

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., д.т.н., проф.

МЫШЛЯЕВ Б.К., д.т.н., проф.

ПЕВЗNER 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

Князев А. С. К вопросу о совершенствовании конструкций механизированных крепей 3

ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА. АВТОМАТИЗАЦИЯ

Абрамович Б. Н., Сычев Ю. А., Устинов Д. А., Фёдоров А. В., Прохорова В. Б. Современные проблемы и перспективы развития интеллектуализации и автоматизации энергосистем предприятий минерально-сырьевого комплекса 6

Гринберг Я. П., Соловьев В. С. К вопросу о характеристиках привода исполнительных органов угольных комбайнов 12

Пеленев Д. Н. Инвариантная токовая защита от однофазных замыканий на землю для электрических сетей 6...35 кВ 16

СТАЦИОНАРНЫЕ УСТАНОВКИ

Ильин С. Р., Василькевич В. И. Анализ влияния геометрических параметров коробчатых проводников на динамические деформационно-прочностные характеристики армировки в условиях износа. Часть I 21

Холодников Ю. В., Таугер В. М., Замаараев С. Ю. Совершенствование конструкций осевых вентиляторов главного проветривания шахт 28

НАУЧНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Сержан С. Л., Медведков В. И. Рекомендации к расчету параметров приводного двигателя грунтозаборного устройства 34

Болобов В. И., Бочков В. С., Чупин С. А., Степанов С. Ю. К влиянию крепости породы на ее абразивные свойства 40

ИНФОРМАЦИЯ

Семко С. Н., Мацуков Е. А. Шарнирно-сочлененные самосвалы "МоА3" . . . 44

Виктору Леонтьевичу Яковлеву — 80 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:

KOZOVOY 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., Dr. Sci. (Tech.)

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

Knyazev A. S. To the Question of Improvement of Structures Powered Supports 3

ELECTROMECHANICS. AUTOMATION

Abramovich B. N., Sychev Yu. A., Ustinov D. A., Fedorov A. V., Prokhorova V. B. The Modern Problems and Perspectives of Development of Intelligence and Automation of Power Supply Systems of Mineral Recourses Enterprises 6

Grinberg Ya. P., Soloviev V. S. To the Question of Characteristics of Actuator of Cutter-Loader 12

Pelenev D. N. Invariant Current Protection Against Single-Phase Earth Short Circuits for 6...35 kV Electric Networks 16

STATIONARY INSTALLATIONS

Ijlin S. R., Vasilkevich V. I. Analysis of the Influence of Box Guides Geometrical Parameters on the Dynamic Deformation-Strength Characteristics of Reinforcement in Condition of Wear. Part I 21

Kholodnikov Yu. V., Tauger V. M., Zamaraev S. Yu. Constractional Perfecting of the Major Mine Axial Fans 28

RESEARCH AND DEVELOPMENT

Serjan S. L., Medvedkov V. I. Recommendations for Calculation of Driving Motor Parameters of Suction Cutter 34

Bolobov V. I., Bochkov V. S., Chupin S. A., Stepanov S. Yu. By the Influence of Rock Fortress as its Abrasive Properties 40

INFORMATION

Semko S. N., Macukov E. A. Articulated Dump Trucks "MoAZ" 44

Victor L. Yakovlev — 80 years 47

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

УДК 622.28

А. С. Князев, ст. преп., асп., СибГИУ, г. Новокузнецк

E-mail: knyazev_a.s@mail.ru

К вопросу о совершенствовании конструкций механизированных крепей

Представлен материал о новых схемах механизированных крепей, которые обеспечивают высокую жесткость конструкции за счет рычажных элементов. Показана конструкция механизированной крепи, которая упростит исследование кинематики и кинестатики.

Ключевые слова: механизированная крепь, гидродомкрат, клеммовое соединение, кинематика, структура механизированных крепей

Первая секционная механизированная крепь была разработана И. А. Журавлёвым в 1932 г. Впервые в мировой практике оградительный щит — "галерея" был изготовлен в металле и испытан на руднике "Сулукта" в Средней Азии в 1935 г. Обрушение пород должно было происходить с использованием пласта угля как посадочного средства, а передвижение щита к забою — под действием веса обрушенных пород. Надежды не оправдались, так как кровля обрушалась со значительным опережением забоя, а сам щит не передвигался. В связи с этим И. А. Журавлёв оснастил ее гидростойками и гидродомкратами. Усовершенствованную крепь в 1941 г. испытывали на одной из шахт Подмосквовного бассейна. Великая Отечественная война прервала работы по созданию и исследованию механизированных крепей [1]. Лишь в 1946 г. возобновились работы по созданию комплексов оборудования с механизированными передвижными крепями. Основное внимание было направлено на поиски новых технических решений в целях установления эффективных способов поддержания и управления кровлей.

С 1932 г. до настоящего времени механизированные крепи кардинально изменились. На рис. 1 показаны примеры секций механизированных крепей российского производства, которые отличаются по структуре, габаритам, числу используемых гидродомкратов, дизайну, взаимодействию с окружающим массивом горных пород и т. д.

На основе многочисленных исследований и опыта, полученного на практике, можно прийти

к выводу, что для определенности траектории движения всех звеньев и высокой жесткости конструкции необходимо создавать секции механизированных крепей таким образом, чтобы она приводилась в движение одним гидродомкратом. Иными словами, в схеме должны присутствовать один гидродомкрат и рычажные дополнения, обеспечивающие высокую жесткость конструкции и заданную определенность движения.

Одним из вопросов совершенствования секций механизированных крепей является использование достаточно жестких рычажных конструкций, внутри которых содержатся замкнутые изменяемые контуры.

Анализируя схемы механизированных крепей, можно увидеть, что все они построены по следующей схеме: секция содержит в своем составе рас-

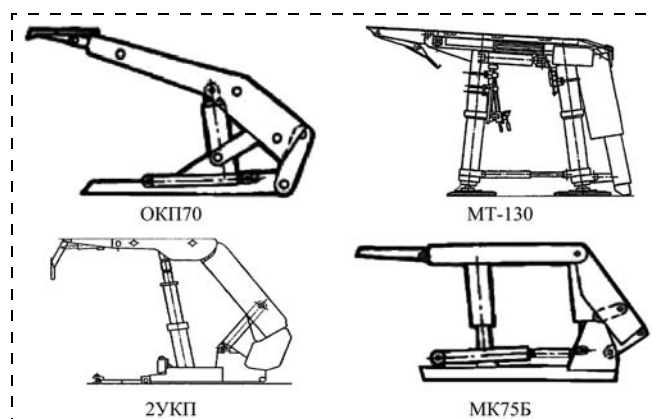


Рис. 1. Схемы секций механизированных крепей российского производства

порный гидродомкрат, звено поддержки и козырек. Недостатком таких секций является то, что управление движением поддерживающего звена осуществляется распорным гидродомкратом, шток которого опирается в единственную точку звена поддержки, что приводит к появлению значительного по длине вылета козырька, подверженного изгибу под действием обрушающейся кровли.

Для устранения указанных недостатков разработана новая конструкция секции механизированной крепи [2], общий вид которой показан на рис. 2. Крепь состоит из распорного гидродомкрата 1, штока 2 с поршнем, звена поддержки 3, шатуна 4, звена ограждения 5, первого коромысла 6 и второго коромысла 7 звена ограждения 5.

Работает устройство следующим образом: в распорный гидродомкрат 1 подается жидкость под давлением. Воздействуя на поршень со штоком 2, жидкость приводит в движение звено поддержки 3. В свою очередь, звено поддержки 3 передает движение шатуну 4, который воздействует на первое коромысло 6 звена ограждения 5, заставляя его приспособляться к неравномерному давлению кровли. Звено ограждения 5 удерживается первым коромыслом 6 и вторым коромыслом 7, соединенным шарниром с шатуном 4 звена поддержки 3.

На рис. 3 показана секция механизированной крепи с увеличенным рабочим пространством [3]. Устройство состоит из распорного гидродомкрата 1, штока 2 с поршнем, звена поддержки 3, шатуна 4, звена ограждения 5, трехшарнирного шатуна 6, коромысла 7 и неподвижной опоры 8.

Работает крепь следующим образом: в распорный гидродомкрат 1 подается жидкость под давлением. Воздействуя на поршень со штоком 2,

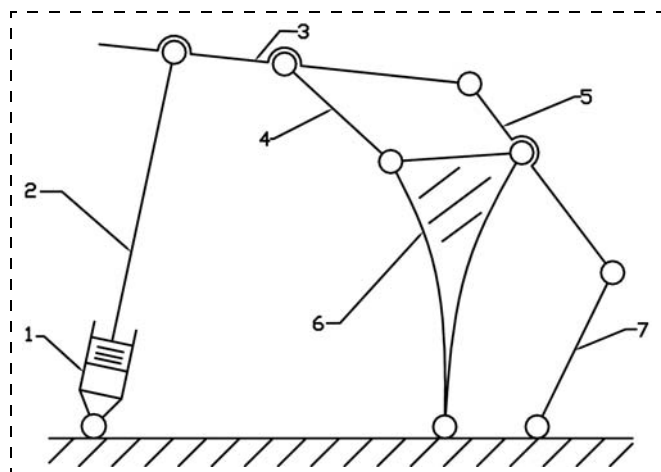


Рис. 2. Схема секции механизированной крепи по патенту 2303699

жидкость приводит в движение звено поддержки 3. В свою очередь, звено поддержки 3 передает движение шатуну 4, который воздействует на трехшарнирный шатун 6, заставляя его приспособляться к неравномерному давлению кровли. Трехшарнирный шатун 6 удерживается коромыслом 7 и звеном ограждения 5.

Таким образом, описанная конструкция позволяет получать большой объем рабочего пространства, так как гидродомкрат 1, шток 2 с поршнем, звено поддержки 3, шатун 4, трехшарнирный шатун 6, коромысло 7 и неподвижная опора 8 образуют шестиугольное пространство.

При подаче рабочей жидкости в подпоршневую полость гидродомкрат получает движение относительно рамы в шарнире. Такие механизмы принято называть механизмами с подвижными приводами (МПП). В механизированных крепях подвижным приводом является гидродомкрат. Его подвижность создает ряд сложностей при исследовании кинематики и кинестатики механизированных крепей. Основным является то обстоятельство, что на выходе гидродомкрата поршень совершает сложное движение: поступательное относительно гидроцилиндра и вращательное относительно неподвижной опоры. В связи с этим, "прямым" методом решить вопрос кинематики невозможно, приходится изыскивать иные методы.

Исследование конструкции может существенно упроститься, если гидродомкрат на раме установить стационарно, т. е. без его относительной подвижности. В этом случае структура механизированных крепей получит принципиальное изменение. Примером такой схемы может послужить схема секции механизированной крепи [4], показанная на рис. 4. Устройство состоит из цилиндри-

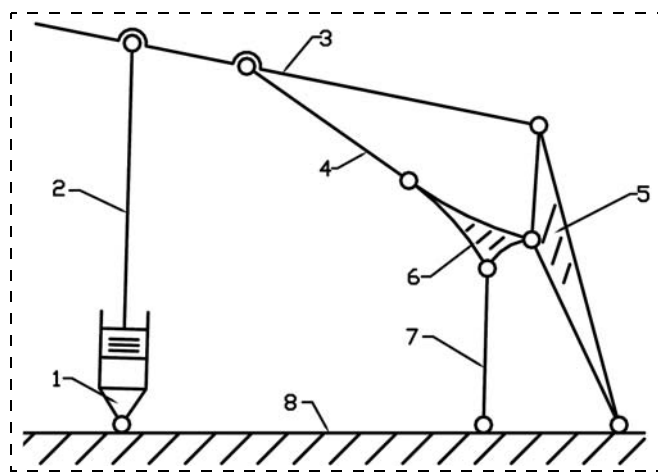


Рис. 3. Усовершенствованная схема секции механизированной крепи по патенту 2439329

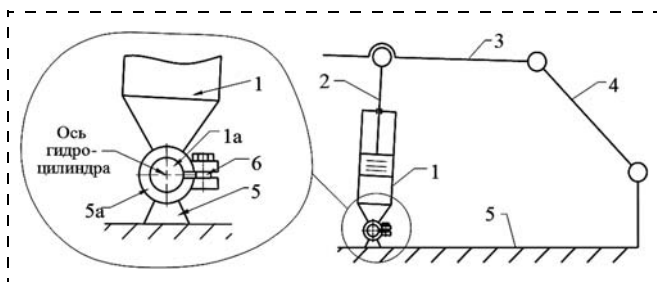


Рис. 4. Схема секции механизированной крепи по патенту 99823

ческой опоры *1a* цилиндра *1*, разрезной втулки *5a* опоры *5*, стягивающего болта *6*, т. е. клеммового соединения, фиксирующего цилиндр *1* распорного гидродомкрата относительно опоры *5*, цилиндра *1* распорного гидродомкрата, поршня со штоком *2*, звена поддержки *3* и звена ограждения *4*, т. е. в конструкции содержатся всего три подвижных звена.

Работает устройство следующим образом: в распорный гидродомкрат подается жидкость под давлением. Воздействуя на поршень со штоком *2*, жидкость приводит в движение звено поддержки *3*. В свою очередь, звено поддержки *3* передает движение звену ограждения *4*.

При необходимости перестановки гидродомкрата под различными углами по отношению к опоре достаточно ослабить соединение гидро-

домкрата с опорой, повернуть гидродомкрат относительно оси клемм до необходимого положения и вновь зафиксировать соединение. Во время работы секции механизированной крепи гидродомкрат фиксируется относительно опоры.

Вышеописанные конструкции механизированных крепей нового поколения обеспечивают высокую жесткость конструкции за счет присутствующих в ней рычажных элементов. Схема механизированной крепи, показанная на рис. 4, в которой гидродомкрат зафиксирован относительно опоры, значительно упростит задачи силового исследования при расчете конструкций механизированных крепей.

