднимающейся ветви разгрузился на 54 %, а коэффициент динамичности в нижнем сечении составил $k_{\text{д}} = 1,46$.

Не учитывая снижения амплитуды колебаний от приложения тормозного усилия и ориентируясь на среднее значение замедления, создадим сопротивление движения, равное $F_{\text{сопр}}^{\text{гр}} = 31(m_{\text{гр}} + m_{\text{сос}})$, тогда ослабление усилий в канате в момент стопорения будет равно:

$$\begin{aligned} \Delta S_{\text{стоп}} &= (m_{\text{гр}} + m_{\text{сос}})a_{\text{стоп}} - F_{\text{сопр}}^{\text{гр}} = \\ &= 4,6(m_{\text{гр}} + m_{\text{сос}}) - 3,1(m_{\text{гр}} + m_{\text{сос}}) = \\ &= 1,5(m_{\text{гр}} + m_{\text{сос}}). \end{aligned}$$

Разгрузка каната при этом будет равна 15 % от веса груза со скипом. Если предположить, что вся величина разгрузки каната перейдет в повышение усилия в канате, то коэффициент динамичности при этом будет равен $k_{\text{д}} = 1,15$. Учитывая, что нарастание максимальных нагрузок на канат произойдет только через полпериода после полной остановки приводного барабана, то возможно произойдет полное погашение динамических нагрузок за это время.

Конечно, в таком случае потребуется создать большое усилие. Однако мы можем снизить эту величину, ориентируясь на допустимую перегрузку в рабочем цикле подъема.

Ускорение и замедление при стопорении (в кризах) не должны превышать $0,3 \text{ м/с}^2$. Тогда перегрузку каната при таком замедлении будем считать допустимой.

В источнике [1, с. 92] сказано, что при перемене знака скорости амплитудное ускорение уменьшается на $2a_{\text{тр}}$, где $a_{\text{тр}}$ — замедление под действием сил сухого трения. Тогда для погашения среднего значения ослабления усилия каната реально потребуется усилие в 2 раза меньше.

При этом также необходимо будет учесть естественный уровень сопротивления движению сосуда. Обычно силу сопротивления движения учитывают в формуле М. М. Федорова при расчете тягового усилия коэффициентом 1,15 (для скипов). Отсюда ускорение, вызываемое силой сопротивления, будет ориентировочно равно $0,15 \text{ м/с}^2$.

Учитывая изложенное выше, замедление, которое необходимо будет осуществлять за счет приложения тормозного усилия на подъемном сосуде, будет равно:

$$a_{\text{торм}} = 0,5(a_{\text{ср}} - a_{\text{доп}}) - a_{\text{ест}}, \quad (5)$$

где $a_{\text{доп}}$ — допустимое ускорение в момент стопорения; $a_{\text{ест}}$ — замедление сосуда за счет естественного уровня сопротивления сосуда.

Рассчитаем замедление, создаваемое за счет собственного тормозного усилия подъемного сосуда для описанного выше случая:

$$a_{\text{торм}} = 0,5(3,1 - 0,3) - 0,15 = 1,25 \text{ м/с}^2.$$

То есть тормозное усилие, которое потребуется создать:

$$F_{\text{сопр}}^{\text{гр}} = 1,25(m_{\text{гр}} + m_{\text{сос}});$$

$$\frac{(m_{\text{гр}} + m_{\text{сос}})g}{F_{\text{сопр}}^{\text{гр}}} = \frac{9,8(m_{\text{гр}} + m_{\text{сос}})}{1,25(m_{\text{гр}} + m_{\text{сос}})} = 7,8.$$

Отсюда следует, что в данном случае потребуется создать усилие торможения подъемного сосуда в 7,8 раз меньше собственного веса сосуда с грузом, для значительного снижения амплитуды колебаний после стопорения подъемной машины.

Одним из преимуществ подтормаживания подъемных сосудов является безопасное увеличение общего замедления подъемной установки. Например, среднее замедление для одноконцевого подъема в режиме подъема груза (рис. 2) будет равно

$$a_{\text{зам}} = \frac{-F_{\text{т}} - F_{\text{ст}} - F_{\text{сопр}}^{\text{гр}} - F_{\text{сопр}}^{\text{пор}}}{m_{\text{пр}}}, \quad (6)$$

где $m_{\text{пр}}$ — приведенная к окружности барабана подъемной машины масса всех движущихся частей подъемной установки.

Исходя из этих положений, можно сделать вывод о необходимости создания устройства, увеличивающего силу трения на подъемном сосуде при осуществлении предохранительного торможения.

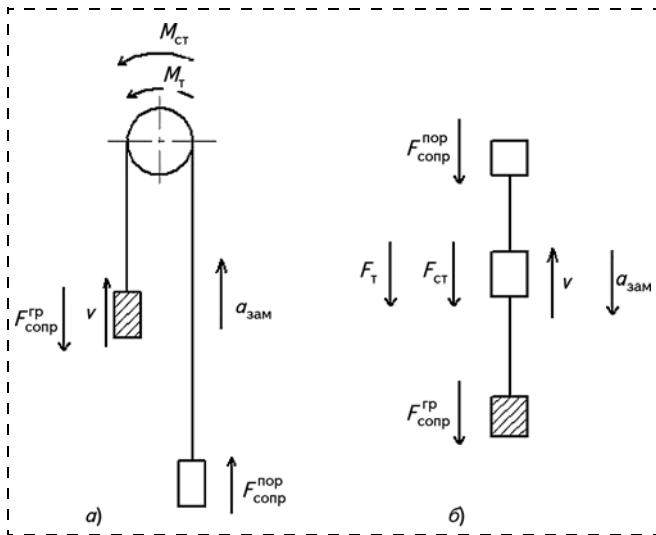


Рис. 2. Общая (а) и упрощенная (б) кинематические схемы шахтной подъемной установки при торможении в режиме подъема груза:

M_t — тормозной момент; $M_{ст}$ — момент статической разности натяжения ветвей канатов; $F_{соп}^{гр}$, $F_{соп}^{пор}$ — сопротивление движению груженого и порожнего подъемных сосудов; v — скорость подъемной установки; $F_{ст}$ — сила статической разности натяжения ветвей канатов; F_t — тормозное усилие на приводном барабане; $a_{зам}$ — замедление подъемной установки

На многоканатных подъемных установках с канатопроводящим шкивом трения в режиме спуска груза предохранительное торможение может привести к скольжению канатов по футеровке. При торможении в режиме спуска груза в груженой ветви статические и динамические силы складываются, а порожняя ветвь наоборот ослабляется.

Проскальзывание канатов по шкиву является самым опасным явлением для подъемных установок с канатопроводящими шкивами трения.

Действительные значения полных натяжений груженой и порожней ветвей при торможении в режиме спуска груза без учета вредных сопротивлений будут равны [4, с. 140]

$$S_{полн.гр} = S_{ст.гр} + F_{дин.т}^{гр} + F_{дин.к}^{гр}; \quad (7)$$

$$S_{полн.п} = S_{ст.пор} - F_{дин.т}^{пор} - F_{дин.к}^{пор}, \quad (8)$$

где $S_{ст.гр}$, $S_{ст.пор}$ — статические натяжения соответственно груженой и порожней ветвей канатов; $F_{дин.т}^{гр}$, $F_{дин.т}^{пор}$ — составляющие динамических сил в порожней и груженой ветвях, вызванных торможением или ускорением, при абсолютно жестком канате; $F_{дин.к}^{гр}$, $F_{дин.к}^{пор}$ — дополнения к динамиче-

ской силе за счет наличия колебаний в канате, вызванных его упругостью.

Условие нескольжения канатов имеет следующий вид [4, с. 139]:

$$\frac{S_{полн.гр}}{S_{полн.п}} \leq e^{f\alpha}, \quad (9)$$

где e — основание натурального логарифма; f — коэффициент трения между канатом и футеровкой канатопроводящего шкива; α — угол обхвата шкива канатом, рад.

Тогда в полном виде это условие будет иметь вид:

$$\frac{S_{ст.гр} + F_{дин.т}^{гр} + F_{дин.к}^{гр}}{S_{ст.пор} - F_{дин.т}^{пор} - F_{дин.к}^{пор}} \leq e^{f\alpha}. \quad (10)$$

Введем в это выражение силы сопротивления движению сосудов:

$$\frac{S_{ст.гр} + F_{дин.т}^{гр} + F_{дин.к}^{гр} - F_{соп}^{гр}}{S_{ст.пор} - F_{дин.т}^{пор} - F_{дин.к}^{пор} + F_{соп}^{пор}} \leq e^{f\alpha}. \quad (11)$$

В формуле (11) видно, что силы сопротивления играют положительную роль при предохранительном торможении в режиме спуска груза. Создав устройство, повышающее силы сопротивления сосудов, мы сможем снизить вероятность проскальзывания канатов и повысить безопасность ее работы.

Отметим, что точно выдерживать безопасное замедление при осуществлении предохранительного торможения ($a = 1,5 \text{ м/с}^2$) практически невозможно [4, с. 145]. Кроме того, возможны различные осложнения, приводящие к проскальзыванию канатов (разбалансировка ветвей канатов, снижение коэффициента трения). Поэтому увеличение сопротивления движения сосудов позволит обезопасить режим спуска груза на многоканатной подъемной машине со шкивом трения.

Осуществление подтормаживания подъемных сосудов в период осуществления предохранительного торможения позволит:

- 1) безопасно увеличить общее замедление подъемной установки;
- 2) снизить динамические нагрузки на канат;
- 3) быстро погасить колебания после стопорения подъемной машины;
- 4) снизить вероятность проскальзывания канатов по футеровке барабана для многоканатных установок с канатопроводящим шкивом трения.

Конечно, использование такого устройства увеличит собственную массу грузового подъемного сосуда, а также потребует внесения изменений в конструкцию армировки ствола. Но все же следует заметить, что устройство подтормаживания не ставит своей целью удержание веса груза со скипом, поэтому увеличение собственной массы сосуда будет по сравнению с шахтными парашютами незначительным и нагрузки на армировку ствола будут невысокими.

То есть создание устройства, повышающего сопротивление движению подъемного сосуда, может быть полезным как для одноканатных подъемных установок, так и для многоканатных

подъемных установок при осуществлении предохранительного торможения.

Список литературы

1. **Степанов А. Г.** Динамика шахтных подъемных установок. Пермь: УрО РАН, 1994. 203 с.
2. **Тормозные системы шахтных подъемных машин /** Белобров В. И., Абрамовский В. Ф., Самуся В. И.; Отв. ред. Цейтлин Ю. А.; АН УССР. Ин-т геотехнической механики. Киев: Наукова думка, 1990. 176 с.
3. **Траубе Е. С., Найденко И. С.** Тормозные устройства и безопасность шахтных подъемных установок. М.: Недра, 1980. 256 с.
4. **Песвианидзе А. В.** Расчет шахтных подъемных установок. М.: Недра, 1992. 250 с.

V. I. Alexandrov, Head of Chair, e-mail: victalex@mail.ru,

R. B. Kuskil'din, Postgraduate Student, e-mail: rafis614321@mail.ru,

National Mineral Resources University (University of Mines), Saint Petersburg, Russia

Need for Slowdown of Lifting Vessels in an Emergency Braking on Mine Hoist Installations

The paper analyzes the main shortcomings of the safety brake of mine hoist installations only by applying braking force on the drive drum. In this case, deceleration of vessel is carried out at the expense of the weakening of rope tension, which will inevitably lead to significant overloads of traction organ after stopping the lifting machine. Many researchers have expressed the idea of selective braking mode, depending on the position of the vessel in depending on the position of the vessel and causes an alarm is triggered on the implementation of the emergency braking. However, an effective method of reducing the dynamic loads on the rope in the event of sudden braking of the laden vessel at this stage is not offered. For example, the emergency braking of vessel if it hangs of empty skip and speeding at the approach to the reception platform complicated by the fact that the braking distance is limited. In these cases, the known methods of reducing dynamic loads on the rope not apply. In this paper it is proposed the implementation of a safety braking under slowdown of lifting vessel. In this case the overall slowdown of mine hoisting installation is increase and reduced the weakening of the rope relative to the equilibrium state, and therefore reducing the value of the dynamic loads after stopping the hoist machine. This method will be useful for emergency braking for lifting equipment with multi-rope traction friction. This method will reduce the probability slipping on the ropes lining the drum at the safety stop.