Список литературы

1. **Хорин В. Н.** Расчет и конструирование механизированных крепей. М.: Недра, 1988. 255 с.
2. **Пат. 2303699.** Секция механизированной крепи / Дворников Л. Т., Князев А. С., Стариков С. П. (РФ); приоритет 30.12.2005; опубл. 27.07.2007, Бюл. № 21.
3. **Пат. 2439329.** Секция механизированной крепи / Дворников Л. Т., Князев А. С., Гудимова Л. Н. (РФ); приоритет 28.06.2010; опубл. 10.01.2012, Бюл. № 1.
4. **Пат. 99823.** Секция механизированной крепи / Дворников Л. Т., Князев А. С. (РФ); приоритет 28.06.2010; опубл. 27.11.2010, Бюл. № 33.

A. S. Knyazev, Senior Lecturer, e-mail: knyazev_a.s@mail.ru,
Siberian State Industrial University, Novokuznetsk

To the Question of Improvement of Structures Powered Supports

The article is presented material about new designs powered roof supports, which provide high rigidity of a design, at the expense of lever elements present in the structure. The first support was developed by I. A. Zhuravlev in 1932. Since 1932 so far, powered roof supports have changed cardinally. One of the questions of improvement of sections of powered supports is using enough rigid lever constructions in which the closed changeable contours contain. All powered roof supports are set in motion by supply of working fluid in a hydraulic jack, and then difficult movement of all system begins. Mobility of a hydraulic jack creates some difficulties in the study of kinematics and kinetostatics of powered supports. The main difficulty is that circumstance that at the hydraulic jack output the piston makes a difficult movement: translational and rotational relative cylinder relative to the fixed support. In this regard, the "direct" method to solve the problem of kinematics is not possible, it is necessary to find other methods. One of the given designs of powered supports will simplify the study of kinematics and kinetostatics if hydraulic jack on the frame set is stationary, i. e. without its relative mobility.

Keywords: powered supports, hydraulic jack, clamp connection, kinematics, structure powered supports

References

1. **Horin V. N.** *Raschet i konstruirovaniye mehanizirovannykh krepej.* M.: Nedra, 1988. 255 p.
2. **Pat. 2303699.** *Sekcija mehanizirovannoj krepj.* Dvornikov L. T., Knjazev A. S., Starikov S. P. (RF); prioritet 30.12.2005; opubl. 27.07.2007, Bjul. N. 21.

3. **Pat. 2439329.** *Sekcija mehanizirovannoj krepj.* Dvornikov L. T., Knjazev A. S., Gudimova L. N. (RF); prioritet 28.06.2010; opubl. 10.01.2012, Bjul. N. 1.
4. **Pat. 99823.** *Sekcija mehanizirovannoj krepj.* Dvornikov L. T., Knjazev A. S. (RF); prioritet 28.06.2010; opubl. 27.11.2010, Bjul. N. 33.

УДК 621.398

Б. Н. Абрамович, д-р техн. наук, проф., **Ю. А. Сычев**, канд. техн. наук, доц.,
Д. А. Устинов, канд. техн. наук, доц., **А. В. Фёдоров**, асп., НМСУ "Горный",
В. Б. Прохорова, зам. директора Института, ГУАП, г. Санкт-Петербург

E-mail: sychev_yura@mail.ru

Современные проблемы и перспективы развития интеллектуализации и автоматизации энергосистем предприятий минерально-сырьевого комплекса

Статья посвящена проблемам и перспективам развития интеллектуализации и автоматизации энергосистем предприятий минерально-сырьевого комплекса (МСК). Выявлены основные функции, которые должны выполнять современные энергосистемы, определяющие базовые направления интеллектуализации и автоматизации энергообеспечения предприятий МСК. Разработана базовая структура интеллектуальной энергетической системы, обеспечивающей энергоэффективное электропитание ответственных потребителей предприятий МСК. Выявлены основные перспективные технические средства и решения по интеллектуализации энергетической системы МСК, особенности их работы и вклад в повышение уровня энергосбережения и энергетической эффективности. Обоснована эффективность использования активно-адаптивных принципов управления интеллектуальных энергетических систем при энергоснабжении.

Ключевые слова: энергосистема, интеллектуальные электрические сети, энергосбережение, энергоэффективность, интеллектуализация, активно-адаптивный, минерально-сырьевой, качество электрической энергии

Актуальность и основные особенности

Предприятия минерально-сырьевого комплекса являются одним из основных потребителей энергоресурсов РФ и обладают рядом особенностей, которые определяют наличие определенных требований к режимам энергообеспечения и энергопотребления.

По условиям непрерывности и устойчивости технологических процессов ряд наиболее ответственных энергоустановок предприятий МСК не допускает перерыва электроснабжения на 0,1...0,2 с и более [1]. В составе потребителей МСК имеется значительное число электроустановок, которые могут быть использованы в качестве потребителей-регуляторов и участвовать в управлении энергопотреблением [1], к которым в первую очередь относятся электротехнические комплексы с мощными синхронными двигателями. Постепенное внедрение альтернативных и возобновляемых источников энергии обуславливает возможность разнонаправленного движения потоков энергии, внедрения принципов и технологий распределенной генерации и формирования класса активных потребителей электрической энергии. Предприятия

МСК оснащены устройствами электросетевой автоматики, позволяющими производить автоматический ввод резерва и структурирование электрических сетей посредством автоматических пунктов секционирования по критерию чувствительности к перерывам энергоснабжения.

Таким образом, комплексное внедрение указанных технологий требует формирования новых подходов к принципам интеллектуализации и автоматизации энергосистем предприятий МСК.

Терминология

Существующие энергосистемы не обеспечивают в должном объеме использование новейших технических возможностей интеллектуальных электрических сетей для повышения энергетической эффективности предприятий МСК. Необходимо отметить, что в ряде отечественных и зарубежных публикаций под интеллектуальной электрической сетью или "Smart Grid" в основном понимается возможность комплексной автоматизации контроля и учета потребления электроэнергии, что отражает только одно из направлений интеллектуализации любой энергетической системы [2—5]. Таким

образом, интеллектуальная энергосистема или электрическая сеть — более сложное и комплексное понятие, которому необходимо дать более четкое определение.

Интеллектуальная энергосистема — это совокупность силовых энергетических элементов, обеспечивающих прием, передачу, распределение и преобразование электрической энергии, а также систем контроля и мониторинга, которые управляют операциями по приему, передаче, распределению и преобразованию электрической энергии, осуществляют слежение за уровнем потребления различных энергоресурсов, информационно-управляющее взаимодействие между элементами. При этом свойство интеллектуальности энергосистеме в первую очередь придает современное и эффективное алгоритмическое обеспечение функционирования силовых и управляющих элементов, которое также определяет основные направления интеллектуализации и автоматизации энергосистем. При реализации методов прогнозирования в алгоритмах контроля элементами и устройствами интеллектуальная энергосистема становится активно-адаптивной и приобретает свойство гибкости и универсальности к внешним факторам.

На рис. 1 приведена обобщенная структура интеллектуальной энергетической системы.

Основные функции современных энергосистем

Основные функции, которые должны выполнять современные энергосистемы, определяют базовые направления интеллектуализации и автоматизации энергообеспечения предприятий МСК и в первую очередь должны быть направлены на повышение уровня энергосбережения и энергетической эффективности [5].

Среди упомянутых функций в первую очередь необходимо выделить:

- повышение качества электрической энергии и обеспечение электромагнитной совместимости электрооборудования;
- повышение уровня надежности режима энергообеспечения;
- возможность комплексного использования альтернативных и возобновляемых источников энергии;
- возможность оперативного управления структурой распределения электрической энергии;
- управление режимом напряжения;



Рис. 1. Обобщенная структура интеллектуальной энергетической системы

- оперативное выявление и устранение повреждений в электрических сетях;
- автоматизированный контроль и учет использования энергоресурсов.

Данные функции требуют разработки специализированных технических средств и решений, которые станут неотъемлемой частью процесса интеллектуализации энергосистем МСК и придания им активно-адаптивного свойства. Совместное эффективное использование этих технических средств и решений для реализации указанных выше функций — это первый шаг на пути интеллектуализации и автоматизации энергосистем.

Технические средства и решения

На сегодняшний день существует ряд технических средств и решений в области повышения качества электрической энергии, надежности электроснабжения, выявления повреждений, регулирования напряжения, которые по отдельности используются в системах электроснабжения для реализации поставленных локальных задач. Необходимое условия интеллектуализации энергосистем — объединение данных технических средств и решений в единый управляемый активно-адаптивный электротехнический комплекс.

Мировая практика в этой области основывается преимущественно на разработке комплексных систем контроля и учета потребления электроэнергии и новых экономических механизмов взаимодействия поставщиков и потребителей электроэнергии [2—4].

Для условий предприятий МСК наиболее целесообразно и перспективно совместное эффективное использование следующих технических средств и решений:

- активные системы коррекции формы кривых тока и напряжения;
- система гарантированного электроснабжения на основе источников бесперебойного питания,

работающих в режиме "on-line", предусматривающая возможность использования альтернативных и возобновляемых источников энергии;

- способ управления режимом напряжения на основе выбора определяющего присоединения с помощью методов нечеткой логики;
- технологии управления структурой энергосистем путем автоматического секционирования электрических сетей;
- методы выявления и устранения повреждений в электрических сетях;
- комплексный мониторинг и контроль использования энергоресурсов.

В большинстве отечественных и зарубежных публикаций, посвященных интеллектуальным энергосистемам, указанные технические средства и решения, направленные на выполнение функций интеллектуализации энергосистем, не описываются. Дадим краткую характеристику некоторым техническим средствам и решениям, которые вносят наиболее существенный вклад в процесс интеллектуализации и автоматизации энергосистем предприятий МСК.

1. Наиболее эффективным средством обеспечения электромагнитной совместимости и повышения качества электрической энергии на объектах МСК [6, 7] являются активные системы коррекции формы кривых тока и напряжения на основе параллельных активных фильтров (ПАФ).

В случае применения ПАФ в интеллектуальной энергосистеме его номинальный ток $I_{ПАФ}$ должен определяться согласно следующим выражениям в зависимости от полноты имеющейся информации о гармоническом спектре нелинейной нагрузки [6, 7]:

$$I_{ПАФ} = \sqrt{\sum_{n=2}^{\infty} \left(\frac{8 I_{ННmax} \sin \frac{n\gamma}{2} \sin \frac{n(\alpha + \frac{2\pi}{3})}{2} \sin \frac{n(\frac{2\pi}{3} - \gamma)}{2} \right)^2}; \quad (1)$$

$$I_{ПАФ} = \sqrt{\sum_{n=2}^{\infty} \left[\left(1 + \frac{0,05(n-1)}{2} \right) I_{НН} \right]^2} = \sqrt{\sum_{n=2}^{\infty} [(0,975 + 0,025n) I_{НН}]^2}; \quad (2)$$

$$I_{ПАФ} = (0,5...0,7) I_{НН}, \quad (3)$$

где α, γ — соответственно углы управления и коммутации преобразователя частоты, который является основным типом нелинейной нагрузки в ус-

ловиях МСК; $I_{ННmax}$ — максимальное значение тока преобразователя частоты; n — порядок высшей гармоники тока; $I_{НН}$ — действующее значение тока преобразователя частоты.

Формулу (1) целесообразно использовать на стадии теоретических расчетов, когда известны соответствующие параметры преобразователя частоты, выражение (2) — при наличии информации о спектральном составе тока, потребляемого нелинейной нагрузкой, полученной в процессе экспериментальных исследований, формулу (3) — для предварительных приближенных расчетов.

2. Обоснованы структура и параметры многоуровневой системы электроснабжения объектов МСК с секционированием участков электрической сети посредством перспективных средств телеуправления и дистанционной коммутации участков. Основным элементом данной системы является автоматический пункт секционирования (АПС) или реклоузер, обеспечивающий изменение конфигурации сети путем переключения различных ее участков в зависимости от наличия повреждений и аварийных ситуаций. При этом наиболее эффективно использование инвариантной токовой защиты от однофазных замыканий на землю в качестве основы для устройств выявления и устранения повреждений в протяженных электрических сетях предприятий МСК.

3. Для эффективного управления режимом напряжения в условиях предприятий МСК разработан алгоритм функционирования блока автоматического регулирования (БАР) коэффициента трансформации силового трансформатора (регулирование напряжения под нагрузкой), основанный на выборе определяющего режима напряжения присоединения с помощью методов теории нечеткой логики, включая обработку лингвистически сформулированных экспертных знаний с помощью нечеткого контроллера [8].

Формирование базы знаний на основе нечетких правил и экспертных оценок позволяет более эффективно и объективно анализировать различные параметры, характеризующие режим напряжения электрической сети посредством следующих функций принадлежности: $\mu(S_i)$ — функция принадлежности мощности линии; $\mu(L_i)$ — функция принадлежности длины линии; $\mu(R(L)_i)$ — функция принадлежности распределения нагрузки вдоль линии; $\mu(P(L)_i)$ — функция принадлежности регулирующего эффекта; $\mu(K_i)$ — функция принадлежности категоричности объекта по ущербу [8].

Для нахождения функций принадлежности i -го присоединения $\mu_v(S_i; L_i; K_i(U), P_i(U), R_i(L))$, характеризующих v -е правило нечеткого условного логического вывода, используется правило Мамдани [8]:

$$\mu_v(S_i; L_i; K_i(U); P_i(U); R_i(L)) = \min\{\mu(L_i); \mu(S_i); \mu K_i(U); \mu U_i(P); \mu R_i(L)\}. \quad (4)$$

Результирующая функция принадлежности присоединения, которая характеризует всю совокупность v -х правил для i -го присоединения, соединенных между собой союзом ИЛИ, определяется как максимум среди всех функций принадлежности. Каждому i -му присоединению Π_i в соответствии с определенным логическим правилом присваивается степень тяжести режима T_i . По максимальной из определенных результирующих степеней принадлежности выбирается присоединение, которое определяет режим напряжения в сети $N_{л} = \Pi_{\text{опр}}$ [8]:

$$\mu_{\Pi_{\text{опр}}}(S_i; L_i; K_i(U); P_i(U); R_i(L)) = \max\{\mu_{\text{рез},i}(S_i; L_i; K_i(U); P_i(U); R_i(L))\}. \quad (5)$$

4. Разработана система гарантированного электроснабжения на основе источников бесперебойного питания, работающих в режиме "on-line", и комбинированного использования альтернативных и возобновляемых источников энергии [1]. Перевод энергообеспечения от одного источника к другому в данной системе осуществляется посредством АПС или устройства быстрого действия автоматического ввода резерва (БАВР) на основе тиристорных коммутаторов.

Указанные технические средства и решения являются основой процесса интеллектуализации энергосистем предприятий МСК.

Разработанная структура

На рис. 2 приведена структура интеллектуальной энергосистемы для условий предприятий МСК: ТК — тиристорный коммутатор; ИАЭ — источник аварийного энергоснабжения на базе ветродизельной установки, газотурбинной установки и солнечной электростанции для маломощных нагрузок; АПС — автоматический пункт секционирования; ФКУ — фильтрокомпенсирующее устройство;

БАВР — быстродействующий автоматический ввод резерва; РПН — регулирование напряжения под нагрузкой.

Трансформаторы Т1—Т6 оснащаются блоком автоматического регулирования коэффициента трансформации силового трансформатора БАВР РПН, алгоритмическое обеспечение которого основывается на методе выявления определяющего присоединения с помощью нечеткой логики.

В качестве ФКУ на рис. 2 на шинах 0,4 кВ выступают активные системы коррекции формы кривых тока и напряжения на основе ПАФ. На стороне 6(10) кВ в качестве ФКУ достаточно использовать пассивные фильтры, настроенные на подавление одной канонической гармоники.

ИАЭ на рис. 2 выполняется на основе микротурбинных установок, работающих на попутном нефтяном газе, ветродизельных установках и солнечных батареях для маломощных потребителей. В аварийных случаях переключение с централизованного энергообеспечения на автономное осуществляется устройствами БАВР и АПС.

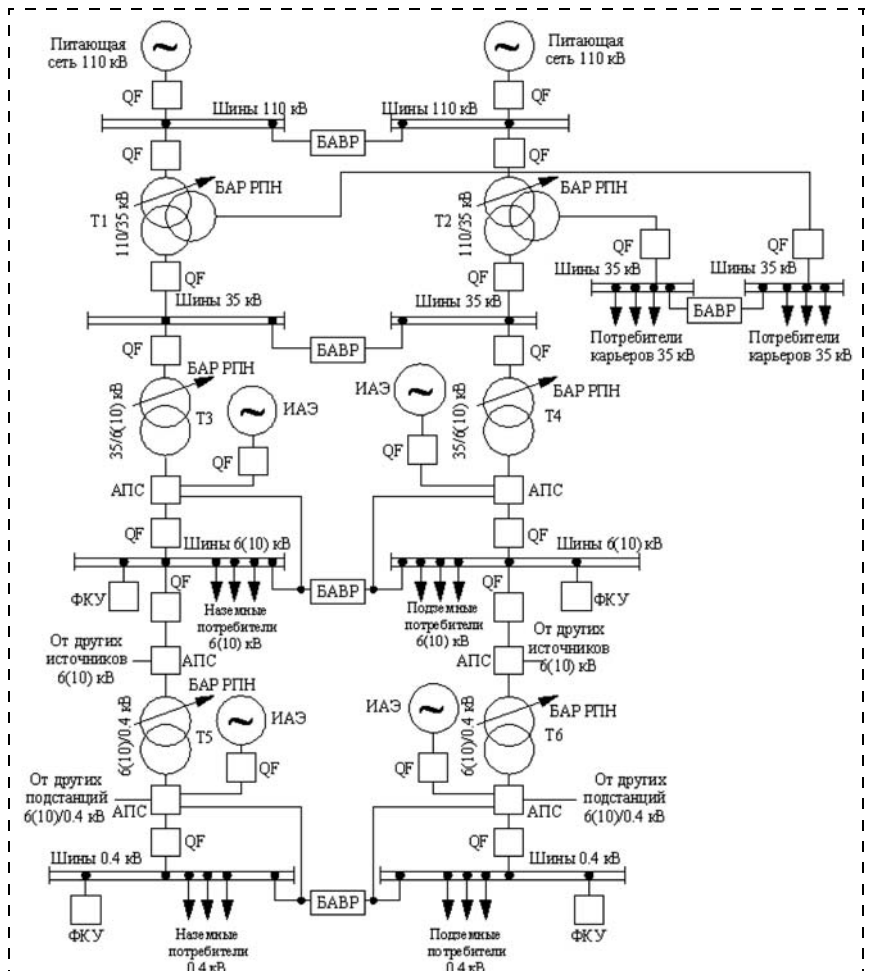


Рис. 2. Структура интеллектуальной энергосистемы предприятий МСК

Активно-адаптивное функционирование

Неотъемлемым этапом процесса интеллектуализации энергосистем МСК является принцип активно-адаптивного функционирования, который позволит обеспечить выполнение следующих ключевых операций по контролю, мониторингу и диагностике:

управление всеми видами источников и потребителей, взаимодействующими с вышестоящей энергосистемой через присоединение к сети, которые участвуют в регулировании качества электроэнергии и обеспечении надежности работы энергосистемы;

изменение параметров и топологии энергосистемы по текущим режимным условиям;

регулирование режима напряжения в узлах энергосистемы с обеспечением минимизации потерь при соблюдении надлежащего уровня качества электроэнергии;

комплексный учет энергии в ответственных узлах и границах энергосистемы;

обеспечение всережимного управления энергосистемой с полномасштабным информационным обеспечением.

На рис. 3 приведена обобщенная структура системы управления интеллектуальной энергосистемой предприятия МСК на основе активно-адаптивной сети: РПН — устройство регулирования напряжения под нагрузкой; СУ — система управления; АСУ ИЭС — автоматизированная система управления интеллектуальной энергосистемой; ИП — индикатор повреждений; ДТ, ДН — датчики соответственно тока и напряжения; ПККЭ и ПКЭН — приборы контроля качества соответственно электрической энергии и энергопотребления.

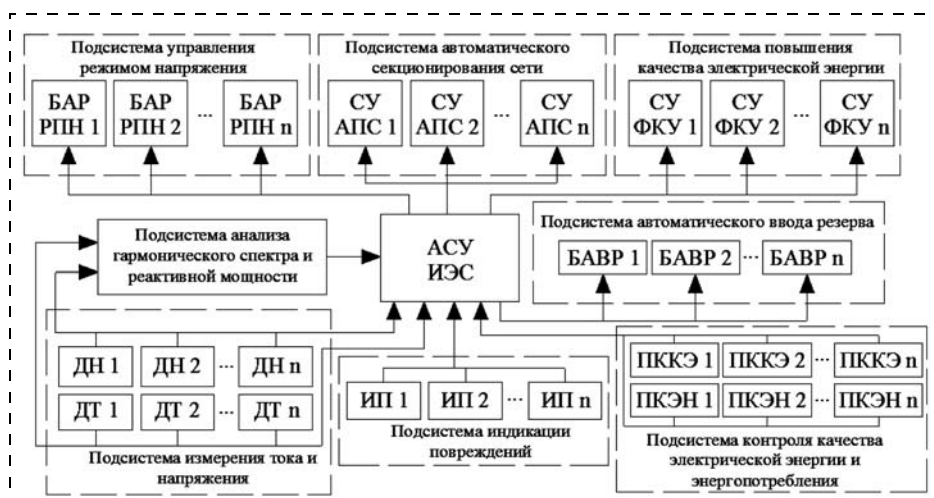


Рис. 3. Обобщенная структура системы управления интеллектуальной энергосистемой предприятия МСК

Перспективы развития

Наиболее значимыми результатами разработки и внедрения интеллектуальных энергетических систем на предприятиях МСК будут:

снижение потерь добычи полезных ископаемых путем исключения нарушения электроснабжения основных потребителей, определяющих основные технологические показатели предприятий МСК;

минимизация дополнительных капитальных вложений на развитие электрических сетей предприятий МСК;

снижение потерь электроэнергии в распределительных электрических сетях и энергосистемах;

повышение уровня энергосбережения и энергетической эффективности.

В ближайшей перспективе развитие процесса интеллектуализации энергосистем предприятий МСК будет определяться комбинированным использованием централизованных сетей и собственной генерации на основе альтернативных и возобновляемых источников энергии. Также необходимо отметить внедрение принципов распределенной генерации и необходимость классификации потребителей по совокупности факторов, характеризующих режим энергопотребления, для выявления наиболее рационального режима их энергообеспечения от интеллектуальных энергосистем.

Список литературы

1. **Абрамович Б. Н., Сычев Ю. А., Устинов Д. А., Федоров А. В.** Система гарантированного электроснабжения предприятий минерально-сырьевого комплекса с использованием альтернативных и возобновляемых источников энергии // Промышленная энергетика. 2013. № 1. С. 14–16.

2. **European SmartGrids Technology Platform.** Vision and Strategy for Europe's Electricity Networks of the Future. European Communities. Belgium. 2006. 44 p.

3. **Wollman D.** NIST Smart Grid Program — Overview for Smart Grid Task Force. Smart Grid Team. National Institute of Standards and Technology. U.S. Department of Commerce. April 20, 2011, 38 p.

4. **Fraser S.** Smart Grid Domestic and International Partnerships and Programs. U.S. — Korea Commercial Cooperation Committee. Sub-Committee on Industrial Technology & Standards. July 20, 2010, 18 p.

5. **Кобец Б. Б., Волкова И. О.** Smart Grid. Концептуальные положения // ЭнергоРынок. 2010. № 03(75). С. 66–72.

6. **Абрамович Б. Н., Полищук В. В., Сычев Ю. А.** Способ компенсации высших гармоник и коррекции коэффициента мощности сети: пат. 2354025 РФ; приоритет 04.05.2008; опубл. 27.04.2009.

7. **Абрамович Б. Н., Сычев Ю. А., Гульков Ю. В.** Системы коррекции кривых тока и напряжения в электро-

технических комплексах нефтедобывающих предприятий // Энергетика в нефтегазодобыче. 2005. № 1–2. С. 43–45.

8. **Абрамович Б. Н., Сычев Ю. А., Устинов Д. А., Шевчук А. П.** Устройство динамического управления режимом напряжения в электрической сети с применением fuzzy-логики: пат. 2467447 РФ; приоритет 11.10.2011; опубл. 20.11.2012.

B. N. Abramovich, Professor, **Yu. A. Sychev**, Associated Professor, e-mail: sychev_yura@mail.ru, **D. A. Ustinov**, Associated Professor, **A. V. Fedorov**, Postgraduate Student, National Mineral Resources University (University of Mines), St. Petersburg, **V. B. Prokhorova**, Deputy Director of the Institute, Saint-Petersburg State University of Aerospace Instrumentation

The Modern Problems and Perspectives of Development of Intelligence and Automation of Power Supply Systems of Mineral Recourses Enterprises

The article is devoted to problems and prospects of development of intellectualization and automation of power supply systems of the enterprises of mineral recourses complex. The main functions which must be provided by modern power supply systems are revealed, define the basic directions of intellectualization and automation of power supply of the enterprises of mineral recourses complex. The basic structure of the intellectual power system providing energy effective power supply of responsible consumers of the enterprises of mineral recourses complex is developed. The basic perspective technical devices and decisions on intellectualization of the power system of mineral recourses complex, feature of their work, and contribution to increase of level of energy saving and power efficiency are revealed. Efficiency of use of the active and adaptive principles of control of intellectual power systems is proved at power supply of the enterprises of mineral recourses complex. The structure of the control system of the intellectual power supply system of the enterprises of mineral recourses complex is presented.

Keywords: power system, intelligent electric network, energy-saving, power efficiency, intellectualization, active, adaptive, mineral recourses, power quality

References

1. **Abramovich B. N., Sychev Yu. A., Ustinov D. A., Fedorov A. V.** Systema garantirovannogo jelektrosnabzhenija predpriyatij mineral'no-syr'evogo kompleksa s ispol'zovaniem al'ternativnyh i vozobnovljaemyh istochnikov jenergii. *Pro-myishlennaya energetika*. 2013. N. 1. P. 14–16.

2. **European SmartGrids Technology Platform.** Vision and Strategy for Europe's Electricity Networks of the Future. European Communities. Belgium. 2006. 44 p.

3. **Wollman D.** NIST Smart Grid Program — Overview for Smart Grid Task Force. Smart Grid Team. National Institute of Standards and Technology. U.S. Department of Commerce. April 20, 2011, 38 p.

4. **Fraser S.** Smart Grid Domestic and International Partnerships and Programs. U.S. — Korea Commercial

Cooperation Committee. Sub-Committee on Industrial Technology & Standards. July 20, 2010, 18 p.

5. **Kobec B. B., Volkova I. O.** Smart Grid. Konceptual'nye polozhenija. *EnergoRynok*. 2010. N. 03 (75). P. 66–72.

6. **Abramovich B. N., Polishhuk V. V., Sychev Yu. A.** Sposob kompensacii vysshih garmonik i korrekcii koefefficienta moshhnosti seti: pat. 2354025 RF; prioritet 04.05.2008; opubl. 27.04.2009.