Keywords: protecting slowdown, slowdown lifting vessel, exceeding overhoist vessel, rope looping, dynamic loads on the rope

References

1. **Stepanov A. G.** *Dinamica shahtnyh pod'emnyh ustanovok.* Perm': UrO RAN, 1994. 203 p.

2. **Tormoznie sistemi shahtnyh pod'emnyh mashin.** Belobrov V. I., Abramovskii V. F., Samusja V. I.; Отв.ред. Цейтлин

Ju. A.; АН УССР. Ин-т геотехнической механики. Киев: Наукова думка, 1990. 176 p.

3. **Traube E. S., Najdenko I. S.** *Tormoznyje ustrojstva i bezopasnost' shahtnyh pod'emnyh ustanovok.* М.: Nedra, 1980. 256 p.

4. **Pesvianidze A. V.** *Raschyot shahtnyh pod'emnyh ustanovok.* М.: Nedra, 1992. 250 p.

УДК 622.685.001.7

В. В. Бувевич, асп., В. В. Габов, д-р техн. наук, проф., Д. А. Задков, канд. техн. наук, доц.,
О. В. Кабанов, канд. техн. наук, доц., НМСУ "Горный", г. Санкт-Петербург

E-mail: vlad_imir08@mail.ru; gvv40@mail.ru; dzadkov@yandex.ru; kab2003@mail.ru

Безимпульсное управление режимом работы гидростоек секций гидрофицированной крепи очистного механизированного комплекса

Рассматривается возможность адаптации линейных секций механизированных крепей к изменяемым горно-геологическим условиям при отработке пологих пластов средней мощности длинными комплексно-механизированными очистными забоями. Адаптация обеспечивается управлением горным давлением по скорости изменения давления в поршневых полостях гидростоек при статических рабочих нагрузках на крепь. Регулирование горного давления осуществляется в границах от нижней, принимаемой выше давления начального распора, до верхней, принимаемой ниже давления срабатывания предохранительного клапана гидростойки.

Предложено техническое решение, позволяющее отделить технологическую функцию управления горным давлением в процессе осадки кровли от функции защиты секции крепи от перегрузок. Управление горным давлением осуществляется непрерывным регулированием перетока жидкости из поршневой полости стойки в гидросистему комплекса, что исключает резкие перепады давления в элементах гидросистемы секций, динамические нагрузки на крепь в процессе регулирования и обеспечивает передачу части потенциальной энергии осадки пород кровли в гидросистему комплекса.

Ключевые слова: очистной забой, угольный пласт, добыча, горное давление, управление, секция крепи, гидростойка, механическая характеристика, предохранительный клапан, режим работы, рекуперация энергии

Введение

Общеизвестно существенное отличие эффективности эксплуатации однотипных очистных механизированных комплексов (ОМК) в различных горно-геологических условиях угольных шахт. Горно-геологические условия (ГГУ), за редким исключением, изменяются в широком диапазоне даже при отработке одного выемочного участка [1, 2]. Это может быть связано с мелкоамплитудными нарушениями в залегании угольных пластов, наличием ложной кровли, изменчивостью гипсометрии, обводненностью, газообильностью

пласта и некоторыми другими факторами. С изменением ГГУ нарушается устойчивость режима работы какой-либо одной или нескольких машин, и их режим работы становится ограничивающим фактором для работы всего ОМК. Обычно такую ситуацию объясняют степенью сложности ГГУ, допущенными ошибками при выборе оборудования комплекса для конкретных условий или недостаточностью проведенных технологических мероприятий по подготовке комплекса и угольного пласта к выемке [2–4]. Такие ситуации также обусловлены недостаточной приспособленностью машин и оборудования комплекса, в частности секций механизированной крепи, к работе в изменяющихся в широком диапазоне ГГУ [5, 6].

Адаптация комплексов в целом к условиям подземной добычи угля в длинных очистных забоях зависит от степени адаптации его структурных элементов: очистного комбайна, забойного конвейера, механизированной крепи (рис. 1) и другого оборудования к изменяемым ГГУ в диапазоне, который заранее неизвестен и может быть оценен только с какой-либо степенью вероятности.

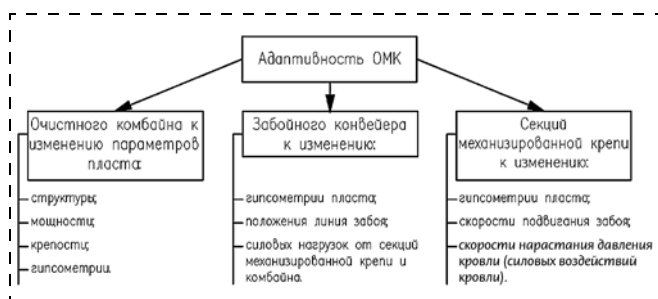


Рис. 1. Структурная схема формирования адаптивности ОМК

Повышение степени адаптации машин и оборудования ОМК к изменяющимся ГГУ является одной из сложнейших задач как в научном обосновании соответствующих технических решений, так и в практическом их осуществлении. Не умаляя важности расширения зоны эффективного использования выемочной машины по прочностным, геометрическим и структурным параметрам угольного пласта, забойного конвейера — по гипсометрии пласта, формируемой линии забоя и силовым нагрузкам от секций крепи и выемочной машины, систем управления и автоматического вождения ОМК — к изменяющейся гипсометрии пласта, следует отметить, что наиболее существенно сказывается на снижении устойчивости процесса добычи угля в комплексно-механизированных очистных забоях (КМОЗ) именно недостаточное качество процесса управления горным давлением при ухудшении ГГУ.

Постановка проблемы

Современные механизированные крепи осуществляют управление горным давлением гидростойками секций крепи очистных забоев в соответствии с обобщенной рабочей (механической) характеристикой каждой стойки.

Непосредственное управление горным давлением осуществляется гидростойками при их работе в соответствии с механической характеристикой "равного сопротивления" (кривая 4, рис. 2), которая формируется последовательным срабатыванием предохранительного клапана (ПК) (см. далее рис. 3).

При этом на качестве управления горным давлением (ГД) (см. таблицу) существенно сказывается работа гидростоек и в других функциональных режимах, соответствующих механическим характеристикам нарастающего сопротивления 1 и 2 (см. рис. 2), разгрузки гидростоек — 5, передвижки

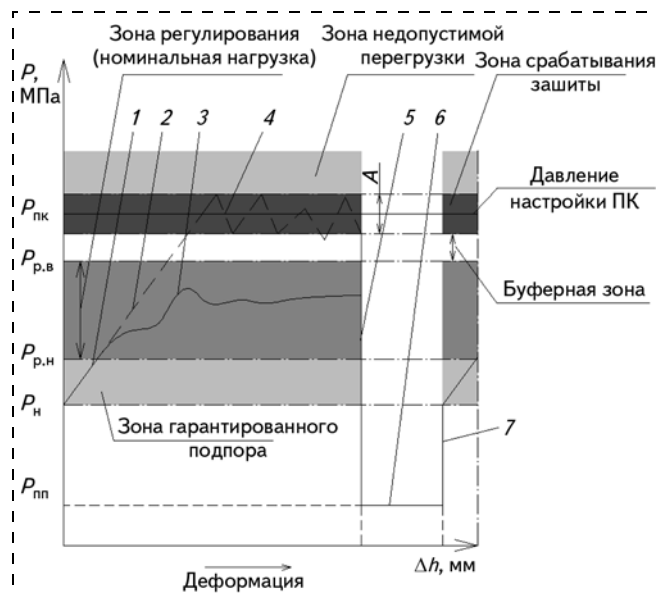


Рис. 2. Обобщенная механическая характеристика работы гидравлической стойки секции механизированной крепи

секции крепи — 6 и начального распора секции — 7. Характеристика равного сопротивления, формирующая закон управления ГД, в современных крепях реализуется последовательным срабатыванием ПК. Давление срабатывания ПК устанавливают, как правило, соответствующим ожидаемой нагрузке на крепь при первичной осадке основной кровли и принимают максимально допустимым из условия прочности секции крепи.

Значительный диапазон ступенчатых изменений давления на непосредственную кровлю от минимальных значений $P_{пп}$ — при передвижке секций (см. рис. 2), до максимальных $P_{ПК}$ — при срабатывании ПК, приводит к циклически повторяющимся нагрузкам на непосредственную кровлю (см. таблицу), к возникновению и быстрому росту в кровле трещин, образованию вывалов и провоцирует непосредственную кровлю к обрушению и высыпанию. Этот процесс, получивший название

Особенности режима работы современных секций крепи

Особенности режима работы секций механизированных крепей	Последствия
Импульсное изменение давления в поршневых полостях гидростоек при управлении ГД	Переменные нагрузки на породы кровли многократно усиливают эффект разрушения пород. Высокая скорость трещинообразования
Импульсный переток жидкости при срабатывании ПК	Приводит к резкому возрастанию амплитудных значений давлений при переходных процессах в гидростойках. Снижение ресурса ПК и гидростойки
Завышенное сопротивление секции крепи, настроенное на защиту от перегрузок	Крепь создает сопротивление, большее необходимого, а часть кровли между забоем и крепью остается незакрепленной, что приводит к статическому топтанию кровли
Сопротивление секции крепи ограничивается давлением срабатывания ПК, которое не регулируемо и не изменяемое в процессе управления ГД	Не обеспечивается оптимальное управление горным давлением при изменении ГГУ

"топтанье кровли", приводит к неустойчивости процессов управления горным давлением и добычи угля в очистном забое в целом.

Цель исследования

Цель исследования заключается в обосновании безимпульсного (статического) режима работы гидростоек секций механизированной крепи и параметров технического устройства для управления горным давлением, исключающих динамическое "топтанье" пород кровли, снижение средних и максимальных нагрузок на крепь и обеспечивающих рекуперацию части потенциальной энергии процесса осадки пород кровли в гидросистему ОМК во всем диапазоне изменений ГГУ.

Совершенствование процесса управления кровлей и режимов работы секции механизированной крепи связано с неизбежным совершенствованием их статической, динамической и контактной адаптивности. Статическая адаптивность секции крепи, реализуемая через ее механическую характеристику равного сопротивления и связанная через процесс управления ГД с динамической, кинематической и контактной адаптивностями, является основной, а ее параметры — исходными для разработки последующих технических решений по совершенствованию секций механизированной крепи ОМК.

Здесь возникает определенное противоречие. Процесс статического взаимодействия секции крепи с кровлей происходит по нарастающей характеристике до момента срабатывания ПК. Срабатывание ПК приводит к импульсным изменениям давления в поршневой полости стойки и передаче части энергии упругой деформации пород кровли и секции крепи потоку рабочей жидкости, вытесняемой из поршневой полости стоек в сливную магистраль гидросистемы комплекса. То есть статический процесс в результате последовательных во времени срабатываний ПК переходит в динамический и сопровождается неизбежным "топтаньем" пород кровли и почвы.

Таковыми же последствиями сопровождается срабатывание ПК при выполнении функции защиты секций крепи от перегрузок. То есть две разные функции выполняются одним и тем же способом и при одних и тех же настройках ПК по давлению. При этом потенциальная энергия упругой деформации кровли, секций крепи и конвергенции боковых пород расходуется на нагрев рабочей жидкости и износ элементов гидросистемы и секции крепи.

Техническое решение

В результате анализа режима работы гидростоек секций механизированных крепей (см. таблицу) были предложены способ и устройство безимпульсного управления ГД, схема которого приведена на рис. 3 [7]. Техническое решение включает в себя мультипликатор давления (МД), выполненный в виде сдвоенного гидродомкрата, и блок регулирования (БР), состоящий из двух обратных клапанов и дросселя.

Отношение диаметров цилиндров мультипликатора равно отношению номинальных давлений рабочей жидкости в поршневой полости 3 гидростойки (ГС) секции к давлению жидкости в напорной магистрали гидросистемы, при этом полость 1 (меньшего диаметра мультипликатора) соединена с поршневой полостью 3 гидростойки, гидрозамком (ГЗ) и предохранительным клапаном, а полость 2 (большого диаметра мультипликатора) — промежуточным регулируемым дросселем с напорной магистралью гидросистемы комплекса.

Диаметры поршней мультипликатора давления выбираются из условия равенства сил, действующих на поршни на нижней границе диапазона регулирования давления $P_{р.н}$, устанавливаемой выше давления начального распора P_n гидростойки секции крепи (см. рис. 2):

$$P_{р.н} = P_n + K_n P_n = P_n(1 + K_n), \quad (1)$$

где K_n — коэффициент запаса устойчивости относительно устанавливаемой нижней границы зоны регулирования.