7. **Abramovich B. N., Sychev Yu. A., Gul'kov Yu. V.** Sistemy korrekcii krivyh toka i naprjazhenija v jelektrotehnicheskikh kompleksah nefte dobyvajushhih predpriyatij. *Energetika v neftegazodobyche*. 2005. N. 1–2. P. 43–45.

8. **Abramovich B. N., Sychev Yu. A., Ustinov D. A., Shevchuk A. P.** Ustrojstvo dinamicheskogo upravlenija rezhimom naprjazhenija v jelektricheskoj seti s primeneniem fuzzy-logiki: pat. 2467447 RF; prioritet 11.10.2011; opubl. 20.11.2012.

К вопросу о характеристиках привода исполнительных органов угольных комбайнов*

Электродвигатели механизма резания угольных комбайнов работают с резкопеременной нагрузкой на валу. Графики нагрузки могут быть описаны методами теории случайных функций. Механические характеристики двигателя резания должны обеспечить работу комбайна как со средней, так и со среднеквадратичной мощностью. Жесткая часть механической характеристики асинхронного двигателя описывается колебательным звеном второго порядка, коэффициент демпфирования которого может быть представлен как количественное отношение половины запаса кинетической энергии вращающихся масс двигателя к максимальному моменту двигателя. При проектировании комбайновых двигателей коэффициент демпфирования следует принимать не ниже 0,3. Увеличение коэффициента демпфирования, связанное с ростом скольжения, позволяет снизить дисперсию токовой нагрузки, а значит повысить КПД электропривода. Паспортные значения КПД существующих комбайновых двигателей, имеющих весьма жесткие характеристики, достигают 96 %, однако при резкопеременной нагрузке это значение снижается до 30...50 %.

Увеличение коэффициента демпфирования позволит использовать избыток кинетической энергии, запасенной вращающимися частями привода, для преодоления исполнительным органом пиков нагрузки и снижения расходов энергии.

Оценка работы механической части комбайна представлена анализом коэффициента электромеханической связи. Показано, что изменение коэффициента электромеханической связи практически не влияет на изменение механических колебаний в трансмиссии.

Ключевые слова: комбайновые двигатели, токи двигателя, коэффициент формы, коэффициент демпфирования, коэффициент вариации, коэффициент электромеханической связи, КПД привода

Мощность двигателей приводов резания угольных комбайнов в настоящее время увеличивается. При этом механические характеристики становятся более жесткими.

Многие исследования [1] показали, что нагрузки приводов резания носят случайный характер и отвечают нормальному закону распределения.

Вместе с тем асинхронный электродвигатель представляет собой колебательное звено, которое описывается передаточной функцией

$$W_{\text{дв}}(p) = \frac{I_{\text{д}}(p)}{M_{\text{с}}(p)} = \frac{k_{\text{д}}}{T_{\text{э}}^2 p^2 + 2\varepsilon T_{\text{э}} p + 1}.$$

График нагрузки на привод носит случайный характер, обладает стационарностью и отвечает нормальному закону распределения [1].

При рассмотрении работы асинхронного электродвигателя на жесткой части механической характеристики общепринятым является представление его колебательным звеном второго порядка,

передаточная функция которого представляется в виде

$$\frac{M_{\text{д}}(p)}{M_{\text{с}}(p)} = \frac{1}{T_{\text{э}} T_{\text{М}} p^2 + 2\varepsilon T_{\text{М}} p + 1} \quad (1)$$

или

$$\frac{I_{\text{д}}(p)}{M_{\text{с}}(p)} = \frac{k_{\text{д}}}{T_{\text{э}} T_{\text{М}} p^2 + 2\varepsilon T_{\text{М}} p + 1}, \quad (2)$$

где $M_{\text{д}}$ — момент двигателя; $M_{\text{с}}$ — момент сопротивления; $I_{\text{д}}$ — ток двигателя; $k_{\text{д}} = \frac{I_{\text{д}}}{M_{\text{д}}}$; $T_{\text{э}}$ — электромагнитная постоянная времени; $T_{\text{М}}$ — электромеханическая постоянная времени; $\varepsilon = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{T_{\text{М}}}{T_{\text{э}}}}$ — коэффициент демпфирования двигателя.

Физический смысл коэффициента демпфирования определяется, если подставить значения $T_{\text{э}}$ и $T_{\text{М}}$ в виде:

$$T_{\text{э}} = \frac{1}{\omega_0 s_{\text{К}}} \quad \text{и} \quad T_{\text{М}} = \frac{J \omega_0 s_{\text{К}}}{2p M_{\text{К}}},$$

* Статья публикуется в редакции авторов (прим. ред.).

где J — момент инерции ротора; ω_0 — синхронная частота вращения двигателя; s_k — критическое скольжение двигателя; M_k — критический момент двигателя; p — число пар полюсов двигателя.

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{(J\omega_0 s_k) \omega_0 s_k}{2pM_k}} = \sqrt{\frac{J\omega_0^2 s_k^2}{4 \cdot 2pM_k}} = \sqrt{\frac{J\omega_0^2 s_k^2}{4 \cdot 2 \cdot 2M_k}}$$

при $p = 2$.

Введем обозначение $A = \frac{J\omega_0^2 s_k^2}{4 \cdot 2}$. Величина A

представляет собой запас кинетической энергии во вращающейся массе ротора двигателя.

Таким образом, коэффициент демпфирования может быть записан в виде

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{A}{2M_k}} \quad (3)$$

и представляет собой количественное отношение половины запаса кинетической энергии вращающихся масс двигателя к максимальному (критическому) моменту двигателя.

Из выражения (3) видно, что коэффициент демпфирования не зависит от характеристик передачи и исполнительного органа приводимого механизма. Следует далее отметить, что коэффициент демпфирования может быть использован для определения числовых характеристик графика нагрузки двигателя со случайной нагрузкой, характерной для двигателей угольных комбайнов.

В [2] приведено выражение для определения среднеквадратичного отклонения в относительных единицах, которое по существу является коэффициентом вариации случайного процесса в колебательном звене второго порядка

$$v = 0,12 + 0,36(M - 1), \quad (4)$$

где $M = \frac{1}{2\varepsilon\sqrt{1-\varepsilon^2}} \approx \frac{1}{2\varepsilon}$ — коэффициент усиления

колебаний возмущений на резонансной частоте двигателя.

Приведенное выражение (4) можно с достаточной точностью записать

$$v = 0,12 + 0,36\left(\frac{1}{2\varepsilon} - 1\right) = \frac{0,18}{\varepsilon} - 0,24. \quad (5)$$

Таким образом, при известных параметрах двигателя может быть определено значение коэффициента вариации графика потребляемого тока и момента двигателя.

Одной из статистических величин, характеризующих случайный процесс, является дисперсия, которая через потребляемый электродвигателем ток может быть записана

$$D_I = (I_{\text{ср.кв}}^2 - I_{\text{ср}}^2), \quad (6)$$

где $I_{\text{ср.кв}}$ — среднеквадратичный ток; $I_{\text{ср}}$ — средний ток (математическое ожидание).

Дисперсия по существу представляет потери в двигателе при случайной нагрузке.

Приведенное выражение является исходным для определения нескольких важных параметров случайного процесса в применении к работающему электродвигателю, в данном случае к двигателю механизма резания угольного комбайна:

$$D_I = I_{\text{ср}}^2 (k_{\Phi}^2 - 1), \quad (7)$$

где $k_{\Phi} = \frac{I_{\text{ср.кв}}}{I_{\text{ср}}}$ — коэффициент формы графика

потребляемого тока.

Коэффициент вариации графика тока:

$$v_I^2 = \frac{D_I}{I_{\text{ср}}^2} = k_{\Phi}^2 - 1 \quad (8)$$

или

$$\frac{D_I}{I_{\text{ср}}^2} + 1 = k_{\Phi}^2 = \frac{D_I + I_{\text{ср}}^2}{I_{\text{ср}}^2}. \quad (9)$$

Если записать приведенное выражение

$$\frac{1}{k_{\Phi}^2} = \frac{I_{\text{ср}}^2}{I_{\text{ср}}^2 + D_I} = \eta_{\text{им}}, \quad (10)$$

то выражение (10), по существу, представляет КПД исполнительного механизма и его электропривода.

Для оценки влияния коэффициента демпфирования двигателя на КПД механизма резания комбайна подсчитаны по приведенной методике значения $\eta_{\text{рез}}$ при коэффициентах демпфирования $\varepsilon = 0,1 \dots 0,4$ с шагом 0,1, которые приведены в табл. 1.

На рис. 1 приведен график $\eta_{\text{им}} = f(\varepsilon)$, где $\eta_{\text{им}}$ — КПД исполнительного механизма и привода комбайна; ε — коэффициент демпфирования электродвигателя.

Таблица 1

ε	0,1	0,2	0,3	0,4
$\eta_{\text{им}}, \%$	0,29	0,7	0,89	0,9

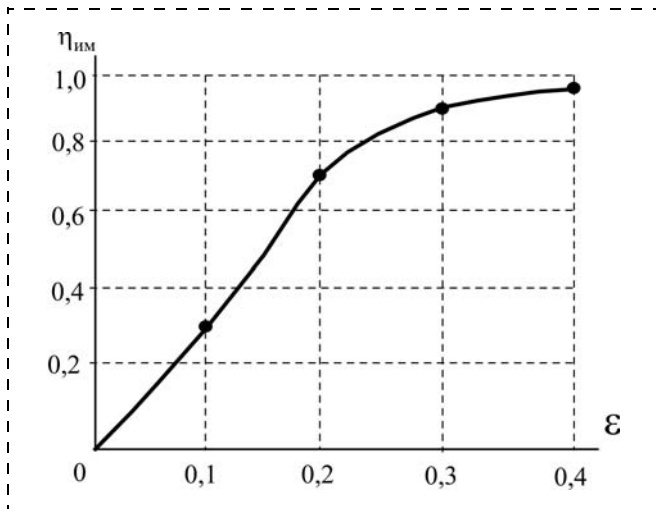


Рис. 1. Значения реального КПД привода при работе на случайную нагрузку в функции коэффициента демпфирования

Таким образом, увеличение жесткости механических характеристик электродвигателей механизма резания угольных комбайнов приводит к снижению КПД исполнительного механизма резания и привода и возрастанию потерь электроэнергии.

Приведем данные некоторых типов электродвигателей, выпускаемых в СНГ (табл. 2).

Также выпускается двигатель ЭКВ5,5-350В мощностью 350 кВт, момент инерции, которого в данных не приведен, но может быть оценен как $J = 5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ в связи с увеличением габаритов по сравнению с двигателями ЭКВ-5. Данные двигателя ЭКВ5,5-350В: $M_{\text{ном}} = 2230 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $M_{\text{к}} = 4460 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $\lambda = 2$, $s_{\text{ном}} = 1,45 \%$, $\eta_{\text{пасп}} = 94,94 \%$, $\varepsilon = 0,152$, $\nu = 0,94$, $k_{\text{ф}}^2 = 1,89$, $\eta_{\text{рез}} = 53 \%$, коэффициент усиления возмущений $M = 3,33$.

Для сравнения приводим данные двух европейских двигателей Cantoni Group:

серии dSKdW 315 L4-2 для угольных комбайнов: $P_{\text{ном}} = 350 \text{ кВт}$, $n_{\text{ном}} = 1482 \text{ мин}^{-1}$, $M_{\text{н}} = 2255 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $\eta_{\text{пасп}} = 95,5 \%$, $\lambda = 2,2$, $J = 3,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;

серии dSKdW 500 Y4: $P_{\text{ном}} = 500 \text{ кВт}$, $n_{\text{ном}} = 1485 \text{ мин}^{-1}$, $M_{\text{н}} = 3215 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $\eta_{\text{пасп}} = 96 \%$, $\lambda = 2,7$, $J = 10 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Для первого зарубежного двигателя $\varepsilon = 0,11$, $\nu = 1,4$, $k_{\text{ф}}^2 = 2,96$, $\eta_{\text{им}} = 34 \%$.

Для второго зарубежного двигателя $\varepsilon = 0,144$, $\nu = 1,01$, $k_{\text{ф}}^2 = 2,02$, $\eta_{\text{им}} = 50 \%$.

Приведенные данные свидетельствуют о том, что увеличение жесткости механических характеристик двигателей механизма угольных комбайнов приводит к возрастанию колебательности работы двигателей и, как следствие, возрастанию потерь электроэнергии, снижению производительности комбайнов и ускорению их износа.

Тенденция использования двигателей угольных комбайнов с более жесткими механическими характеристиками обоснована и в работе [1], в которой введено понятие электромеханической связи:

$$k_{\text{эс}} = \frac{\gamma - 1}{\sqrt{\gamma(\gamma - 1)T_{\text{м}}^2\Omega_0^2 + \gamma^2 T_{\text{э}}^2 T_{\text{м}}^2 \Omega_0^4}}, \quad (11)$$

где $\gamma = \frac{J_{\Sigma}}{J_1}$, J_{Σ} — суммарный момент инерции электромеханической системы; J_1 — момент инерции электродвигателя; $\Omega_0 = \sqrt{\frac{c_{\text{пр}}}{J_{\text{р}}}}$ — частота свободных колебаний ротора; $c_{\text{пр}}$ — приведенная к валу двигателя жесткость трансмиссии; $J_{\text{р}}$ — момент инерции ротора.

Однако для механизмов с ударной нагрузкой отмечено, что электромагнитная инерция увеличивается при жестких механических характеристиках, резко растет диапазон изменения токов двигателей в переходных режимах, что приводит к раскачиванию двигателей. Поэтому увеличение влияния электромагнитной инерции является нежелательным [4].

Величины, входящие формулу (11), имеют обобщающий характер. Для оценки влияния параметров электропривода на его работу необходимо подставить значения приведенных в формуле величин:

$$T_{\text{э}}^2 T_{\text{м}}^2 \Omega_0^4 = \left(\frac{J_1 \omega_0 s_{\text{к}}}{2p M_{\text{к}} \omega_0 s_{\text{к}}} \right)^2 \left(\sqrt{\frac{c_{12}}{J_1}} \right)^4 = \left(\frac{c_{12}}{2p M_{\text{к}}} \right)^2; \quad (12)$$

Таблица 2

Тип	P , кВт	$s_{\text{ном}}$, %	$\lambda = M_{\text{к}}/M_{\text{н}}$	J , кг · м ²	ε	M	ν	$k_{\text{ф}}^2$	$\eta_{\text{им}}$, %
ЭКВ5,5-250	250	2,04	3,07	3,5	0,26	1,99	0,45	1,20	83
ЭКВ5-250	250	1,71	3,08	3,5	0,22	2,33	0,58	1,33	75

Примечание. $\lambda = M_{\text{к}}/M_{\text{н}}$ — перегрузочная способность двигателя.

$$T_M^2 \Omega_0^4 = \left(\frac{J_1 \omega_0 s_K}{2p M_K} \right)^2 \left(\sqrt{\frac{c_{12}}{J_1}} \right)^2 =$$

$$= \frac{J_1 \omega_0^2 s_K^2}{4p^2 M_K} \frac{c_{12}}{M_K} = \frac{A}{2M_K} = \varepsilon^2 \frac{c_{12}}{M_K}. \quad (13)$$

Окончательный результат (13) записан в соответствии с формулой (3).

Все преобразования приведены из условия жесткой заделки исполнительного органа комбайна и его собственного привода, что характерно для существующих схем.

В приведенных формулах c_{12} — жесткость трансмиссии.

Подставив значения (12), (13) в формулу (11), можно записать

$$k_{эс} = \frac{\gamma - 1}{\sqrt{\gamma(\gamma - 1)\varepsilon^2 \frac{c_{12}}{M_K} + \gamma^2 \left(\frac{c_{12}}{2p M_K} \right)^2}} =$$

$$= \frac{\frac{\gamma - 1}{\gamma}}{\sqrt{\frac{\gamma - 1}{\gamma} \varepsilon^2 \frac{c_{12}}{M_K} + \left(\frac{c_{12}}{2p M_K} \right)^2}}. \quad (14)$$

Таким образом, коэффициент электромеханической связи зависит от механических параметров, системы привода и коэффициента демпфирования двигателя, но при этом изменение коэффициента демпфирования практически не оказывает влияния на демпфирование механических колебаний в трансмиссии [1].

Как указывалось выше, снижение коэффициента демпфирования двигателя приводит к суще-

ственному увеличению потерь электроэнергии, потребляемой двигателем исполнительного органа комбайна.

Нельзя считать убедительными характеристики двигателей исполнительных органов, работающих с КПД 30...50 %, при паспортных значениях 95...96 %, особенно при существенно возрастающих мощностях приводов исполнительных органов.

Поэтому электродвигатели приводов исполнительных органов комбайнов должны изготавливаться с коэффициентом демпфирования $\varepsilon \geq 0,3$, тем более, что исполнительный орган предназначен не для обработки забоя, а для его разрушения, при котором использование запаса кинетической энергии его облегчает и снижает расход энергии.

Иллюстрацией описанного выше являются результаты, полученные при экспериментальных исследованиях на комбайне МК-67 рудника комбината "Белорускалий". На одном и том же комбайне в условиях одной и той же лавы были установлены последовательно три двигателя: серийный с коэффициентом демпфирования $\varepsilon = 0,267$, двигатель с увеличенным на 30 % зазором между ротором и статором с $\varepsilon = 0,3$, экспериментальный двигатель Первомайского электромеханического завода с $\varepsilon = 0,302$.

Результаты, полученные при эксперименте, приведены на рис. 2. Производительность комбайна с серийным двигателем оказалась существенно ниже, чем с двигателями с $\varepsilon \geq 0,3$.

Таким образом, выпускаемые ныне электродвигатели для угольных комбайнов не предназначены для работы со случайной нагрузкой, а высокий паспортный КПД при работе на постоянную нагрузку, воспроизводимую на испытательных стендах в заводских условиях, носит рекламный характер.

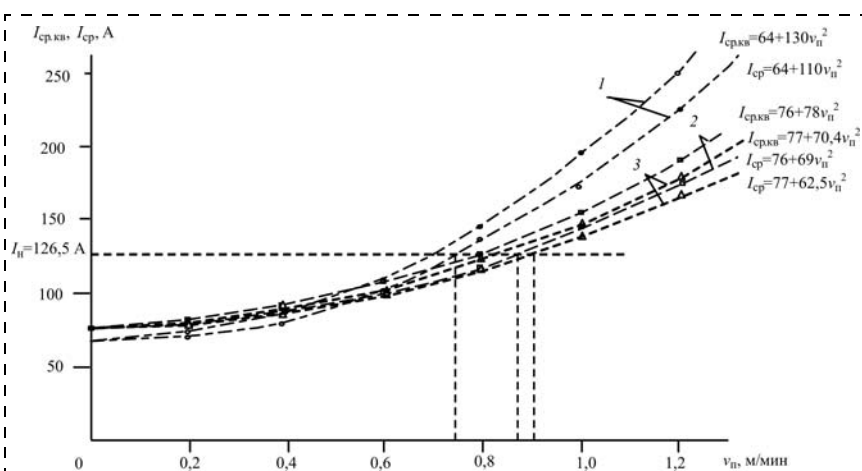


Рис. 2. Зависимости $I_{ср.кв.} = f(v_n)$, $I_{ср.} = f(v_n)$:
1 — серийный двигатель ЭДКО4р-МК67 ($s_K = 0,14$); 2 — двигатель ЭДКО4р-МК67 с $\delta = 1,2$ мм; 3 — экспериментальный двигатель ЭДКО4р-МК-У ($s_K = 0,16$)

Список литературы

1. Стариков Б. Я., Азарх В. Л., Рабинович З. М. Асинхронный электропривод очистных комбайнов. М.: Недра, 1981.
2. Лукас В. А. Основы теории автоматического управления. М.: Недра, 1977.
3. Ключев В. И. Ограничение динамических нагрузок электропривода. М.: Энергия, 1971.
4. Чиликин М. Г., Ключев В. И., Сандлер А. С. Теория автоматизированного электропривода. М.: Энергия, 1979.

To the Question of Characteristics of Actuator of Cutter-Loader

Electric motors of the mechanism of cutting of coal combines work with rezkoperemenny loading on a shaft. Production schedules can be described by methods of the theory of stochastic functions. Mechanical characteristics of the engine of cutting have to ensure functioning of the combine both with average, and with a mean square capacity. The rigid part of the mechanical characteristic of the asynchronous engine is described by an oscillatory link of the second order which coefficient of damping can be presented as the quantitative relation of a half of a stock of kinetic energy of the rotating mass of the engine to the maximum moment of the engine. At design of kombaynovy engines the coefficient of damping should be accepted not lower than 0,3. The increase in coefficient of the damping, connected with sliding growth, allows to reduce dispersion of current loading, so to increase electric drive efficiency. Passport values of efficiency of the existing kombaynovy engines having very rigid characteristics, reach 96 %, however at rezkoperemenny loading this value decreases to 30...50 %.

The increase in coefficient of damping will allow the kinetic energy reserved by rotating parts of the drive, to be discharged on executive body that, together with the electromagnetic moment, will allow to overcome peaks of loading and to cut power consumption.

Evaluation of the work of mechanical part of the combine is presented by the analysis of coefficient of electromechanical communication. It is shown that change of coefficient of electromechanical communication practically doesn't influence change of mechanical fluctuations in transmission.

Keywords: electric motor of the combine, engine currents, form coefficient, damping coefficient, variation coefficient, coefficient of electromechanical communication, drive efficiency

References

1. Starikov B. Ya., Azarkh V. L., Rabinovich Z. M. *Asynhronnyj jelektroprivod ochistnyh kombajnov*. M.: Nedra, 1981.
2. Liukas V. A. *Osnovy teorii avtomaticheskogo upravlenija*. M.: Nedra, 1977.
3. Klyuchev V. I. *Ogranichenie dinamicheskikh nagruzok jelektroprivoda*. M.: Jenergija, 1971.
4. Chilikin M. G., Klyuchev V. I., Sandler A. S. *Teorija avtomatizirovannogo jelektroprivoda*. M.: Jenergija, 1979.

УДК 621.311

Д. Н. Пеленев, асп., НМСУ "Горный", г. Санкт-Петербург

E-mail: d.pelenev@mail.ru

Инвариантная токовая защита от однофазных замыканий на землю для электрических сетей 6...35 кВ

Приведено устройство токовой защиты электрических сетей от однофазных замыканий на землю. Устройство обладает повышенной селективностью действия и инвариантностью по отношению к параметрам контура тока нулевой последовательности, что подтверждено экспериментальными данными.

Ключевые слова: электрическая сеть, защита от замыканий, переходное сопротивление, селективность действия, чувствительность защиты, инвариантность, ток нулевой последовательности

Введение

Ввиду большой доли однофазных замыканий на землю (ОЗЗ) среди других видов электрических повреждений [1] становится актуальной задача разработки эффективной защиты от ОЗЗ, обладающей селективным действием и инвариантностью

по отношению к параметрам контура тока нулевой последовательности.

На сегодняшний день наиболее распространенной в сетях 6...35 кВ с изолированной и резистивно-заземленной нейтралью является защита, основанная на контроле действующего значения токов нулевой последовательности линий.

Однако при ОЗЗ, как показали проведенные эксперименты, в месте замыкания могут возникать переходные сопротивления, достигающие 5...7 кОм и более [2], что приводит к значительному уменьшению напряжения нулевой последовательности и, как следствие, — токов нулевой последовательности в защищаемых линиях. При этом снижается чувствительность защиты поврежденного присоединения.

Исследование влияния переходного сопротивления на работу токовой защиты

При замыкании одной фазы сети на землю через переходное сопротивление (на примере фазы А) напряжение смещения нейтрали будет равно [3]

$$\dot{U}_0 = \frac{\dot{U}_A(Y_A + g_{\Pi}) + \dot{U}_B Y_B + \dot{U}_C Y_C}{Y_A + Y_B + Y_C + g_{\Pi}},$$

где $\dot{U}_A, \dot{U}_B, \dot{U}_C$ — комплексы фазных напряжений источника питания; Y_A, Y_B, Y_C — полные комплексные проводимости фаз всех линий сети на землю; $g_{\Pi} = \frac{1}{R_{\Pi}}$ — активная проводимость в точке ОЗЗ; R_{Π} — переходное сопротивление в точке ОЗЗ.

Если для упрощения считать фазные напряжения источника питания симметричными, а проводимости фаз учитывать только как емкостные и равные $Y_A = Y_B = Y_C = j\omega C_{\Sigma}$, то тогда выражение для комплекса напряжения смещения нейтрали можно представить в виде

$$\dot{U}_0 = \frac{\dot{U}_A}{1 + jR_{\Pi}3\omega C_{\Sigma}} = \frac{\dot{U}_A d_{\Pi}^2}{d_{\Pi}^2 + 1},$$

где $d_{\Pi} = \frac{1}{R_{\Pi}3\omega C_{\Sigma}}$ — относительная проводимость в точке возникновения ОЗЗ; $\omega = 2\pi f$ — круговая частота электрической сети; C_{Σ} — суммарная емкость на землю всех электрически связанных линий сети.

Для оценки чувствительности защиты введем в рассмотрение коэффициент неполноты замыкания на землю [2, 4]:

$$n = \frac{|\dot{U}_0|}{|\dot{U}_{\Phi}|} = \frac{d_{\Pi}^2}{d_{\Pi}^2 + 1} = \frac{d_{\Pi}}{\sqrt{d_{\Pi}^2 + 1}} = \frac{1}{\sqrt{1 + (R_{\Pi} Y_{\text{эл.с}})^2}}, \quad (1)$$

где $Y_{\text{эл.с}}$ — емкостная проводимость всей электрической сети.

Значения коэффициента неполноты находятся в пределах $0 \leq n \leq 1$. Таким образом, если ОЗЗ происходит при $R_{\Pi} = 0$, то $n = 1$, а величина напряжения смещения нейтрали равна фазному напряжению $U_0 = U_{\Phi}$. При $R_{\Pi} > 0$ и соответственно $n < 1$ напряжение U_0 будет меньшим, что уменьшает величину контролируемых для целей защиты токов нулевой последовательности. Это приводит к ухудшению работоспособности защиты от ОЗЗ.

На рис. 1 приведены зависимости коэффициента n от переходного сопротивления R_{Π} в точке ОЗЗ и величины относительной проводимости d_{Π} в точке ОЗЗ для сетей 6 кВ с изолированной нейтралью с различной суммарной емкостью фаз на землю всех линий сети.

Из рис. 1 и выражения (1) следует, что чем меньше величина d_{Π} , тем меньшим будет коэффициент n . При больших значениях переходного сопротивления величина n может оказаться настолько малой, что замыкание фазы на землю не будет вызывать существенного смещения напряжения нейтрали. Кроме того, при одном и том же переходном сопротивлении, например $R_{\Pi} = 2000$ Ом, значение коэффициента неполноты замыкания в сетях с емкостями $C_{\Sigma} = 0,6; 1,5$ и $4,6$ мкФ составит соответственно 0,63; 0,36 и 0,11.