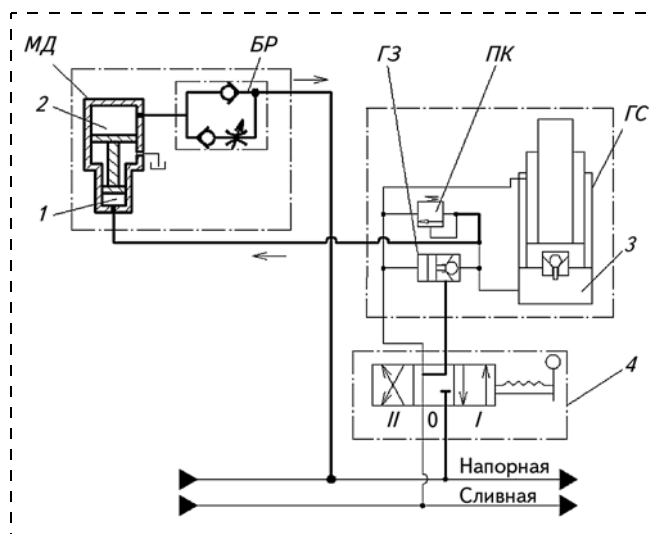


Рис. 3. Гидрофицированная крепь с дросселирующим распределителем и рекуперацией энергии

Верхняя граница диапазона регулирования $P_{р.в}$ выбирается ниже установленного давления срабатывания предохранительного клапана $P_{пк}$:

$$P_{р.в} = P_{пк} - K_B P_{пк} = P_{пк}(1 - K_B), \quad (2)$$

где K_B — коэффициент запаса устойчивости относительно верхней границы зоны регулирования.

Коэффициенты K_H и K_B выбираются в зависимости от класса кровли и типа секции механизированной крепи.

Объем полости 2 мультипликатора целесообразно принимать равным максимальному объему вытесняемой рабочей жидкости из поршневой полости гидростойки за цикл операций работы секций крепи в конкретных ГГУ.

Работа гидростойки секции происходит следующим образом. При сближении пород кровли и почвы давление в поршневой полости 3 ГС (см. рис. 3) увеличивается выше давления P_H начального распора по нарастающей характеристике 1 (см. рис. 2). Поршни мультипликатора МД (см. рис. 3) смещены в крайнее положение и прижаты к днищу корпуса цилиндра. Объем жидкости в полости 2 максимальный. При дальнейшем повышении давления, выше нижнего уровня зоны регулирования $P_{р.в}$, условие равновесия сил, действующих на поршни МД, нарушается ($F_1 > F_2$). Шток перемещается, вытесняя жидкость из камеры 2 через дроссель блока БР в напорную магистраль гидросистемы.

Силы F_2 и F_1 определяются по формулам

$$F_1 = P_1 S_1; \quad (3)$$

$$P_1 = P_3, \quad (4)$$

где P_1 — давление в малой камере 1 МД, равное давлению P_3 в поршневой полости 3 ГС; S_1 — площадь малого поршня МД.

$$F_2 = P_2 S_2, \quad (5)$$

где P_2 — давление в большей камере 2 МД; S_2 — площадь большего поршня МД.

При передвижении штока МД жидкость из большей камеры мультипликатора МД через регулируемый дроссель вытесняется с расходом Q в напорную магистраль:

$$Q = \beta \varepsilon S \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_2 - P_H)}, \quad (6)$$

где β — коэффициент расхода; S — площадь сечения отверстия дросселя; ε — степень открытия дросселя;

ρ — плотность жидкости; P_2 — давление в камере 2; P_H — давление в напорной магистрали.

Величина рекуперированной энергии:

$$E = V_2 P_H, \quad (7)$$

где V_2 — объем камеры 2.

Обсуждение результатов

При плавном опускании кровли давление может изменяться от нижней $P_{р.н}$ до верхней $P_{р.в}$ (в крайнем случае) границ диапазона регулирования (кривая 3 на рис. 2), не вызывая срабатывания ПК в отличие от характеристик 2 (нарастающего сопротивления) и 4 (равного сопротивления). Следовательно, предлагаемые способ и техническое решение обеспечивают переход от динамического импульсного на непрерывное статическое регулирование ГД в зависимости от скорости нарастания давления в поршневой полости стойки под воздействием опускающихся пород кровли

Безимпульсное управление ГД приводит к снижению интенсивности процессов трещинообразования в непосредственной кровле и высыпания пород в призабойное пространство, к уменьшению объема опасных работ по закладке образующихся над крепью полостей, повышению устойчивости технологического процесса добычи угля и безопасности работ в очистных забоях угольных шахт.

В случае резкого блокового обрушения кровли, при ограниченной пропускной способности регулируемого дросселя в конструкции блока предусмотрен упор поршня в верхнюю часть корпуса МД. В данном случае возможно увеличение давления в поршневой полости стойки, вызывающее срабатывание ПК в режиме защиты от перегрузок.

Выводы

Предложенные способ и устройство безимпульсного управления горным давлением обеспечивают:

повышение эффективности работы механизированной крепи, достигаемое разделением функций защиты от перегрузок и управления горным давлением;

повышение качества процесса управления горным давлением исключением динамического топтания боковых пород при статическом непрерывном регулировании сопротивления стоек секций механизированной крепи осадке кровли;

рекуперацию потенциальной энергии процесса сближения пород кровли и почвы в гидросистему очистного механизированного комплекса;

повышение устойчивости и безопасности технологического процесса добычи угля в комплексно-механизированных очистных забоях.

Список литературы

1. **Коровкин Ю. А.** Механизированные крепи очистных забоев. Под ред. Ю. Л. Худина. М.: Недра, 1990. 413 с.
2. **Якоби О.** Практика управления горным давлением. Пер. с нем. М.: Недра, 1987. 566 с.

3. **Докукин А. В., Коровкин Ю. А., Яковлев Н. И.** Механизированные крепи и их развитие. М.: Недра, 1984. 288 с.

4. **Friedrich Grawe, Peter Migenda.** Schreitausbau für den Steinkohlenbergbau. Verlag GLUCKAUF. Produktion Stephan Leifeld.

5. **Клишин В. И.** Адаптация механизированных крепей к условиям динамического нагружения. Новосибирск: Наука, 2002. 199 с.

6. **Peng S. S.** Longwall Mining, 2nd edition, October 2006, 621 p.

7. **Пат. RU2503816 C1.** Гидрофицированная крепь с регулируемым сопротивлением и рекуперацией энергии / Бувич В. В., Габов В. В., Кабанов О. В.; заявитель ФГБОУ ВПО "Национальный минерально-сырьевой университет "Горный"; опубл. 10.01.2014, Бюл. № 35.

V. V. Buevich, Postgraduate Student, e-mail: vlad_imir08@mail.ru,

V. V. Gabov, Professor, e-mail: gvv40@mail.ru,

D. A. Zadkov, Associate Professor, e-mail: dzadkov@yandex.ru,

O. V. Kabanov, Associate Professor, e-mail: kab2003@mail.ru,

National Mineral Resource University (University of Mines), Saint Petersburg, Russia

Non-Pulse Control of the Operating Mode of Hydroracks of Sections Hydraulic Powered Support the Clearing Mechanized Complex

The article discusses the possibility of adapting the linear sections of mechanized roof supports to the variable geological conditions when developing sloping seams of medium thickness long complex-mechanized coal face. Adaptation is provided by the management of mountain pressure on the rate of change of pressure in the piston cavities legs with static work loads on the lining. Regulation of mining pressure is in the range from the bottom, accept higher pressure than the initial thrust to the top, taken below the pressure of the relief valve of the hydraulic jacks.

The proposed technical solution to separate the process control function mountain pressure in the precipitation process of the roof from the protection function of the shields from overload. Management of mining pressure is continuous regulation of the flow of fluid from the piston cavity hours in a complex hydraulic system, which eliminates the sharp pressure drop in the elements of the hydraulic system partitions, dynamic loads on the lining in the regulatory process and ensures the transfer of potential energy precipitation of roof rocks in the hydraulic system of the complex.

Keywords: underground mining, longwall face, the management of mountain pressure, shield, jacks, mechanical characteristics, the working resistance, pressure relief valve, the operating mode, the energy recovery

References

1. **Korovkin Ju. A.** *Mehanizirovannye крепи ochistnyh zaboev.* Pod red. Ju. L. Hudina. M.: Nedra, 1990. 413 p.
2. **Jakobi O.** *Praktika upravlenija gornym davleniem.* Per. s nem. M.: Nedra, 1987. 566 p.
3. **Dokukin A. V., Korovkin Ju. A., Jakovlev N. I.** *Mehanizirovannye крепи i ih razvitie.* M.: Nedra, 1984. 288 p.
4. **Friedrich Grawe, Peter Migenda.** *Schreitausbau für den Steinkohlenbergbau.* Verlag GLUCKAUF. Produktion Stephan Leifeld.

5. **Klishin V. I.** *Adaptacija mehanizirovannyh krepej k uslovijam dinamičeskogo nagruženija.* Novosibirsk: Nauka, 2002. 199 p.

6. **Peng S. S.** Longwall Mining, 2nd edition, October 2006, 621 p.

7. **Pat. RU2503816 C1.** *Gidroficirovannaja krep' s reguliruemym soprotivleniem i rekuperaciej energii.* Buevich V. V., Gabov V. V., Kabanov O. V.; zjavitel' FGBOU VPO "Nacional'nyj mineral'no-syr'evoj universitet "Gornyj"; opubl. 10.01.2014, Bjul. N. 35.

Работоспособность абразивных армированных кругов

Приведены исследования по определению параметров, которые влияют на экономическую эффективность применения армированных кругов при выполнении отрезных и зачистных операций.

Ключевые слова: абразивный армированный круг, резка, зачистка, производительность

Отрезные и зачистные операции, выполняемые при монтаже, ремонте и демонтаже горных машин и оборудования, технологических трубопроводов, изготовлении металлоконструкций, являются массовыми и трудоемкими. Технологические трубопроводы диаметром до 150 мм, по которым откачивается вода или подается воздух от компрессоров к местам потребления, включают большое число деталей, арматуры и фланцевых соединений. При этом на каждые 2 м такого трубопровода приходится в среднем один сварной стык. Массовой резке на мерные отрезки, в том числе под углом, подвергаются трубы диаметром 15...125 мм, которые используются для подачи смазки к отдельным частям горных машин или рабочей жидкости к цилиндрам, гидравлическим двигателям и другим аппаратам, а также при изготовлении нестандартного оборудования.

В процессе монтажа металлоконструкций на 5 т конструкций промышленного изготовления и 1 т изготовленных на монтажной площадке приходится 1 м резки и 0,5 м² зачистки. Кроме того, при ремонте и демонтаже горного оборудования осуществляются резка троса для изготовления строп, хомутов, скоб и звеньев цепных экскаваторов, маслопроводов на гидроцилиндрах комбайнов, кожухов, цепей и патрубков на гидростойках крепежа, разделка фасок, удаление дефектных мест под сварку, зачистка сварных швов при ремонте металлоконструкций экскаваторов.

Исходя из установленной технологии ремонта горной машины отрезные и зачистные операции должны производиться непосредственно на монтажной площадке или в условиях завода, мастерской, в частности,

заготовительные работы по резке и сварке металлоконструкций и труб. В первом случае они выполняются с помощью ручных машин, а во втором — переносных и стационарных. В подавляющем большинстве случаев рабочим органом этих машин являются абразивные армированные круги, получившие массовое применение в различных отраслях народного хозяйства. В связи с этим вопросы, связанные с производительностью и износостойкостью абразивных армированных кругов, которые рассматриваются в данной работе, по нашему мнению, являются актуальными.