Влияние переходного сопротивления в точке возникновения ОЗЗ на чувствительность защиты можно оценить по изменению в этом режиме величины тока, т. е. сигнала, контролируемого для целей защиты в поврежденном присоединении. При неполном замыкании ток нулевой последо-

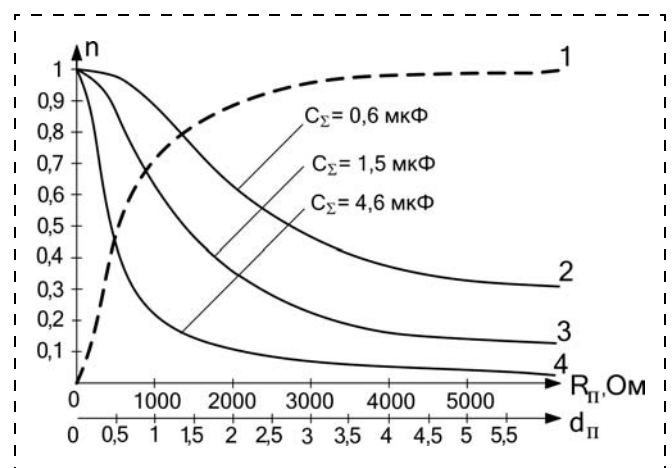


Рис. 1. Зависимость коэффициента неполноты замыкания на землю от относительной проводимости (1) и от переходного сопротивления (2—4) в точке ОЗЗ

вательности в поврежденной линии в комплексном выражении будет равен [4]

$$\dot{I}_{0\text{п.л.}} = j3\omega \dot{U}_0 (C_\Sigma - C_{\text{л.с}}),$$

где $C_{\text{л.с}}$ — собственная емкость поврежденной линии на землю.

Выразив U_0 из (1), получим выражение для величины контролируемого тока нулевой последовательности в поврежденной линии:

$$I_{0\text{п.л.}} = |\dot{I}_{0\text{п.л.}}| = n3\omega U_\phi (C_\Sigma - C_{\text{л.с}}) = nI_{0\text{п.л.}} \quad (2)$$

Таким образом, согласно формуле (2) при ОЗЗ через некоторое переходное сопротивление $R_{\text{п}}$ сигнал на срабатывание защиты уменьшается пропорционально коэффициенту неполноты замыкания на землю n .

Для сетей с изолированной нейтралью расчет уставок токовой защиты от ОЗЗ основывается на двойном неравенстве [5]:

$$\frac{I_{C_\Sigma} - I_{\text{л.с}}}{K_{\text{ч}}} \geq I_{\text{ср.з}} \geq K_{\text{отс}} I_{\text{л.с}}, \quad (3)$$

где $I_{C_\Sigma} = 3\omega U_0 C_\Sigma$ — полный емкостной ток замыкания на землю, пропорциональный суммарной емкости фазы C_Σ всех электрически связанных линий сети; $I_{\text{л.с}} = 3\omega U_0 C_i$ — собственный ток нулевой последовательности линии, зависящий от емкости фазы C_i относительно земли данной линии; $K_{\text{ч}}$ — коэффициент чувствительности защиты; $I_{\text{ср.з}}$ — ток срабатывания защиты; $K_{\text{отс}} = K_{\text{н}} K_{\text{бр}}$ — коэффициент отстройки защиты, как произведение коэффициента надежности $K_{\text{н}}$ (1,2...1,5) и коэффициента броска тока $K_{\text{бр}}$ (3...5).

На основании выражения (3) коэффициент чувствительности защиты:

$$K_{\text{ч}} \leq \frac{I_{0\text{п.л.}}}{K_{\text{отс}} I_{\text{л.с}}} \quad (4)$$

Согласно (2) и (3) коэффициент чувствительности защиты при неполном ОЗЗ:

$$K_{\text{ч.н}} \leq \frac{n I_{0\text{п.л.}}}{K_{\text{отс}} I_{\text{л.с}}} \quad (5)$$

Из сравнения (4) и (5) соотношение коэффициентов чувствительности при неполном и "глухом" металлическом ОЗЗ:

$$K_{\text{ч.н}} = n K_{\text{ч}} \quad (6)$$

Если величина коэффициента n находится в пределах $0 \leq n \leq 1$ при $R_{\text{п}} > 0$, то согласно выражению (6) неполнота замыкания фазы на землю

всегда будет понижать чувствительность защиты от ОЗЗ, что будет являться причиной ее неработоспособности в условиях эксплуатации. Это обуславливает необходимость создания устройства защиты, предусматривающего коррекцию тока нулевой последовательности защищаемого присоединения в зависимости от величины переходного сопротивления в месте замыкания на землю.

Устройство защиты от ОЗЗ, обладающее независимым действием по отношению к величине переходного сопротивления в точке замыкания (инвариантная защита)

На рис. 2 приведена функциональная схема электрической сети с таким устройством защиты.

Защищаемая электрическая сеть содержит секцию шин 1 с группой присоединенных линий 2 с установленными на них датчиками тока нулевой последовательности 3 в виде трансформатора или фильтра тока нулевой последовательности, блок защиты 4, измерительный трансформатор напряжения 8 с двумя вторичными обмотками, одна из которых включена по схеме "разомкнутый треугольник". В блок защиты 4 каждой линии введен модуль 6 для автоматической коррекции величины сигнала о контролируемом токе нулевой последовательности защищаемого присоединения, а также релейный орган 5 с двумя входами и с выходом, действующим на отключение поврежденной линии или "на сигнал". Первый вход модуля 6 связан с датчиком тока нулевой последовательности 3, а на второй его вход поступает сигнал о коэффициенте неполноты замыкания на землю n , величина которого определяется в функциональном модуле 7 как

$$n = \frac{U_0}{U_\phi}$$

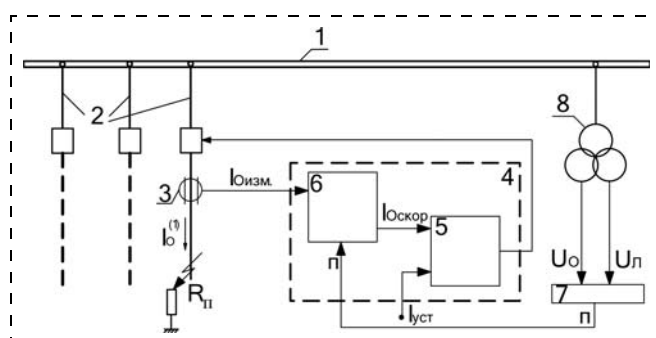


Рис. 2. Функциональная схема защищаемой электрической сети с инвариантной токовой защитой

На выходе модуля 6 формируется сигнал в виде скорректированного тока нулевой последовательности:

$$I_{0\text{скор}} = \frac{I_0}{n}.$$

В релейном блоке 5 сравнивается величина тока нулевой последовательности с учетом коэффициента n с задаваемой уставкой на срабатывание защиты и генерируется сигнал на отключение поврежденного присоединения [6].

На основе функциональной схемы был разработан опытный образец предложенного устройства защиты, испытания которого проводились следующим образом. На устройстве защиты выставлялась уставка на срабатывание 160 мА исходя из

Экспериментальные данные, полученные на физической модели сети в результате испытаний работоспособности опытного образца устройства защиты от ОЗЗ

U_0 , В	U_R , В	$I_3^{(1)}$, А	R_{Π} , Ом	$I_{0\text{изм}}$, мА	n	$I_{0\text{скор}}$, мА
$I_{\text{уст}} = 160 \text{ мА}, U_{\phi} = 110 \text{ В}$						
110	0	4,8	0	160	1	160
97	81	4,3	19	143	0,88	163
85	126	3,8	33	127	0,77	165
74	155	3,3	47	110	0,67	164
61	184	2,7	68	90	0,55	164
47	195	2,1	93	70	0,43	163
29	210	1,3	162	43	0,26	165

Примечание. U_R — напряжение на переходном сопротивлении; $I_3^{(1)}$ — первичный ток замыкания на землю поврежденной фазы; $I_{0\text{изм}}$ — ток замыкания на землю поврежденного присоединения, контролируемый цепями устройства защиты.

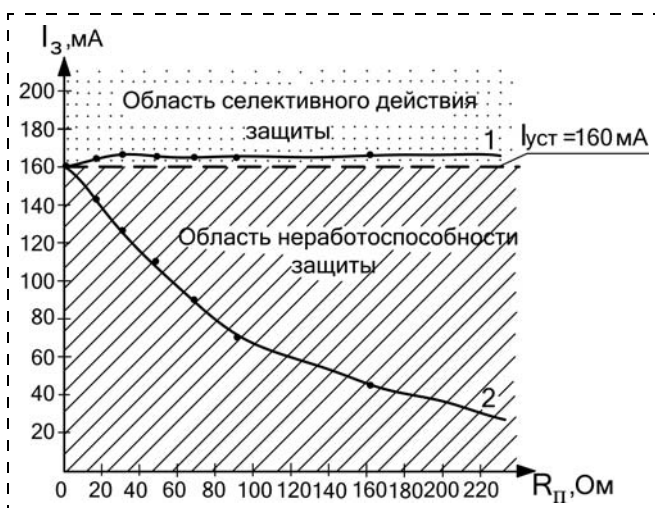


Рис. 3. Зависимости скорректированного тока защиты $I_{0\text{скор}}$ (1) и тока, контролируемого цепями защиты $I_{0\text{изм}}$, (2) от величины переходного сопротивления R_{Π}

условий "глухого" металлического замыкания на землю ($R_{\Pi} = 0$), затем в диапазоне 0...200 Ом в цепь контура тока нулевой последовательности вводилось переходное сопротивление R_{Π} и фиксировалось срабатывание выходного реле устройства защиты. Результаты измерений приведены в таблице.

Из таблицы и рис. 3 следует, что величина тока нулевой последовательности, контролируемого цепями защиты $I_{0\text{изм}}$, как и показали ранее проведенные исследования, снижается с увеличением переходного сопротивления в месте ОЗЗ, что ведет к ухудшению условий работы защиты. Разработанный алгоритм позволяет осуществить коррекцию измеренного тока нулевой последовательности защищаемой линии $I_{0\text{скор}}$ в соответствии с величиной переходного сопротивления R_{Π} в точке ОЗЗ и тем самым достичь надежной работы защиты от замыканий на землю при абсолютно любых значениях параметра контура тока нулевой последовательности.

Итак, в результате испытаний предложенного устройства защиты установлена его работоспособность как при "металлических" замыканиях на землю, так и при неполных замыканиях $R_{\Pi} > 0$, что подтверждает его независимость, т.е. инвариантность по отношению к величине переходного сопротивления в точке ОЗЗ.

Заключение

1. В результате проведенных теоретических и практических исследований было выявлено, что наличие переходного сопротивления в месте замыкания на землю, как параметра контура тока нулевой последовательности, неизменно ведет к уменьшению величины тока нулевой последовательности поврежденного присоединения и, как следствие, снижению чувствительности защиты от ОЗЗ.

2. Разработанный алгоритм позволяет повысить чувствительность защиты путем оценки степени неполноты замыкания на землю и коррекции величины контролируемого тока нулевой последовательности до величин, при которых обеспечиваются необходимая селективность работы защиты и инвариантность по отношению к параметрам контура тока нулевой последовательности.

Внедрение инвариантной токовой защиты от ОЗЗ, обладающей повышенной чувствительностью и селективностью действия, позволит значительно повысить надежность и безопасность электрооборудования предприятий минерально-сырьевого комплекса.

Список литературы

1. **Шабад М. А.** Защита от однофазных замыканий в сетях 6—35 кВ. М.: Научно-техническая фирма "Энергопресс", Энергетик, 2007. 64 с.

2. **Шалин А. И.** Замыкания на землю в линиях электропередачи 6—35 кВ. Особенности возникновения и приборы защиты // Новости Электротехники. 2005. № 1 (31). С. 73—75.

3. **Цапенко Е. Ф., Сычев Л. И., Кулешов П. Н.** Шахтные кабели и электробезопасность сетей. М.: Недра, 1988. 213 с.

4. **Сапунков М. Л.** Об актуальности применения селективной защиты от однофазных замыканий в электрических сетях напряжением 6—35 кВ // Нефтяное хозяйство. 2013. № 4. С. 68—71.

5. **Андреев В. А.** Релейная защита и автоматика систем электроснабжения. М.: Высш. шк., 2006. 639 с.

6. **Пат. 2422964 (РФ).** Устройство токовой защиты электрических сетей от однофазных замыканий на землю / Сапунков М. Л., Худяков А. А.; опубл. 27.06.2011, Бюл. № 18.

D. N. Pelenev, Postgraduate Student, e-mail: d.pelenev@mail.ru,
National Mineral Resources University (University of Mines), St. Petersburg

Invariant Current Protection Against Single-Phase Earth Short Circuits for 6...35 kV Electric Networks

Until now selective action of protection against single-phase earth short circuits isn't provided, which leads to unjustified shut-downs and down time of electric equipment. This is caused by parametric irregularity of zero sequence current contour. The purpose of this work is develop current protection device for electric networks from single-phase earth short circuits, which will offer increased selectivity and invariance in relation to parameters of zero sequence current contour.

The main objectives of the research are the analysis of transitional resistance influence in a short circuit area on current protection operability and experimental justification of protection invariant action in the conditions of parametric inconstancy of zero sequence current contour.

As a result of the conducted theoretical and practical research it was revealed that existence of transitional resistance in a short circuit area on the earth inevitably leads to reduction of zero sequence current value in the damaged junction and, as a result, decreases the protection sensitivity. Developed algorithm allows increasing of protection sensitivity by assessment of earth short circuit incompleteness degree and controlled current value correction of the damaged junction.

Introduction of invariant current protection against single-phase earth short circuits will allow to considerably increase reliability and safety of power supply in the mineral structure enterprises.