Удельная техническая производительность при резке (рис. 1, а) одним абразивным кругом:

$$Q_p = Q_p^0 \bar{\varphi}(M, \tau_p), \quad (1)$$

где $Q_p^0 = \frac{\Delta M_{pp}}{\tau_p}$ — производительность резки без учета утомляемости оператора, кг/с; $\Delta M_{pp} =$

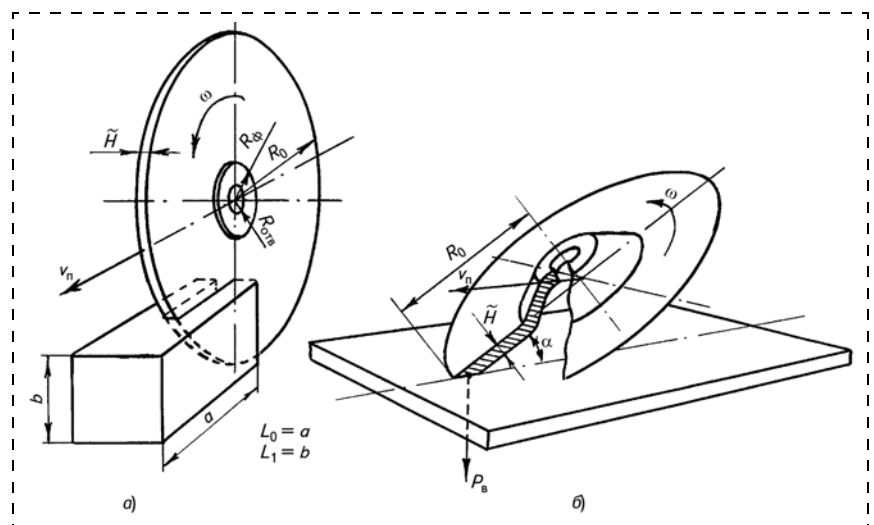


Рис. 1. Схемы резки (а) и зачистки (б):

L_0 — размер разрезаемого объекта в направлении подачи, м; L_1 — толщина разрезаемого материала, м; R_0 , R_ϕ — радиусы соответственно круга и зажимного фланца, м

$= F_{pp} \tilde{H} \rho_{pp} N$ — масса разрушенного при резке материала, кг; $\bar{\varphi}(M, \tau_p)$ — среднее за время работы τ_p значение функции $\varphi(M, \tau_p)$, учитывающей снижение производительности в зависимости от продолжительности работы τ_p и массы M машины:

$$\bar{\varphi}(M, \tau_p) = \frac{1}{\tau_p} \int_0^{\tau_p} \varphi(M, x) dx, \quad (2)$$

$\tau_p = \frac{NL_0 + R_0 - R_\phi - L_1}{v_\Pi}$ — время, затрачиваемое на резку, с; F_{pp} — площадь поперечного сечения разрезаемого объекта, м²; ρ_{pp} — плотность обрабатываемого материала, кг/м³; \tilde{H} — высота абразивного круга, м; v_Π — скорость подачи абразивного инструмента, м/с; N — число резов, которое нужно выполнить одним кругом, учитывая глубину одного реза.

Износостойкость отрезного абразивного круга характеризуется коэффициентом резания:

$$S_p = \frac{dF_{pp}}{dF_{кр}}, \text{ м}^2/\text{м}^2, \quad (3)$$

где dF_{pp} — элементарная площадь поперечного сечения разрезаемого объекта, м²; $dF_{кр}$ — элементарная площадь изношенной части круга, м².

За N резов круг изнашивается от начального радиуса R_0 до величины, включающей радиус прижимного фланца и толщину разрезаемого материала $R_\phi + L_1$. В этом случае из формулы (3) имеем

$$NF_{pp} = 2\pi \int_{R_\phi + L_1}^{R_0} S_p R dR$$

или

$$N = \frac{2\pi}{F_{pp}} \int_{R_\phi + L_1}^{R_0} S_p R dR, \quad (4)$$

где R — расстояние от центра круга, м.

Подставляя формулу (4) в формулу (1), имеем

$$Q_p = \frac{2\pi \tilde{H} \rho_{pp} \int_{R_\phi + L_1}^{R_0} S_p R dR}{\tau_p} \bar{\varphi}(M, \tau_p). \quad (5)$$

Удельная техническая производительность при зачистке одним абразивным кругом (см. рис. 1, б):

$$Q_3 = Q_3^0 \bar{\varphi}(M, \tau_3), \quad (6)$$

где $Q_3^0 = \frac{\Delta M_{pp}}{\tau_3}$ — производительность зачистки без учета утомляемости оператора, кг/с; τ_3 — время работы, с.

Износостойкость зачистного круга:

$$S_3 = \frac{dM_{pp}}{dM_{кр}}, \text{ кг/кг}, \quad (7)$$

где dM_{pp} — элементарная масса сточенного материала, кг; $dM_{кр}$ — элементарная масса изношенного круга, кг;

$$dM_{кр} = 2\pi R dR \frac{\tilde{H}}{\sin \alpha} \rho_{кр};$$

α — угол наклона круга к обрабатываемой поверхности, рад; $\rho_{кр}$ — плотность круга, кг/м³.

Интегрируя формулу (7), получаем

$$\Delta M_{pp} = 2\pi \frac{\tilde{H}}{\sin \alpha} \rho_{кр} \int_{R_\phi}^{R_0} S_3 R dR. \quad (8)$$

Подставляя формулу (8) в формулу (6), имеем

$$Q_3 = 2\pi \frac{\tilde{H}}{\sin \alpha} \rho_{кр} \int_{R_\phi}^{R_0} S_3 R dR \frac{\bar{\varphi}(M, \tau_3)}{\tau_3}. \quad (9)$$

Из зависимостей (5), (6) и (9) видно, что неизвестными параметрами являются износостойкость абразивных армированных кругов и функция, учитывающая утомляемость оператора. При этом из анализа зависимостей следует, что с увеличением износостойкости инструмента производительность повышается.

На утомляемость оператора в процессе резки и зачистки основное влияние оказывают масса ручной машины и время непрерывной работы. Нами были проведены экспериментальные работы по определению комплексного влияния времени работы и массы ручной машины на производительность, т. е. $Q/Q_0 = \varphi(M, \tau)$. Исследования выполнялись при работе угловыми шлифовальными машинами четырех типоразмеров, получивших наиболее широкое применение на ремонтных и монтажных работах. Производительность определялась через фиксированные промежутки времени.

В результате обработки экспериментальных данных, приведенных на рис. 2, получена следующая аналитическая зависимость

$$\varphi(M, \tau) = 0,6045 + 0,1102 \cdot 10^{-2} \tau - 0,4167 \cdot 10^{-2} \tau^2 - 0,4083 \cdot 10^{-3} M \tau + 0,2375 M - 0,0261 M^2. \quad (10)$$

Подставляя формулу (10) в формулу (2), определяем среднее значение производительности при работе в течение конкретного промежутка времени τ_0 (соответственно τ_p и τ_3 — для резки и зачистки):

$$\bar{\varphi}(M, \tau_0) = 0,6045 + 0,5511 \cdot 10^{-3} \tau_0 - 0,1389 \cdot 10^{-6} \tau_0^2 - 0,2042 \cdot 10^{-3} M \tau_0 + 0,2375 M - 0,0261 M^2. \quad (11)$$

Абразивный армированный круг представляет собой сложную многокомпонентную композицию, состоящую из зерна, закрепленного в органической матрице, температура разрушения которой составляет 520...570 К. Вместе с тем в результате его взаимодействия с обрабатываемым объектом в зоне контакта возникают более высокие температуры. Выделившаяся теплота, которая распределяется между инструментом, обрабатываемым объектом, стружкой и окружающей средой, оказывает непосредственное влияние не только на износостойкость абразивного круга и режимы его работы, но и на качество обрабатываемой поверхности. Так, в случаях если участок матрицы круга, после выхода из зоны контакта до следующего рабочего цикла, не потеряет теплоту, температура ее будет повышаться до тех пор, пока круг не разрушится. При сокращении времени обработки, т. е. увеличении подачи, скорость продвижения фронта высоких температур из зоны контакта к окружающей среде возрастает, что положительно сказывается на качестве разрезаемой поверхности.

В результате излучения тепловых процессов, протекающих при взаимодействии абразивного армированного круга с объектом обработки, установлено влияние режимов работы, теплофизических и других параметров на его износостойкость.

Определено, что в контактной зоне при повышении окружной скорости увеличивается число тепловых импульсов, что негативно отражается на износостойкости круга, однако при этом увеличивается теплоотдача окружающей среде, что способствует повышению износостойкости круга и сокращению времени его пребывания в зоне высоких температур.

Абразивные армированные круги предназначены для работы с максимальной окружной скоростью 80 м/с, поскольку ее увеличение лимитируется повышением шумовых и вибрационных нагрузок. При этом дальнейшее повышение рабочей скорости сопровождается интенсивным износом круга в результате преждевременного выкрашивания абразивных зерен из полимерной матрицы.

С ростом скорости подачи и увеличением деформации стружки выделяется большое количество тепла, часть которого проникает в обрабатываемый объект. Исходя из этого необходимо определить оптимальную величину подачи, при которой обеспечиваются максимальная износостойкость абразивного инструмента и качество разрезаемой поверхности.

Экспериментальные исследования проводились в диапазоне окружных скоростей 40...80 м/с, которые уменьшаются по мере износа круга, а также скоростей подач, реально достигаемых при работе ручными и переносными машинами.

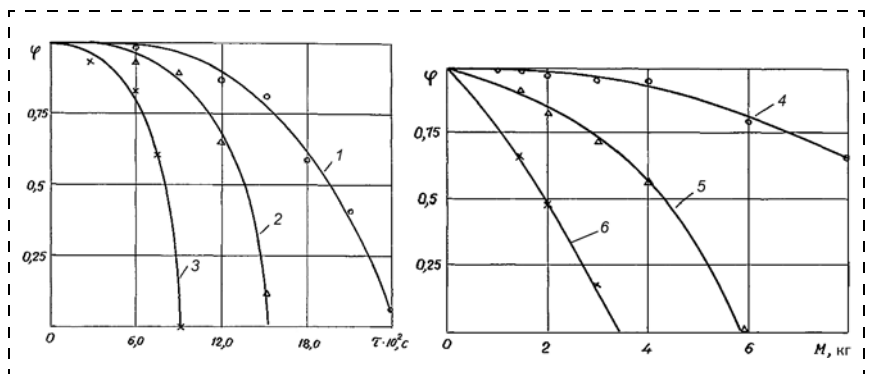


Рис. 2. Зависимости комплексного влияния времени работы и массы ручной машины на производительность $\varphi = Q/Q_0$: 1 — $M = 1,5$ кг; 2 — $M = 3,4$ кг; 3 — $M = 6,7$ кг; 4 — $\tau = 600$ с; 5 — $\tau = 1200$ с; 6 — $\tau = 1500$ с

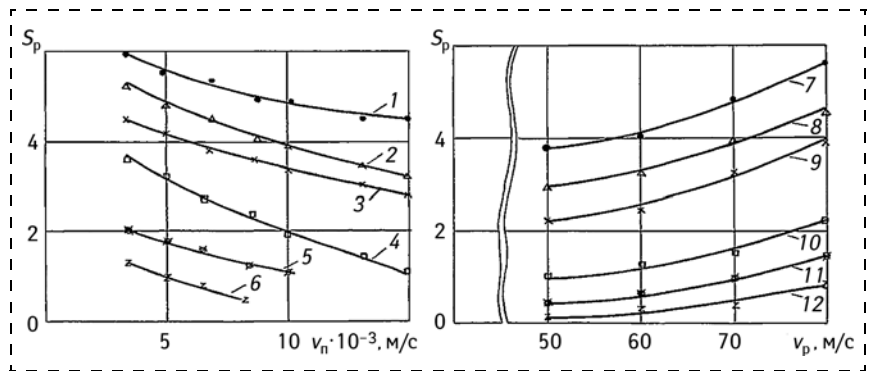


Рис. 3. Зависимости износостойкости круга S_p от режимов работы (v_n ; v_p) при резке металлопроката: 1, 3, 5 — $v_p = 75...80$ м/с; 2, 4, 6 — $v_p = 52...54$ м/с; 1, 2 — $l_k/R_0 = 0,1$; 3, 4 — $l_k/R_0 = 0,18$; 5, 6 — $l_k/R_0 = 0,31$; 7, 8, 11 — $v_n = 0,0033$ м/с; 9, 10, 12 — $v_n = 0,0133$ м/с; 7, 9 — $l_k/R_0 = 0,1$; 8, 10 — $l_k/R_0 = 0,18$; 11, 12 — $l_k/R_0 = 0,31$

На рис. 3 приведены зависимости износостойкости от режимов работы. Установлено, что при резке на скоростях подачи менее $3,3 \cdot 10^{-3}$ м/с качество поверхности реза неудовлетворительно в результате образования прижогов и заусенцев. С увеличением подачи возрастает скорость продвижения фронта температур, что положительно сказывается на качестве поверхности реза. На приведенных зависимостях видно, что с ростом подачи от $3,3 \cdot 10^{-3}$ м/с при постоянной рабочей скорости износостойкость круга уменьшается в 1,4–1,6 раза, а с изменением рабочей скорости от 80 до 40 м/с — в 1,8–2 раза. Это объясняется тем, что каждое абразивное зерно, снимая большую стружку, интенсивнее выкрашивается из полимерной матрицы.