Keywords: electric network, protection against short circuits, transitional resistance, selectivity of action, sensitivity of protection, invariance, current of zero sequence

References

1. **Shabad M. A.** Zashhita ot odnofaznyh zamykanij v setjah 6—35 kV [Protection against single-phase short circuits in networks of 6—35 kV]. M.: Nauchno-tehnicheskaja firma "Jenergopress", Jenergetik, 2007, 64 p.

2. **Shalin A. I.** Zamykanija na zemlju v linijah jelektroperedachi 6—35 kV. Osobennosti vozniknovenija i pribory zashhity [Short circuits on the earth in power lines of 6—35 kV. Features of emergence and protection devices]. *Novosti Jelektrotehniki*. 2005. N. 1 (31). P. 73—75.

3. **Capenko E. F., Sychev L. I., Kuleshov P. N.** *Shahtnye kabeli i jelektrobezopasnost' setej [Mine cables and electrical safety of networks]*. M.: Nedra, 1988. 213 p.

4. **Sapunkov M. L.** Ob aktual'nosti primenenija selektivnoj zashhity ot odnofaznyh zamykanij v jelektricheskikh setjah naprjazheniem 6—35 kV [About relevance of application of selective protection against single-phase short circuits in electric networks of 6—35 kV]. *Neftjanoe hozjajstvo*. 2013. N. 4, P. 68—71.

5. **Andreev V. A.** *Relejnaja zashhita i avtomatika sistem jelektrosnabzhenija [Relay protection and automatic equipment of systems of power supply]*. M.: Vyssh. shk., 2006. 639 p.

6. **Sapunkov M. L., Hudjakov A. A.** Pat. na izobretenie RF 2422964. Ustrojstvo tokovoj zashhity jelektricheskikh setej ot odnofaznyh zamykanij na zemlju [The device of current protection of electric networks from single-phase short circuits on the earth]; opubl. 27.06.2011, Bjul. N. 18.

УДК 622.674

С. Р. Ильин, канд. техн. наук, зав. лаб., ИГТМ им. Н. С. Полякова НАН Украины, г. Днепропетровск, Украина,
В. И. Василькевич, асп., НИИГМ им. М. М. Федорова, г. Донецк, Украина

E-mail: iljin_sr@mail.ru

Анализ влияния геометрических параметров коробчатых проводников на динамические деформационно-прочностные характеристики армировки в условиях износа. Часть I

Выполнен анализ влияния геометрических параметров систем "предохранительный башмак—проводник" на динамическую устойчивость системы "подъемный сосуд—армировка" и деформационно-прочностные характеристики армировки в условиях износа при длительной эксплуатации.

Впервые поставлена и решена задача определения зависимости моментов сопротивления коробчатых проводников от остаточной толщины стенок в процессе износа для различных типоразмеров проводников, имеющих одинаковые первоначальные внешние габаритные размеры. Показано, что при равных остаточных толщинах стенок у первоначально более толстого проводника остаточная несущая способность будет меньше, чем у первоначально более тонкого из-за большей потери внешних габаритных размеров. Это требует корректировки нормативных положений по контролю геометрических параметров проводников для учета изменения их фактической несущей способности в процессе износа.

Ключевые слова: шахтный подъем, ствол шахты, система "подъемный сосуд—армировка" шахтного ствола, динамика армировки, шахтный подъемный сосуд, допустимая скорость подъема, шахтный предохранительный башмак, безопасный кинематический зазор

Общие положения

В настоящее время большинство вертикальных стволов угольных и рудных горных предприятий прослужило по 40—50 лет и находится в условиях значительных искривлений осей стволов при экономической необходимости повышения рабочих скоростей подъема до проектных значений. Это вызывает необходимость их технической реконструкции с полной или частичной заменой армировки, изменения схемы и шага ярусов, перехода с одного типа проводников на другой и пр.

За последние десятилетия металлургическая промышленность представила на рынок новые типы цельнотянутого проката коробчатого сечения, имеющие большую толщину стенки и статическую прочность по сравнению с традиционными шахтными проводниками, заложенными по первоначальному проекту при строительстве ствола.

Согласно требованиям правил безопасности для подъемных установок, эксплуатирующихся в стволах рудных (ЕПБ) и угольных предприятий (ПБ), при инструментальных обследованиях у коробчатых проводников измеряется только толщина стенок,

контроль внешних габаритных размеров при этом не предусмотрен и изменение их параметров не нормируется. Исторически сложилось так, что первые коробчатые проводники имели толщину 10 мм. Поэтому в первых редакциях правил было сказано, что "проводники подлежат замене при износе свыше половины толщины стенки (5 мм)".

Норматив в действующих редакциях предписывает замену проводника при износе свыше половины толщины стенки [1, 2]. При этом ничего не сказано о том, по отношению к какой толщине действует это ограничение в случае применения при ремонтах в процессе длительной эксплуатации профилей проводников с толщиной стенок, отличной от первоначальной, заложенной по проекту при строительстве.

Возникает нормативно-техническая коллизия, заключающаяся в следующем: если согласно первоначальному проекту при строительстве ствола 40—50 лет назад были установлены коробчатые проводники со стенкой 10 мм, которые согласно действующим тогда ПБ было разрешено эксплуатировать до остаточной толщины стенок 5 мм, то

при реконструкции и ремонте с применением более толстых проводников со стенкой 16 мм и такими же внешними размерами их можно будет эксплуатировать (согласно новым редакциям ПБ и ЕПБ) в условиях износа только до остаточной толщины стенки 8 мм ($16/2 = 8$).

Сам проводник при нормативной замене будет иметь более толстые стенки (8 мм), чем первоначальный (5 мм). С позиций строительной механики это вызывает сомнение в целесообразности использования такого норматива и требует проведения дополнительных исследований остаточной прочности и динамических свойств армировки с проводниками, имеющими первоначальную толщину стенок 12...16 мм, на стадии завершения эксплуатации в условия коррозии через 40—50 лет.

Применение усиленных проводников, на первый взгляд, представляется достаточно перспективным в связи с большей стойкостью к коррозионному и механическому износу. Однако динамические характеристики армировки при этом могут существенно измениться по сравнению с проектными. Кроме того, процесс совместной потери толщины стенки и внешних габаритных размеров при длительной эксплуатации утолщенных проводников в результате суммарного воздействия коррозионного и механического износов имеет отличия от более тонких проводников. В этих случаях требуется серьезная предпроектная аналитическая проработка схемных и параметрических решений при реконструкции и исследовании изменения динамических свойств армировки с такими проводниками при длительной эксплуатации.

Исследование жесткостных характеристик армировки

Исследуем изменение основных характеристик жесткости — моментов сопротивления от остаточной толщины стенок для различных типоразмеров проводников, имеющих одинаковые начальные внешние габаритные размеры. В качестве базового примера выберем один из вертикальных стволов, в котором уже несколько лет ведется выборочная замена наиболее изношенных балок сварных проводников сечением $180 \times 180 \times 12$ мм на цельнотянутые проводники сечением $180 \times 180 \times 16$ мм. В отделении эксплуатируется скип грузовой массой до 42 т с роликовыми двухрычажными направляющими и П-образными предохранительными башмаками скольжения. Сечение ствола показано на рис. 1. Рабочая скорость подъема 11 м/с.

На рис. 2 приведены графики распределения начальных и остаточных толщин стенок двух проводников отделения по глубине ствола в раскладке по номерам ярусов. Кривые 1 соответствуют перво-

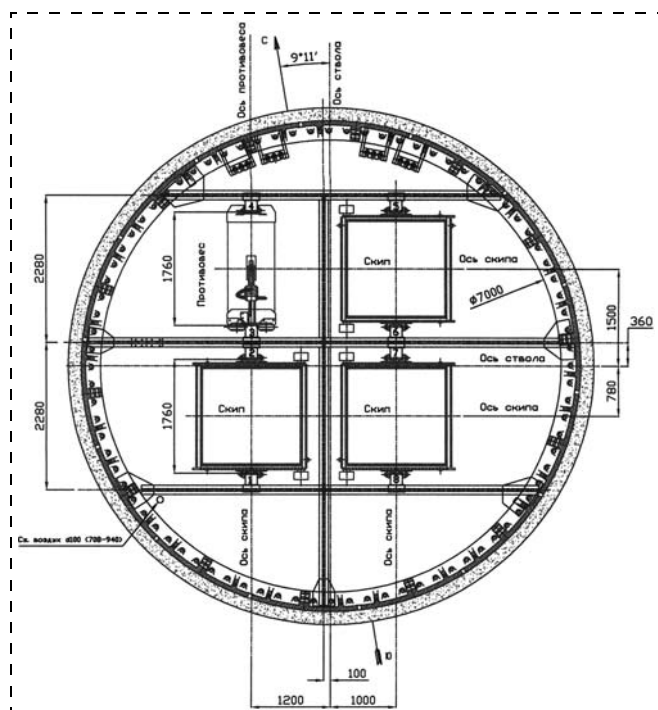


Рис. 1. Сечение вертикального ствола

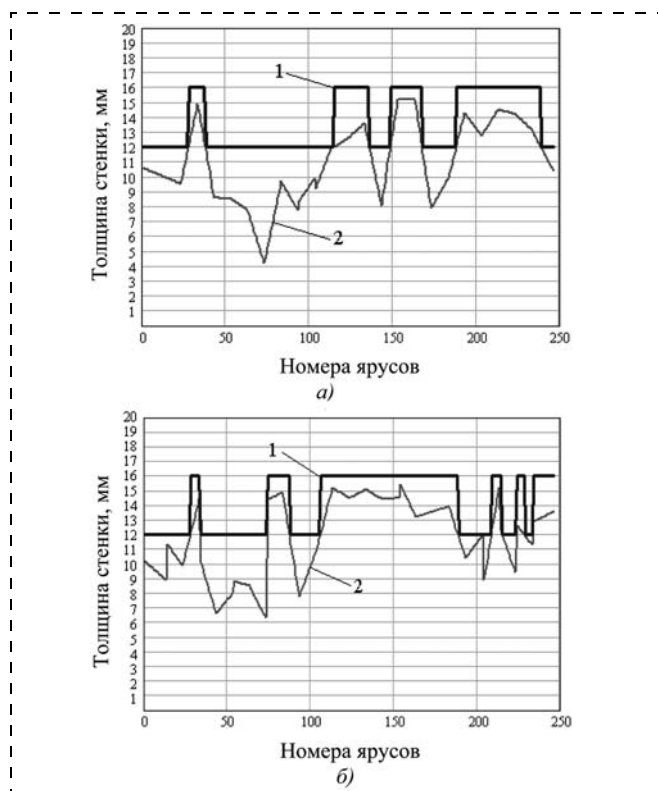


Рис. 2. Графики распределения по глубине ствола начальных и остаточных толщин стенок проводников: а — проводник № 1; б — проводник № 2

начальным толщинам стенок проводников, кривые 2 — фактическим остаточным. На графиках видно, что износ на некоторых участках первоначально более толстых проводников составил от 2,5 до 3,5 мм. На участках с первоначально более тонкими проводниками он достигает 6...8 мм.

На рис. 3 приведена расчетная схема поперечного сечения квадратного коробчатого проводника.

Момент сопротивления W квадратного коробчатого проводника при чистом изгибе (под действием контактного усилия, приложенного в пролете между ярусами в лобовой/боковой плоскостях) будем рассчитывать по известной формуле сопротивления материалов [3]

$$W = \frac{H^4 - h^4}{6H}, \quad (1)$$

где H — остаточный внешний габарит проводника; h — остаточная ширина отверстия.

На рис. 4 приведены зависимости момента сопротивления проводника от остаточной толщины стенки. Будем считать, что потеря сечения происходит симметрично снаружи и внутри проводника. Понятно, что это допущение в большей степени справедливо только для коррозионного износа, а наличие еще механического износа только добавляет истирание внешних рабочих граней проводников, делает картину износа несимметричной и еще более уменьшает внешний габаритный размер проводника в лоб и в бок при одной и той же толщине стенки.

На рис. 4, а видно, что установленный по первоначальному проекту новый проводник сечением $180 \times 180 \times 12$ мм имеет момент сопротивления 423 см^3 , а утолщенный проводник сечением $180 \times 180 \times 16$ мм — момент сопротивления 528 см^3 , что на 20 % больше. Соответственно у проводника с промежуточным значением толщины стенки (14 мм) начальный момент сопротивления равен 478 см^3 .

На рис. 4, б видно, что при равномерном изнутри и снаружи износе стенок проводников первоначально более толстый проводник со стенкой 16 мм будет интенсивно терять свой больший на 20 % момент сопротивления и уже начиная с остаточной толщины стенки 12,7 мм его остаточный момент сопротивления становится меньше, чем у более тонкого проводника с одинаковыми первоначальными внешними размерами.

Это значит, что если сравнивать несущую способность проводников только по параметру "остаточная толщина стенки" (единственному параметру, измерение которого регламентируется нормативными документами) и при этом в расчет

закладывать внешний размер проводника, равный первоначальному, то такие проводники покажутся равнозначными.