Увеличение размеров абразивных зерен позволяет повысить износостойкость абразивного круга, так как при этом создается благоприятный тепловой режим.

Также установлено, что с увеличением длины дуги с обрабатываемым объектом тепловыделение повышается. Следует учитывать, что в зоне контакта происходит нагревание круга, а вне ее — его охлаждение в результате теплоотдачи в окружающую среду. В связи с этим износ абразивного инструмента снижается при уменьшении отношения между длиной дуги контакта круга с разрезаемым объектом и длиной режущей кромки круга, находящейся вне контакта.

В результате обработки полученных экспериментальных данных установлены аналитические зависимости для определения износостойкости армированного круга при:

резке металлопроката

$$S_p = K_{СП}Ze(0,1478 + 1,2318 \cdot 10^{-3}\omega R - 2,1480v_{п} - 0,5918 \frac{l_k}{R} + 4,3221 \cdot 10^{-3}\omega l_k - 7,8462v_{п} \frac{l_k}{R} + 1,1974 \cdot 10^{-8}\gamma + 1,6992 \cdot 10^4\alpha_{pp}); \quad (12)$$

зачистке металлических поверхностей

$$S_3 = 16,979 + 3,211 \cdot 10^{-2}\omega R - 1,333 \cdot 10^3v_{п} - 0,113P_B + 0,637\alpha, \quad (13)$$

где $K_{СП}$ — коэффициент, учитывающий тип приводной машины; Ze — зернистость абразива; ω — угловая скорость круга, c^{-1} ; R — радиус абразивного круга, м; $v_{п}$ — скорость подачи, м/с; l_k — длина пути контакта, м; γ — жесткость узла шпинделя приводной машины, Н/м; α_{pp} — температуропроводимость обрабатываемого материала, m^2/c ; P_B — усилие прижатия круга к обрабатываемой поверхности, Н; α — угол наклона круга к обрабатываемой поверхности, °.

Таким образом, в результате проведенных исследований определены основные параметры, которые через производительность влияют на экономическую эффективность применения армированных кругов при выполнении отрезных и зачистных операций.

Список литературы

1. Абрашкевич Ю. Д., Сотников Г. А. Абразивные армированные инструменты для строительного-монтажных работ. М.: Стройиздат, 1983. 110 с.
2. Абрашкевич Ю. Д., Пелевин Л. Е., Смирнов В. Н., Рашковский В. П. Механизация трудоемких процессов: Учебн. пособие. К.: КНУСА, 2006. 160 с.

Yu. D. Abrashkevych, Professor, **L. E. Pelevin**, Professor, e-mail: pelevin_leonid@ukr.net,
V. P. Rashkovskiy, Associate Professor,
Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine

The Efficiency of the Reinforced Abrasive Circles

The article presents a study to identify the parameters that affect the cost-effectiveness of community-reinforced when the cutting and stripping operations.

Keywords: reinforced with abrasive circle, cutting, trimming, performance

References

1. Abrashkevich Yu. D., Sotnikov G. A. Reinforced abrasive tools for construction and installation work: and production practical publication. M.: Stroyizdat, 1983. 110 p.

2. Abrashkevich Yu. D., Pelevin L. E., Smirnov V. H., Rashkovskiy V. P. Mechanization of labor-intensive processes: Textbook. K.: KNUSA, 2006. 160 p.

УДК 62-427.4

Г. Д. Трифанов, д-р техн. наук, доц., зав. каф., ПНИПУ, **Р. Н. Газизуллин**, нач. межрегионального отдела по надзору в горнорудной и металлургической промышленности, Западно-Уральское управление Ростехнадзора, г. Пермь

E-mail: kanat@pstu.ru

Международная научно-практическая конференция "Горная электромеханика — 2014: проблемы повышения эффективности и безопасности эксплуатации горно-шахтного оборудования"

Информация о Международной научно-практической конференции "Горная электромеханика — 2014: проблемы повышения эффективности и безопасности эксплуатации горно-шахтного оборудования", прошедшей 27—30 октября 2014 г. в Пермском национальном исследовательском политехническом университете.

Ключевые слова: горно-шахтное оборудование, шахтные подъемные установки, канаты, проветривание рудников, промышленная безопасность

27—30 октября 2014 г. в г. Пермь прошла Международная научно-практическая конференция "Горная электромеханика — 2014: проблемы повышения эффективности и безопасности эксплуатации горно-шахтного оборудования". Организаторы конференции — Пермский национальный исследовательский политехнический университет и Западно-Уральское управление Ростехнадзора.

Тематика конференции:

- проблемы проектирования и эксплуатации шахтных подъемных установок;
- вопросы выбора и эксплуатации стальных канатов на горных предприятиях;
- бережливое проветривание: средства регулирования и вентиляторные установки современных шахт и рудников;
- проблемы повышения эффективности горных машин и оборудования;
- средства контроля и автоматического управления горного оборудования;
- методы и средства оперативной технической диагностики;
- нормативные и организационно-технические проблемы строгого соблюдения требований промышленной безопасности.

В работе конференции приняли участие 122 представителя 48 предприятий, научных учреждений, университетов и организаций России, Германии, Швеции, Великобритании, Чехии, Казахстана и Украины, в том числе девять докторов и 17 кандидатов наук из семи университетов и институтов, 15 представителей семи иностранных фирм, поставляющих оборудование и оказывающих услуги горно-добывающим предприятиям России. Заслушано 42 доклада.

К началу мероприятия были изданы материалы конференции, подготовлен эксклюзивный пакет литературы по эксплуатации шахтных подъемных установок и стальных канатов в шахтных стволах. Все участники конференции получили сборник трудов конференции [1], четвертое издание "Руководства по ревизии, наладке и испытанию шахтных подъемных установок", другие материалы.

Конференцию открыл проректор по науке и инновациям Пермского национального исследовательского политехнического университета, профессор В. Н. Коротаев. В приветственном слове он отметил, что университет кроме подготовки кадров для горных предприятий выполняет большой объем исследовательских работ, направленных на повышение эффективности и безопасности эксплуатации горно-шахтного оборудования.

Заместитель руководителя Западно-Уральского управления Ростехнадзора С. Я. Мацов, приветствуя участников международной конференции, отметил, что обеспечение безопасной эксплуатации горно-шахтных предприятий требует применения современных технологий, современной техники, а для этого необходимо участие ученых при проектировании и эксплуатации горных предприятий.

По его мнению, применение альтернативных подходов при эксплуатации и ремонте оборудования, а также при мониторинге состояния технологий и конкретных технических устройств однозначно позволит повысить эффективность производства и снизит риски возникновения аварийных ситуаций и несчастных случаев.

На конференции выступили представители ведущих мировых производителей стальных канатов для горной промышленности. Старший специалист горного отдела фирмы КАЗАР Дратзайльверк Саар ГмбХ (CASAR Drahtseilwerk Saar GmbH) (Германия) Александр Фе (Alexander Föh) сделал доклад "Специальные стальные канаты фирмы КАЗАР для шахтных подъемных машин". Фирма КАЗАР является одним из основных поставщиков стальных канатов в Европе. Она поставляет канаты для подъемных установок горно-добывающих предприятий ЮАР, Мексики и других стран. В настоящее время канаты этой фирмы проходят промышленные испытания на одной из шахтных подъемных установок в Пермском крае. Цель испытаний — показать высокие эксплуатационные качества продукции, предназначенной для работы на шахтной подъемной установке с концевой нагрузкой более 510 кН.

На этой же установке проходят промышленные испытания подъемный канат фирмы PFEIFER (Пфайфер) (Германия) — старейшего производителя канатов в Германии. Историческую справку о компании и ее продукции для горно-шахтного оборудования дал в своем докладе технический консультант ООО "Пфайфер. Канаты и подъемные технологии" (г. Москва) В. Н. Журавлев. Более подробно о применении канатов фирмы Пфайфер рассказал ее региональный менеджер по канатам Хейнрих Шультхайс (Heinrich Schultheis) в своем докладе "Устойчивое повышение производительности на существующих подъемных шахтных машинах за счет оптимального выбора канатов".

Начальник отдела продаж ОАО "Северстальметиз" (г. Череповец) В. Н. Ширяевский доложил о новых видах продукции отечественных канатных заводов. Это канаты с пластически обжатými

пряжями, имеющие большее разрывное усилие, лучший контакт проволок между собой и более равномерное нагружение проволок. Улучшенные характеристики канатов позволяют увеличить их срок службы, уменьшить износ направляющих шкивов и барабанов. Заводами освоено производство канатов с полимерным покрытием сердечников. Такие канаты имеют повышенный срок службы.

В конференции приняли участие представители основных зарубежных поставщиков оборудования для шахтных подъемных установок: концерна АББ (Швеция); фирмы SIEMAG TECBERG GmbH (Германия) и INCO engineering s.r.o.g. (Чехия). О шахтных подъемных машинах фирмы АББ рассказал руководитель проектов этой фирмы Д. М. Слепухов. В 2014 г. фирма выиграла тендер на поставку подъемных машин для всех строящихся и реконструируемых подъемных установок ОАО "Уралкалий".

В докладе ученых германской фирмы ДМТ Норберта Бенеке (Norbert Benecke) и Мартина Вебера (Martin Weber) "Повышение качества, скорости и безопасности осмотра шахтных стволов методом кинематического измерения" предложен новый подход для безопасного, быстрого и высокоточного мониторинга глубоких стволов. В ДМТ разработаны две системы, одна из которых предназначена для обследования стволов, оборудованных клетевыми или скиповыми подъемными установками, а другая — для стволов без каких-либо установок. Обе системы включают в себя лазерный сканер для профилирования в кинематическом режиме во взаимодействии с инерциальным измерительным блоком и ряд измерительных приборов. Системы предназначены для работы в потенциально взрывоопасных средах.

Обе системы уже используются в ряде проектов по мониторингу шахтных стволов в Германии. В докладе были приведены некоторые результаты обследований. ДМТ планирует использовать разработанные системы на горных предприятиях других стран, в том числе и России.

Большинство докладов российских ученых и специалистов было посвящено проблемам безопасной эксплуатации горно-шахтного оборудования, шахтных подъемных установок и систем вентиляции шахт и рудников.

Особое место в работе конференции было отведено проблемам, связанным с выходом федеральных Правил безопасности при ведении горных работ и переработке твердых полезных ископаемых, утвержденных приказом Федеральной

службы по экологическому, технологическому и атомному надзору от 11 декабря 2013 г.

Введению этого важнейшего документа был посвящен доклад начальника межрегионального отдела по надзору в горнорудной и металлургической промышленности Западно-Уральского управления Ростехнадзора Р. Н. Газизуллина.

Новые Правила соответствуют изменениям, внесенным в Федеральный закон ФЗ-116 от 21.07.1997 "О промышленной безопасности опасных производственных объектов".

Правила устанавливают требования к деятельности организаций в области промышленной безопасности, ведущих работы по переработке негорючих твердых полезных ископаемых, горные работы, включая объекты разработки недр, не связанные с добычей.

Впервые в Правила включено требование оснащения шахт системами позиционирования работников, позволяющими контролировать их местонахождение, с выводом информации диспетчеру шахты.

Техническим руководителем шахты допускается устанавливать порядок и периодичность осмотров крепи и армировки вертикальных стволов, оборудованных системами непрерывного контроля (мониторинга) плавности движения скипов и противовесов. Периодичность осмотров не должна превышать одной недели.

Такое же требование установлено для объектов открытых горных работ: персонал, находящийся на объекте ведения горных работ, должен быть оснащен индивидуальными средствами позиционирования с непрерывной передачей местоположения персонала в диспетчерский пункт. Программное обеспечение должно обеспечивать своевременную сигнализацию и оповещение персонала об опасности столкновений, возможных наездов, приближении к опасным зонам, нарушений технологических параметров и режимов эксплуатации горно-транспортного оборудования.

Согласно Правилам объект открытых горных работ должен иметь автоматизированную систему управления горно-транспортным комплексом (в том числе мониторинга, учета транспорта и контроля работы самосвалов с возможностью автоматического и дистанционного управления, мониторинга и учета фронта работ карьерных экскаваторов, управления буровыми станками с использованием высокоточной спутниковой навигации), телефонную или радиосвязь.

Было обращено внимание участников конференции на основные вопросы: где произошли изменения в Правилах и что Правила вступили в силу с 03.10.2014 и их необходимо выполнять уже в настоящий момент.

Для уточнения мнения Ростехнадзора по некоторым вопросам участники конференции имели возможность задать эти вопросы заместителю руководителя Западно-Уральского управления Ростехнадзора С. Я. Мацову. Второй день работы конференции начался с ответов на заданные вопросы.

После обсуждения проблем повышения эффективности и безопасности эксплуатации горно-шахтного оборудования участники конференции приняли следующее решение.

1. Участники конференции отмечают необходимость разработки нормативной документации по проектированию и эксплуатации современной высокопроизводительной горно-шахтной техники и оборудования.

Участники конференции отмечают, что во введенных в действие Федеральных нормах и правилах в области промышленной безопасности "Правила безопасности при ведении горных работ и переработке твердых полезных ископаемых" учтены не все специфические условия отработки калийно-магниевого и каменных солей.

2. Рекомендовать широкое применение в практику эксплуатации горно-шахтного оборудования современных средств контроля и диагностики.

3. Направить обращения на предприятия, эксплуатирующие горно-шахтное оборудование, о представлении обобщенного анализа работоспособности, случаев отказа и выявленных недостатков горно-шахтного оборудования.

4. Учитывая актуальность проблем, большой интерес со стороны специалистов и предприятий к тематике конференции, предложить руководству ПНИПУ провести очередную конференцию в октябре 2015 г.

Список литературы

1. **Актуальные** проблемы повышения эффективности и безопасности эксплуатации горно-шахтного и нефтепромыслового оборудования: Материалы I Междунар. науч.-практ. конф. "Горная электромеханика — 2014", Пермь, 27—30 октября 2014 г. / под ред. д-ра техн. наук Г. Д. Трифанова и д-ра техн. наук, проф. Г. З. Файнбурга. Пермь: Изд-во Перм. нац. иссл. политех. ун-та, 2014. 156 с.

G. D. Trifanov, Head of Chair, Perm National Research Polytechnic University, e-mail: kanat@pstu.ru,
R. N. Gazizullin, Head of Department, Western Urals Department, Federal Environmental, Industrial
and Nuclear Supervision Service (Rostekhnadzor), Perm, Russia

International Scientific and Practical Conference "Mining Electromechanics—2014: Problems of Increasing the Efficiency and Safety of Operation of Mining Equipment"

Information about the International scientific and practical conference "Mining Electromechanics—2014: problems of increasing the efficiency and safety of operation of mining equipment", held on 27—30 October 2014 in State National Research Politechnical University of Perm.

Keywords: mining equipment, mine hoisting plant, ropes, ventilation of mines, industrial Safety

References

1. **Aktual'nye** problemy povysheniya jeffektivnosti i bezopasnosti jekspluatacii gorno-shahtnogo i neftepromyslovo-go oborudovanija: Materialy I Mezhdunar. nauch.-prakt.

konf. "Gornaja jelektromehanika — 2014", Perm', 27—30 oktjabrja 2014 g. / pod red. d-ra tehn. nauk G. D. Trifanova i d-ra tehn. nauk, prof. G. Z. Fajnburga. Perm': Izd-vo Perm. nac. issl. politeh. un-ta, 2014. 156 p.

A. N. Egorov, ген. конструктор, лауреат Государственной премии Республики Беларусь в области науки и техники, **Л. И. Трухнов**, гл. конструктор по карьерной технике, **Р. В. Лашковский**, нач. бюро анализа и перспективного планирования, ОАО "БелАЗ" — управляющая компания холдинга "БелАЗ-ХОЛДИНГ", Республика Беларусь

55 лет конструкторской службе БелАЗа: время подводить итоги, повод заглянуть в будущее

A. N. Egorov, L. I. Truhnov, R. V. Lashkovskiy

55 Years of Design Service BelAZ: Time to Sum Up, Reason to Look to the Future

Трудовая "биография" БелАЗа — единственного на территории постсоветского пространства предприятия по выпуску большегрузной карьерной техники — это и "биография" его конструкторской службы, с которой, собственно, и начиналась история отечественного карьерного машиностроения.

Рожденный в первые послевоенные годы и ориентированный сначала на выпуск торфяного оборудования, а позднее — мелиоративных и дорожных машин, Белорусский автомобильный завод

в начале 1960-х гг. открывает новую яркую страницу в своей истории.

В апреле 1960 г. на предприятии был создан отдел главного конструктора, который приступил к проектированию карьерного самосвала принципиально новой конструкции для разработки месторождений полезных ископаемых открытым способом. Проектируемый самосвал, в отличие от своих предшественников — МАЗ-525 и МАЗ-530, разрабатывался как карьерный самосвал с новым дизайном, рамой, платформой, гидромеханиче-

ской трансмиссией, кабиной, узлами, деталями и системами, впервые применяемыми в машиностроении. Был проведен огромный комплекс научных, опытно-конструкторских, лабораторных и исследовательских работ при создании прородителя современных карьерных самосвалов, дизайн которого используется и в настоящее время. 14 сентября 1961 г. из заводских ворот вышел первый 27-тонный самосвал БелАЗ-540 (см. 3-ю стр. обложки).

БелАЗ-540 стал родоначальником целого семейства большегрузных самосвалов. С 1967 г. предприятие освоило выпуск 40-тонного самосвала БелАЗ-548А, а 1968 г. стал годом рождения опытного образца БелАЗ-549 — базового самосвала класса грузоподъемности 75...80 т, первого образца с электромеханической трансмиссией. В 1977 г. были выпущены опытные образцы самосвала БелАЗ-7519 — базового самосвала класса грузоподъемности 110...120 т. В 1983 г. БелАЗ приступил к серийному производству самосвала БелАЗ-75211 — базового самосвала класса грузоподъемности 170...220 т.

Позднее предприятие включило в свою производственную программу другое специальное тяжелое транспортное оборудование, выпуск которого осваивался с 1990-х гг.: полноприводные самосвалы повышенной проходимости с гидромеханической трансмиссией, строительно-дорожные машины и машины для обслуживания горно-транспортных работ, такие как погрузчики, бульдозеры, тягачи-буксировщики и поливооросительные машины; технику для подземных работ, машины для металлургических предприятий и т. д.

Модельный ряд техники, выпускаемой Белорусским автомобильным заводом, в 1990-х гг. дополнили также машины нового поколения — 55-тонный карьерный самосвал БелАЗ-7555, карьерный самосвал БелАЗ-75131 грузоподъемностью 130 т, который был спроектирован с учетом более чем 15-летнего опыта эксплуатации ее предшественника — 120-тонного самосвала. Начало нового столетия было ознаменовано выпуском опытных образцов карьерного самосвала БелАЗ-75600 — базового самосвала класса грузоподъемности 320...360 т и карьерного самосвала БелАЗ-75310 — базового самосвала класса грузоподъемности 240 т.

Значительно расширило производственную линейку БелАЗа и, прежде всего, за счет подземной

техники, вхождение в его состав Могилевского автомобильного завода.

Всего за 55-летнюю историю управления главного конструктора разработано более 500 модификаций карьерных самосвалов грузоподъемностью от 30 до 450 т, которые были отправлены более чем в 70 стран мира.

Накопленный уникальный опыт и подтвердившая свою высокую эффективность созданная на БелАЗе система разработки, испытаний и постановки на производство новой продукции получили дополнительное развитие после создания в 2003 г. научно-технического центра (см. 3-ю стр. обложки), в состав которого сегодня входят: управление главного конструктора (УГК) по карьерной технике, отдел главного конструктора по подземной и строительно-дорожной технике, экспериментальный цех и испытательная лаборатория с испытательным полигоном.

Сегодня в составе научно-технического центра БелАЗа — более двухсот высококвалифицированных специалистов-конструкторов, занятых совершенствованием серийно выпускаемой продукции и созданием техники нового поколения.

Система автоматизации проектных работ УГК включает высокопроизводительные компьютеры с набором современных проектно-конструкторских программ, позволяющих осуществлять прочностной анализ несущих элементов и узлов будущей машины. Начиная с 1960 г. несколькими поколениями конструкторов в тесном сотрудничестве с отечественной наукой разработаны собственные методики конструирования определяющих узлов и агрегатов. Многие технические проблемы были решены благодаря выполненным научно-исследовательским работам. Испытательный комплекс экспериментального цеха дает возможность моделировать нагрузки на узлы и агрегаты самосвала, возникающие в процессе его эксплуатации. Современное высокотехнологичное оборудование, постоянно обновляемое в ходе модернизации производства, и профессиональное мастерство операторов станков с числовым программным управлением обеспечивают изготовление деталей и узлов будущих исполинов высокого качества. Заводской испытательный полигон с его испытательными трассами, имитирующими различные участки карьерных дорог, позволяют уже с первых опытных образцов создавать работоспособную и высокоэффективную технику.

По сферам применения в народном хозяйстве выпускаемую сегодня продукцию можно разделить на несколько основных групп.

Карьерные самосвалы:

- БелАЗ-7540 грузоподъемностью 30 т пяти модификаций, которые имеют более 60 различных исполнений и комплектаций;
- БелАЗ-7547 и БелАЗ-7545 грузоподъемностью 45 т семи модификаций, которые имеют более 80 различных исполнений и комплектаций;
- БелАЗ-7555 грузоподъемностью 55...60 т четырех модификаций, имеющие более 90 исполнений и комплектаций;
- БелАЗ-7557 и БелАЗ-7558 грузоподъемностью 90 т четырех модификаций, имеющие 14 различных исполнений;
- БелАЗ-7513 грузоподъемностью 110...136 т семи модификаций, имеющие более 90 исполнений и комплектаций;
- БелАЗ-7517 грузоподъемностью 160 т четырех модификаций и 12 различных исполнений и комплектаций;
- БелАЗ-7530 грузоподъемностью 180...220 т шести модификаций, имеющие более 30 различных исполнений;
- БелАЗ-7531 грузоподъемностью 240 т трех модификаций, имеющие более 10 исполнений;
- БелАЗ-7560 грузоподъемностью 320...360 т трех модификаций и в четырех возможных исполнениях;
- БелАЗ-75710 грузоподъемностью 450 т.

На карьерные самосвалы БелАЗ устанавливаются двигатели ведущих мировых производителей: "Cummins", "MTU", "ЯМЗ" "ММЗ", мощностью 360...4750 л. с. В зависимости от выбранного двигателя, типа трансмиссии определяется модификация карьерного самосвала.

Самосвалы повышенной проходимости выпускаются как с обычной компоновкой (грузоподъемностью 25 т), так и с шарнирно-сочлененной рамой (грузоподъемностью 36 т).

Машины для металлургических предприятий с маркой "БелАЗ" — тяжеловозы грузоподъемностью 150 т и шлаковозы на 60 и 80 т в зависимости от устанавливаемой бады.

Строительно-дорожные машины и машины для обслуживания горно-транспортных работ, выпускаемые БелАЗом, это:

- погрузчики с ковшем вместимостью 3,75...11,5 м³;

- бульдозеры с шириной отвала 4,2...4,8 м;
- тягачи-буксировщики;
- скреперы с ковшем вместимостью 8,3...10,5 м³;
- автобетоносмесители со смесительным барабаном вместимостью 4...7 м³.

Машины для подземных работ:

- самосвалы подземные грузоподъемностью 22...50 т;
- шасси универсальные грузоподъемностью 26 т;
- машины погрузочно-доставочные грузоподъемностью 9,16 т;
- подземные бетоносмесители с барабаном вместимостью 4 м³;
- транспортные средства для перевозки людей на 17—28 мест.

Машины специального назначения включают в себя:

- мусоровозы грузоподъемностью 5,5 т;
- катки самоходные с шириной уплотняемой полосы 2,6 м;
- поливооросительные машины с цистерной емкостью 32, 119 м³;
- аэродромные тягачи для буксировки самолетов массой до 260 т.

Благодаря интенсивному развитию фирменной науки в сотрудничестве с академическими и высшими научными учреждениями Республики Беларусь и РФ на ОАО "БелАЗ" — управляющая компания холдинга "БелАЗ-ХОЛДИНГ" УГК НТЦ только за последние 3 года разработаны и воплощены в металл три наукоемких проекта.

Первый проект расширил диапазон применения электромеханической трансмиссии (ЭМТ) на карьерных самосвалах меньшей грузоподъемности. Этот шаг оказался нетрадиционным для мировых производителей карьерной техники, так как в мировой практике разработки считалось, что на самосвалах грузоподъемностью до 100 т наиболее эффективна гидромеханическая трансмиссия (ГМТ). Однако в 2012 г. впервые в мире был разработан и изготовлен карьерный самосвал БелАЗ-75581 грузоподъемностью 90 т (см. 4-ю стр. обложки) с электромеханической трансмиссией четвертого поколения с тяговым электроприводом КТЭ-90 производства ОАО "Электросила" филиала "Силовые машины". Самосвал успешно прошел испытания в условиях эксплуатации в Кемеровской области Российской Федерации и, в сравнении с самосвалами такой же грузоподъемности, но

с ГМТ, имеет лучший показатель по себестоимости тонно-километра перевозимого груза.

Этот результат определен рядом преимуществ ЭМТ над ГМТ, применяемой ранее, что позволило: улучшить тяговые, скоростные и тормозные характеристики;

повысить надежность работы и снизить эксплуатационные затраты на техническое обслуживание и ремонт.

Отметим, что только в 2014 г. собрано и продано в РФ и Иран 24 карьерных самосвала БелАЗ-75581.

Второй проект, расширивший границы воображения потребителей, — роботизированный самосвал БелАЗ грузоподъемностью 130 т (см. 4-ю стр. обложки). В отличие от своего предшественника с дистанционным управлением роботизированный самосвал способен двигаться по заранее заданному маршруту. В процессе движения самосвала к диспетчеру по беспроводному каналу связи поступает вся необходимая информация о дорожной обстановке, состоянии систем управления. Движение самосвала к месту погрузки или разгрузки в автономном режиме обеспечивается высокоточной системой спутниковой навигации GPS/Глонасс. Оптико-электронная система, установленная на самосвале, обеспечивает безопасность вождения машины при любых погодных и климатических условиях, а также в любое время суток.

Данная разработка призвана снизить риск для человека при работе в местах с опасными условиями эксплуатации, а также устранить воздействие на организм человека вредных факторов окружающей среды.

Необходимо также отметить, что опытный оператор в непрерывном технологическом цикле успешно управляет четырьмя-пятью роботизированными самосвалами.

На сегодняшний день по заказу потребителей завод готов устанавливать оборудование для роботизированного управления на любую модель карьерного самосвала БелАЗ с электромеханической трансмиссией грузоподъемностью 90...450 т.

В настоящее время в Российской Федерации активно ведутся работы по созданию инфраструктуры по управлению такими самосвалами в карьере.

Дальнейшее развитие конструкции самосвала предполагает разработку полностью автономно управляемой машины без участия человека.

Третий проект расширил диапазон грузоподъемности выпускаемых ОАО "БелАЗ" — управляю-

щая компания холдинга "БелАЗ-ХОЛДИНГ" карьерных самосвалов.

Впервые в мире за счет комплекса оригинальных новаторских инновационных технических решений БелАЗу удалось сконструировать и создать карьерный самосвал наивысшей грузоподъемности. Впервые за все время существования мирового рынка карьерной техники карьерный самосвал с маркой "БелАЗ" вышел на первое место по грузоподъемности.

При создании самосвала БелАЗ-75710 (см. 4-ю стр. обложки) конструкторы завода отошли от классической схемы проектирования карьерных самосвалов. За основу было принято направление на достижение надежности, компактности, существенного увеличения производительности в сочетании с выполнением требований международных и европейских стандартов по безопасности.

Уникальность самосвала нового поколения БелАЗ-75710 обеспечивают новые, прогрессивные технические решения по целому ряду систем и узлов:

наивысшую грузоподъемность и высокую проходимость — применение восьми шин и полного привода всех колес;

высокую устойчивость — установка стоек стабилизаторов, что является ноу-хау в системе подвески;

высокую маневренность — применение двух поворотных осей и оригинальной кинематики поворота (радиус поворота составляет 19,8 м);

экономичность расхода топлива — применение оптимального алгоритма работы двухдизельной моторной установки (суммарная мощность силовых модулей составляет 4600 л. с.);

высокую производительность, надежность и безопасность эксплуатации — применение электромеханической трансмиссии переменного тока с электрическими дифференциалами и противобуксовочной системой.

Этот исполин может преодолевать кратковременные продольные уклоны дорог до 18 %. Его максимальная скорость — 64 км/ч.

Расчетная производительность нового самосвала на 25 % выше существующих карьерных самосвалов предыдущего класса грузоподъемности.

Осваиваемый новый карьерный самосвал БелАЗ-75710 грузоподъемностью 450 т используется в технологической цепочке добычи полезных ископаемых открытым способом, способствует повышению производительности технологического

транспорта, обеспечивает снижение трудоемкости технического обслуживания и улучшение экологической обстановки в карьере. Габаритные размеры созданного карьерного самосвала позволяют производить его эксплуатацию на технологических дорогах, предназначенных для эксплуатации самосвалов серии БелАЗ-7560 грузоподъемностью 360 т. Для сохранения имеющейся в эксплуатации погрузочной техники высота погрузки самосвала БелАЗ-75710, по сравнению с карьерными самосвалами серии БелАЗ-7560, имеет меньшую величину.

С ноября 2014 г. БелАЗ-75710 грузоподъемностью 450 т успешно работает в разрезе "Черниговец" Кемеровской области (Россия). Он задействован на вывозе вскрышной породы и работает в круглосуточном режиме. За это время карьерный само-

свал показал хорошие результаты и перевез первый миллион тонн горной породы.

В настоящее время, с учетом сделанных при эксплуатации замечаний, собран второй образец самосвала, который проходит заводские испытания. Производство сверхтяжелых машин завода совместно с цехами основного производства изготавливает третий образец самосвала БелАЗ-75710.

Юбилей конструкторской службы БелАЗа — это не только и не столько время подведения итогов, но и повод заглянуть в будущее. УГК НТЦ определены основные направления развития карьерной и горно-добывающей техники до 2030 г. Это позволит своевременно реагировать на все изменения на рынке в части выпуска новых видов продукции, ее модернизации по заявкам потребителей.

Л. Д. Певзнер, д-р техн. наук, проф., зав. каф., НИТУ "МИСиС", г. Москва

E-mail: lpevzner@msmu.ru

Кафедре "Автоматика и управление в технических системах" НИТУ "МИСиС" — 55 лет: история, выдающиеся деятели, научные направления

L. D. Pevzner

Department of "Automation and Control in Technical Systems" NITU "MISiS" — 55 Years: History, Prominent Figures, Scientific Directions

Кафедра "Автоматика и управление в технических системах" Московского государственного горного университета (в настоящее время Национального исследовательского технологического университета "МИСиС") выросла из кафедры "Автоматика и телемеханика", которая, в свою очередь, образовалась путем объединения кафедр "Автоматика и управляющие машины", "Аппараты и приборы автоматике" и первоначальной кафедры

"Автоматика и телемеханика", созданной в 1960 г. профессором, д-ром техн. наук Вячеславом Семеновичем Тулиным. Чуть позже параллельно с этим образованием создавались родственные кафедры "Автоматика и управляющие машины" и "Аппараты и приборы автоматике", возглавляемые профессором, д-ром техн. наук Виталием Григорьевичем Шориным и профессором, д-ром техн. наук Всеволодом Яковлевичем Копьевым.



Профессор В. С. Тулин

Профессор В. С. Тулин — известный специалист в области проектирования и эксплуатации тяжелых электроприводов, начал работу в 1925 г. на Харьковском электромеханическом заводе (ХЭМЗ), стажировался в Германии на фирме "АЕГ", где приобрел опыт проектирования и эксплуатации промышленных силовых электроприводов переменного и постоянного тока. На ХЭМЗ Вячеслав Семенович возглавлял бюро горного электропривода, под его техническим руководством проходило освоение электрооборудования для нефтяной, горной и, особенно, угольной промышленности.

В годы войны В. С. Тулин работал главным инженером Восстановительно-монтажного треста, созданного постановлением Государственного комитета обороны. За успешное выполнение работ по восстановлению электрооборудования Донбасса в 1948 г. Вячеславу Семеновичу была присуждена Государственная премия первой степени. Крупные научно-технические работы выполнены В. С. Тулиным в ЦКБ "Электропривод", где он работал в должности главного инженера. Под его руководством и при личном участии создавались электроприводы эскалаторов московского метро, шлюзов канала Москва-Волга, скоростных лифтов высотных зданий. За создание электроприводов первого шагающего экскаватора-драглайна ЭШ-14/65 Вячеслав Семенович в 1954 г. во второй раз был удостоен Государственной премии первой степени, а в 1956 г. награжден орденом Трудового Красного Знамени.

С 1957 по 1960 г. Вячеслав Семенович работал главным специалистом Госплана СССР по аппаратуре управления и автоматизированному электроприводу. В 1960 г. начинается его педагогическая деятельность в должности заведующего кафедрой "Автоматика и телемеханика" Московского горного института. В. С. Тулин прекрасно понимал насущную необходимость подготовки специалистов нового профиля для интенсивно развивающихся отраслей народного хозяйства страны — инженеров-электриков по автоматизации горных предприятий и инженеров-электриков общепромышленного профиля по автоматике и телемеханике.

Профессорско-преподавательский состав кафедры, в основном, был сформирован за счет коллектива сотрудников лаборатории "Электронное моделирование динамических процессов в электромеханических системах", созданной в Московском горном институте в 1958 г. Научным руководителем лаборатории был профессор, д-р техн. наук Олег Александрович Залесов.

С 1969 г. кафедра, как выпускающая инженеров с квалификацией инженер-электрик по автоматике и телемеханике (0606), стала называться кафедрой "Автоматика и телемеханика" и ее возглавлял профессор Олег Александрович Залесов — выпускник Московского горного института 1940 г., аспирант чл.-корр. АН СССР А. С. Ильичева. Профессор О. А. Залесов первым понял значение и возможности операционных методов теории колебаний и аналоговых вычислительных средств для анализа динамических процессов в электромеханических



Профессор О. А. Залесов

системах горных машин. Профессор О. А. Залесов первым в высшем горном образовании и горной промышленности стал рассчитывать аналитически с использованием функциональных преобразований и операционного исчисления задачи колебаний металлоконструкций шахтных стволов, а инструментальными — вычислительными средствами задачи динамики, прочности и устойчивости движения горных машин, скипов, буровых станков и стрел экскаваторов драглайнов. Сначала это были аналоговые моделирующие установки, затем первые быстродействующие электронные счетные машины. Не будет ошибкой сказать, что профессор О. А. Залесов первым открыл дверь вычислительной технике в горную промышленность, он же первым создал лабораторию для решения задач автоматизации и комплексного динамического исследования электромеханических систем горно-транспортного оборудования шахт и карьеров.

В течение пяти лет профессору О. А. Залесову удалось собрать в лабораторию при кафедре группы очень увлеченных, способных и трудолюбивых исследователей первой волны Л. И. Толпежникова, Н. Г. Переслегина, В. Д. Потапова, А. Д. Яризова и второй волны — выпускников электро-механического факультета горного института В. Ф. Кузнецова, М. С. Ломакина, Л. Г. Наумкину, Н. Н. Казеннову, А. И. Дюкова, Г. Б. Петерса, Л. Д. Певзнера, В. В. Федорова. Сотрудники лаборатории располагали приборами и средствами для проведения промышленных испытаний и для динамических исследований — аналоговые моделирующие установки: малые МН-7, средние МПТ-9 и мощные МН-10, ЭМУ-10, способные решать системы нелинейных дифференциальных уравнений очень высокого порядка. Научный потенциал "Лаборатории Залесова" был настолько велик, что позволял решать сложные проблемы проектирования мощных буровых установок, стреловых конструкций экскаваторов, тяжелых редукторов и электроприводов главных механизмов шагающих драглайнов, магистральных ленточных конвейеров, угледобывающих машин и комплексов. Эти работы выполнялись непосредственно по заказу Министерств тяжелого машиностроения, угольной и горной промышленности, но основным заказчиком был Уральский завод тяжелого машиностроения (УЗТМ). В то время научно-исследовательским институтом "НИИТяжмаш" УЗТМ решались три крупные проектные задачи: разра-

ботка новых стреловых конструкций драглайнов, разработка новых схем управляемых электроприводов, работающих на общую нагрузку, создание новых конструкций тяжелых редукторов для экскаваторов, прокатных станков и буровых платформ. Завод интересовали колебательная динамика и прочность этих новых конструкций, ее поведение в предельных режимах. Ответы на эти вопросы аналитически были недостижимы, оставалось моделирование. Проблема исследования динамических процессов в рабочем оборудовании шагающих драглайнов была снята исследованиями аспиранта М. С. Ломакина, исследования динамики в тяжелых электроприводах были выполнены доцентом Н. Г. Переслегиным, а проблемы динамики редукторов тяжелых горных машин — аспирантом В. Ф. Кузнецовым. Вопросы динамики многоканатного шахтного подъема были решены аспирантом Л. Г. Наумкиной, а исследования динамических процессов в электромеханических системах установок ударно-канатного и штангового бурения выполнены доцентами А. Д. Яризовым и Л. И. Толпежниковым. Результаты этих исследований были использованы при модернизации выпускаемых Уралмашем шагающих экскаваторов и затем обобщены в 1964 г. в монографии "Электронное моделирование горных машин" — авторы О. А. Залесов, В. Ф. Кузнецов, М. С. Ломакин, Н. Г. Переслегин, Л. И. Толпежников, А. Д. Яризов. В 1965 г. Уральским заводом тяжелого машиностроения профессору Залесову О. А. было предложено выполнить исследования динамических процессов, которые могут возникнуть в проектируемой УЗТМ установке для бурения шахтных стволов диаметром до 8,75 м и глубиной до 800 м. Эти работы выполнены аспирантом А. И. Дюковым. Работа позволила выявить характер и величину динамических нагрузок в буровой колонне и в электромеханической системе установки, возникающих как в процессе бурения в различных горно-геологических условиях, так и в аварийных режимах стопорения рабочего органа.

В начале 1960-х гг., когда решалась проблема освоения богатейших сибирских угольных месторождений, профессор О. А. Залесов обратил внимание научного совета Минтяжмаша, Минуглепрома и УЗТМ на необходимость автоматизации управления тяжелыми шагающими драглайнами для эффективного выполнения вскрышных работ. Для решения задач автоматизации в лаборатории

были созданы три группы: теоретическая для решения научных задач автоматики управления и контроля, конструкторская для реального проектирования экспериментальных устройств и систем и группа экспериментаторов. Теоретическая группа решала алгоритмические задачи управления движением рабочего оборудования — ковшом драглайна и создания системы управления главными приводами экскаватора для отработки алгоритмов управления. Аспирантом Л. Д. Певзнером была решена задача управления движением бифилярно подвешенным раскачивающимся ковшом драглайна, найден алгоритм успокоения раскачивания при возврате на черпание в забой. Задача управления механизмами подъема и тяги для формирования автоматического движения ковша на разгрузку и черпание была решена доцентом Л. И. Толпежниковым и аспирантом В. Н. Меркуловым. Вопросы автоматической защиты стреловой конструкции от удара ковшом при различных движениях ковша решались аспирантами В. В. Федоровым, А. П. Рыльковым и В. А. Грошевым, доцентами М. С. Ломакиным, Л. Д. Певзнером. Информационное обеспечение системы управления, вопросы измерений измеряемых и вычисления неизмеряемых координат системы решены были доцентом Л. Д. Певзнером. Рациональные структуры электроприводов главных механизмов их систем автоматического управления были определены доцентами М. С. Ломакиным, Г. Б. Петерсом и аспирантом А. И. Котлярским.

Основная идея, положенная в основу системы управления, сегодня кажется тривиальной, а в те времена — невозможной и даже абсурдной, состояла в том, что на борт экскаватора должно быть поднято само средство управления — бортовой аналоговый вычислитель! Этот вычислитель со-

держал аналоговые вычислительные средства, электромеханические решающие устройства, разнообразные источники электропитания и т. п. Масса вычислителя — около 1 т. Все это оборудование было спроектировано в лаборатории, выполнена техническая документация для ее изготовления на машиностроительных заводах оборонной промышленности, собрано и отлажено в стенах горного института, упаковано и отправлено малой скоростью на угольный разрез "Назаровский" ПО "Красноярскуголь", где все оборудование было установлено, смонтировано и налажено аспирантом А. И. Троеглазовым на шагающем экскаваторе ЭШ20/90 заводской № 113. Исследовательские испытания аппаратуры систем управления движением ковша проводились в 1969 г. доцентом Л. Д. Певзнером и его аспирантами А. И. Троеглазовым и А. Фазыловым, доцентом Л. И. Толпежниковым и аспирантами А. М. Ромашенковым и В. А. Грошевым. В течение трех летних сезонов 1968—1970 г. аспирантами А. И. Троеглазовым и А. Фазыловым испытывалась подсистема управления поворотной платформой для формирования целесообразного движения ковша драглайна.

В период с 1969 по 1979 г. помимо больших научных исследований и проектных работ по заказу промышленности были написаны и изданы первые учебники, обобщающие опыт автоматизации в добывающей промышленности. Это книги доцента Л. И. Толпежникова "Автоматизация технологических процессов шахт и рудников" и доцента М. С. Ломакина "Автоматическое управление технологическими процессами карьеров". В этот период под руководством профессора О. А. Залесова были подготовлены и успешно защищены несколько докторских и более двадцати кандидатских диссертаций.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ!

Продолжается подписка на журнал "Горное оборудование и электромеханика". Оформить подписку можно через подписные агентства или непосредственно в редакции. Подписные индексы по каталогам: Роспечать — **20134**; Пресса России — **39708**.

Информация о журнале размещена на сайте <http://novtex.ru/gormash>

107076, Москва, Стромьинский пер., д. 4.

Тел. (499) 269-53-97. Тел./факс (499) 269-55-10.

E-mail: gma@novtex.ru

Анатолию Евтихиевичу Козяруку — 75 лет!

Anatoli Evtikhiyevich Kozyaruk — 75 Years!



Исполнилось 75 лет заведующему кафедрой "Электротехника, электроэнергетика и электромеханика" Национального минерально-сырьевого университета "Горный", члену редакционного совета журнала "Горное оборудование и электромеханика", доктору технических наук, профессору **Анатолию Евтихиевичу Козяруку**.

Всестороннее образование — за его плечами Одесский политех, Харьковский авиационный институт, математико-механический факультет Ленинградского университета — позволило Анатолию Евтихиевичу проявить себя в различных отраслях — горном деле и электротехнике, судостроении и авиационной промышленности.

Особенно значителен его вклад в области математического моделирования и управления электромеханическими системами, в создание высокоэффективных электромеханических комплексов машин и механизмов горного и нефтегазового производства, а также технических средств освоения шельфа.

Профессор А. Е. Козярук пользуется заслуженным признанием у своих коллег. Он действительный член Международной академии электротехнических наук, Международной энергетической академии.

Анатолий Евтихиевич является автором около 250 научных и методических работ и около 40 авторских свидетельств и патентов. Много лет является председателем диссертационного совета. Руководитель ведущей научной школы "Машины, механизмы и энергообеспечение горного производства".

За заслуги в области науки и образования ему присвоены звания: "Заслуженный работник Высшей школы РФ", "Заслуженный работник Национального минерально-сырьевого университета "Горный".

Уважаемый Анатолий Евтихиевич!

Коллектив кафедры, редакционный совет и редакционная коллегия журнала "Горное оборудование и электромеханика" поздравляют Вас с юбилеем, желают крепкого здоровья и новых достижений в научной и педагогической деятельности.

Леониду Давидовичу Певзнеру — 75 лет!

Leonid Davidovich Pevzner — 75 Years!



1 мая 2015 г. исполнилось 75 лет со дня рождения действительного члена Академии Высшей школы, действительного члена Академии горных наук, Почетного работника высшего профессионального образования РФ, доктора технических наук, профессора, заведующего кафедрой "Автоматика и управление в технических системах" Национального исследовательского технологического университета "МИСиС" **Леониду Давидовичу Певзнеру**.

Леонид Давидович родился 1 мая 1940 г. в г. Москва в семье горного инженера. После окончания в 1962 г. Московского горного института по распределению начал свою трудовую деятельность в Институте горного дела АН СССР. В 1963 г. он поступил в очную аспирантуру кафедры "Математика" Московского горного института и одновременно в Московский государственный университет на механико-математический факультет, который закончил в 1969 г., получив специальность "математик". В 1967 г. Л. Д. Певзнер защитил кандидатскую диссертацию на кафедре "Автоматика и телемеханика". С 1967 г. — старший инженер, старший научный сотрудник, доцент кафедры "Автоматика и телемеха-

ника". В 1987 г. Леонид Давидович Певзнер защитил докторскую диссертацию, с 1992 г. — профессор, заведующий кафедрой "Автоматика и управление в технических системах" МГГУ (с 2014 г. НИТУ "МИСиС").

Научные интересы Леонида Давидовича Певзнера связаны с проблемой эффективного автоматического управления движением рабочих органов горных машин, телекоммуникации, автоматизированных систем управления технологическими процессами в горной промышленности. Научная школа "Системы и средства автоматизации в горной промышленности", возглавляемая профессором Л. Д. Певзнером, решает задачи автоматического управления движением горных машин, разработки сетевых компьютерных технологий для мониторинга горно-технологических процессов, разработки микропроцессорных систем управления горным электрооборудованием. Л. Д. Певзнером издано более 250 научных работ, получено более 20 авторских свидетельств, два зарубежных патента, подготовлено более 23 кандидатов и докторов наук.

Высокая квалификация и талант организатора позволяют ему на протяжении многих лет успешно руководить выпускающей кафедрой университета. Профессор Л. Д. Певзнер — высококвалифицированный преподаватель, владеющий современными методами ведения учебного процесса, им подготовлены лекционные курсы по дисциплинам "Теория автоматического управления", "Математическая теория систем", "Теория надежности", "Исследование операций", "Методы оптимизации", "Оптимальные и адаптивные системы управления". Профессор Л. Д. Певзнер руководит магистерской программой "Управление в технических системах", является автором монографий, большого числа учебных пособий и практикумов, часть из которых рекомендованы УМО вузов России по образованию в области радиотехники, электроники и биомедицинской техники и автоматизации. Подготовленные им команды студентов неоднократно становились призерами и дипломантами международных олимпиад по теории автоматического управления.

Юбилейную дату Леонид Давидович встречает в расцвете творческих сил. Обладая такими ценными человеческими качествами, как порядочность и умение общаться с людьми, он пользуется заслуженным уважением в коллективе. За плодотворную работу Л. Д. Певзнер награжден двумя медалями, знаками "Шахтерская слава III степени" и "Горняцкая Слава", является Почетным работником высшего профессионального образования РФ, Заслуженным работником Московского государственного горного университета.

Коллеги по научной и педагогической деятельности, редакционный совет и редакционная коллегия журнала "Горное оборудование и электромеханика" поздравляют профессора Л. Д. Певзнера со знаменательным юбилеем и желают дальнейших успехов в научной и педагогической деятельности.

**Международная ассоциация исследователей стальных канатов
(МАИСК)**

XIV Международная научно-техническая конференция

**"ПРОИЗВОДСТВО И ЭКСПЛУАТАЦИЯ СТАЛЬНЫХ КАНАТОВ —
ПРОБЛЕМЫ И РЕШЕНИЯ"**

01—05 июня 2015 г. Украина г. Одесса

Тематика конференции:

- Прогрессивные конструкции и технологии изготовления стальных канатов
 - Вопросы эксплуатации шахтных канатов
 - Применение стальных канатов в инженерных сооружениях
 - Проблемы надежности и долговечности стальных канатов
 - Теория расчета и проектирования стальных канатов
 - Динамика стальных канатов и канатных систем
- Рабочие языки конференции — русский, украинский, английский.

Телефоны Оргкомитета:

Малиновский Валентин Анатольевич, д-р техн. наук, проф.:

тел./факс +0038 048 777 40 27; +0038 050 392 00 45,

e-mail: vira@farlep.net

Бартенева Надежда Александровна:

тел. +0038 097 374 39 00,

e-mail: irina2006@ukr.net

Конференция будет проводиться в санатории "БЕЛАЯ АКАЦИЯ":

г. Одесса, ул. Французский бульвар, 59

тел. +0038 048 39 26 36, факс +0038 048 728 15 09

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

Технический редактор *Е.В. Конова*. Корректор *З.В. Наумова*.

Сдано в набор 16.03.2015. Подписано в печать 27.04.2015. Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная.
Усл. печ. л. 5,88. Заказ ГО315. 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 "Авансед солюшнз". Отпечатано в ООО "Авансед солюшнз".
119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: www.aov.ru