В то же время, в процессе износа до остаточной толщины стенки 12 мм, проводник с первоначальной толщиной стенки 16 мм будет терять так же еще и внешнюю ширину и (в модели равномерного изнутри и снаружи износа) его момент сопротивления при остаточной толщине 12 мм уже станет на 5 % меньше, чем у такого же нового с толщиной 12 мм. Учитывая, что в реальности снаружи будет действовать еще механический износ, то потеря

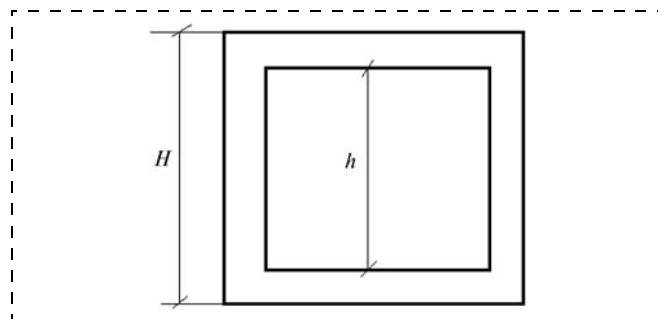


Рис. 3. Расчетная схема поперечного сечения квадратного проводника

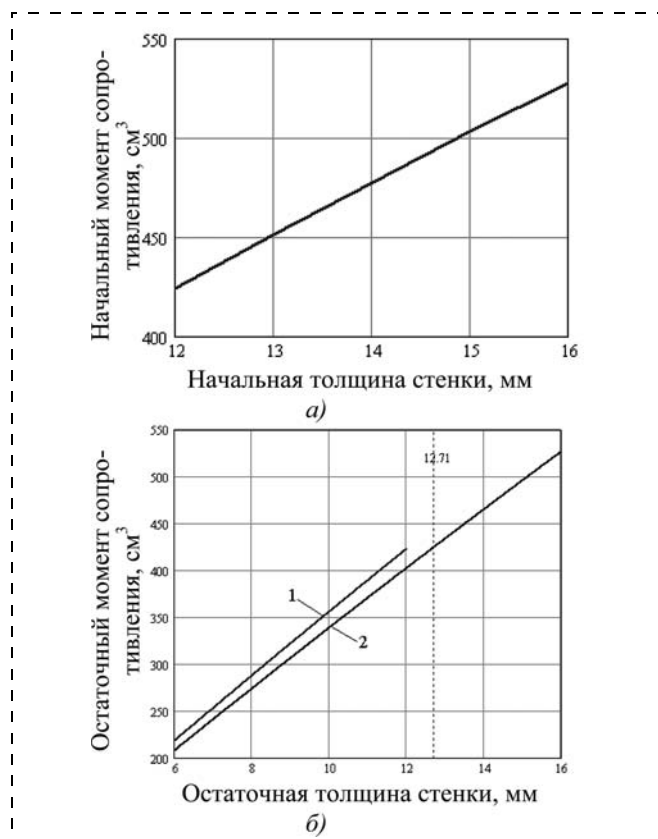


Рис. 4. Зависимости моментов сопротивления проводника от остаточной толщины стенки:

а — для новых проводников; б — для проводников в процессе равномерного износа; 1 — проводник сечением $180 \times 180 \times 12$ мм; 2 — проводник сечением $180 \times 180 \times 16$ мм



Рис. 5. Зависимости остаточной ширины проводника от остаточной толщины стенки:
1 — проводник сечением $180 \times 180 \times 12$ мм; 2 — проводник сечением $180 \times 180 \times 16$ мм

момента сопротивления из-за несимметричности потери сечения будет еще большей.

На рис. 5 приведены зависимости остаточной ширины проводника от остаточной толщины стенки в модели равномерного износа.

Рис. 5 показывает, что у первоначально более толстого проводника при одинаковых на момент обследования толщинах стенок остаточные внешние размеры будут меньше, чем у первоначально более тонкого. Это происходит из-за того, что пока толстый проводник изнашивается до такой же толщины стенки, как и первоначально тонкий, его внешний размер, существенно влияющий на его прочностные параметры, значительно уменьшится. Поэтому даже при одинаковых толщинах стенок эти проводники будут неравнозначны по своим механическим характеристикам. Выполним исследования фактических кинематических зазоров на действующих подъемах в промышленных условиях.

Анализ кинематических зазоров

Многочисленные обследования систем "сосуд—армировка" показали, то при длительной эксплуатации стволов кинематические зазоры в парах "башмак—проводник" на стадии эксплуатации могут очень сильно отличаться от нормированных в [1, 2] значений. При этом отклонения могут быть как в сторону увеличения, так и в сторону заужения. Причем на верхних и нижних поясах сосудов картины распределения зазоров по разным башмакам могут сильно отличаться. Приведем несколько примеров типичных картин, полученных авторами в рудоподъемных стволах при специальных обследованиях (рис. 6—8).

На рис. 6 видно, что суммарные зазоры не превышают допустимые только на схеме б) — боковые зазоры и схеме з) — боковые зазоры по

правому нижнему башмаку. Все остальные башмаки на всех сосудах эксплуатируются с повышенными суммарными зазорами до 70...85 мм.

На рис. 7 видно, что на схеме а) все лобовые зазоры находятся в норме, а боковые достигают 75 мм. На схеме б) по проводнику 7 боковые зазоры на нижнем башмаке 20 мм, что меньше допустимых 30 мм. По проводнику 8 верхний башмак имеет завышенные до 85 мм боковые зазоры. По нижнему поясу пара проводников 7/8 имеет завышенный

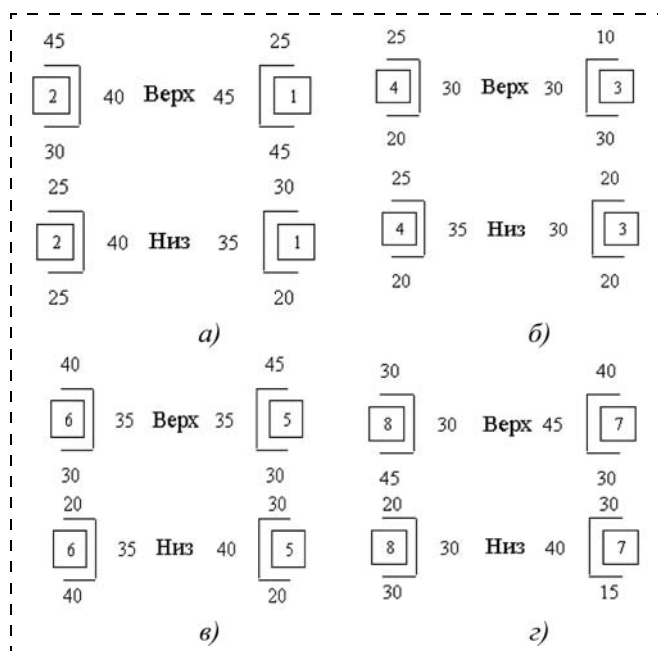


Рис. 6. Схемы распределения зазоров в рудоподъемном стволе № 1: а — скип породный; б — противовес; в — скип северный; г — скип южный

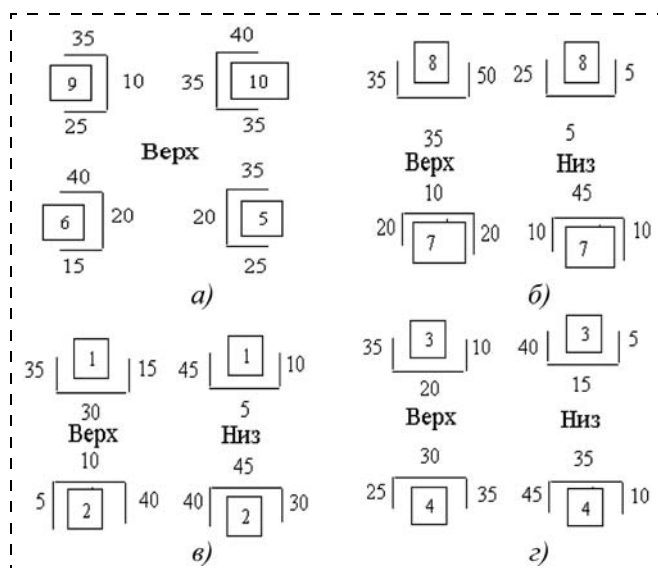


Рис. 7. Схемы распределения зазоров в рудоподъемном стволе № 2: а — клеть с четырьмя проводниками; б — противовес; в — скип восточный; г — скип западный

лобовой зазор до 50 мм. На схеме *в*) боковые зазоры достигают 70 мм, лобовые зазоры — 50 мм. На схеме *з*) боковые зазоры достигают 60 мм, лобовые — 50 мм.

Следует отметить, что занижение суммарных зазоров негативно сказывается на динамике системы "сосуд—армировка" в стволах, имеющих значительные отклонения проводников от вертикали, так как сосуд не может быть отцентрирован роликовыми направляющими и более активно реагирует на все искривления проводника.

На рис. 8 видно, что на схеме *а*) боковые зазоры достигают 70 мм, лобовые — 80 мм; на схеме *б*) лобовые зазоры по верхнему поясу достигают 95 мм, в то время как по нижнему только 30 мм, боковые зазоры достигают 79...95 мм; на схеме *в*) лобовые зазоры 70...80 мм, боковые 70...75 мм; на схеме *з*) боковые зазоры 55...70 мм, лобовые 65 мм.

Приведенные результаты измерений показывают, что в реальных промышленных условиях подъемные сосуды, спроектированные для взаимодействия с армировкой, геометрические и жесткостные параметры которой соответствуют проектным, из-за значительных нарушений вертикальности проводников пространственными искривлениями на коротких участках эксплуатируются в технических условиях, существенно отличных от заданных (кинематические зазоры достигают 80...95 мм при нормативном значении 46 мм). Происходит это из-за того, что в условиях значительных искрив-

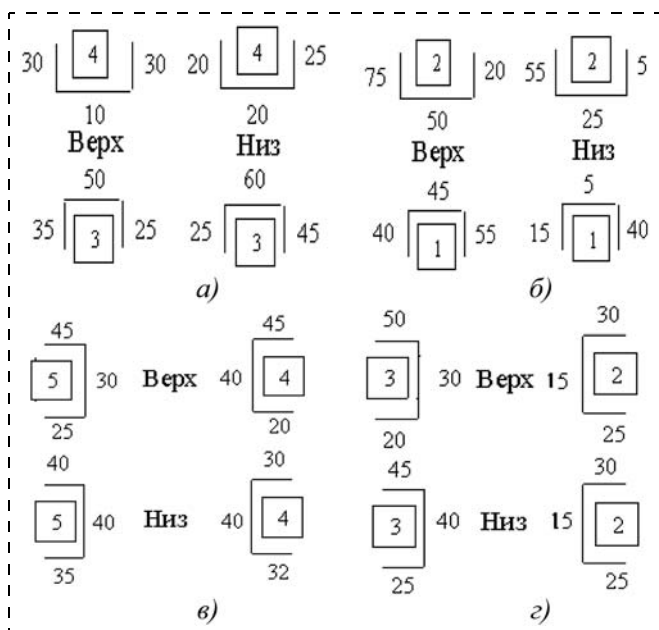


Рис. 8. Схемы распределения зазоров в рудоподъемных стволах № 3, № 4:
а — сип восточный; *б* — сип западный; *в* — сип левый; *з* — сип правый

лений проводников эксплуатация с меньшими зазорами создает определенные трудности движению подъемных сосудов и опасность их расклинивания на искривленных участках стволов.

В силу этого во многих случаях динамические параметры систем "сосуд—армировка" также не соответствуют проектным, эксплуатация ведется с повышенным и ускоренным износом проводников и расстрелов, предохранительных и рабочих башмаков, высокими контактными динамическими нагрузками, накоплениями усталостных повреждений в элементах армировки и подъемных сосудов. Такая ситуация вызывает необходимость совершенствования нормативно-методического обеспечения безопасной эксплуатации в современных условиях, постоянного и тщательного контроля работы подъемов специализированными организациями.

Определение допустимой глубины зева башмака в условиях износа проводников и башмаков

Кинематическое взаимодействие подъемного сосуда с армировкой ствола при двухстороннем расположении проводников относительно сосуда всех типов требует одновременного выполнения следующих двух условий:

— обеспечение гарантированного зазора между направляющими скольжения сосуда и расстрелами или элементами крепления проводника (зажимными скобами, упорами и т. п.);

— обеспечение гарантированного перекрытия боковых поверхностей проводника контактирующими с ними поверхностями направляющих скольжения.

Невыполнение какого-либо из этих условий может привести либо к контакту направляющих с расстрелами или элементами крепления проводника, либо к потере кинематической связи движущегося сосуда с проводниками, т. е. к выходу сосуда из проводников [4].

Первое условие определяет износы лобовых поверхностей проводников и направляющих, второе — износы их боковых поверхностей.

Из расчетной схемы, приведенной на рис. 9, для коробчатых проводников первое условие запишется в виде выражения

$$\delta_{\text{пр}}^{\text{л}} + \delta_6^{\text{л}} \leq H - h - [f], \quad (2)$$

где $\delta_{\text{пр}}^{\text{л}}$ — износ лобовой поверхности проводника; $\delta_6^{\text{л}}$ — износ лобовой поверхности направляющего башмака скольжения; H — расстояние от лобовой поверхности нового проводника до элемента крепления проводника или расстрела, определяемое из

чертежей либо непосредственными измерениями в стволе; h — первоначальная глубина зева направляющего башмака скольжения, равная в соответствии с требованиями [1] $h \geq 70$ мм для коробчатых проводников; $[f]$ — гарантированный зазор между направляющим башмаком скольжения и элементами крепления проводника или расстрелом, равный согласно [1] для всех типов проводников $[f] = 15$ мм.

На рис. 9 приняты следующие обозначения:

Δ_0 — первоначальный зазор на сторону в паре "башмак—проводник", который согласно ПБ должен быть равен 5 мм;

Δ_k — отклонение ширины колеи проводников от номинального значения, равное для новой армировки в соответствии с существующими требованиями ± 8 мм;

δ_D — максимальный прогиб проводника в лобовом направлении в месте контакта его с башмаками под действием динамической нагрузки, определяемый расчетом;

Π — гарантированное перекрытие контактирующих боковых поверхностей башмака и проводника, принимаемое равным 5 мм;

S_H — номинальное значение ширины колеи;

S_Φ — фактическая ширина колеи, включающая фактическое отклонение ее от номинального зна-

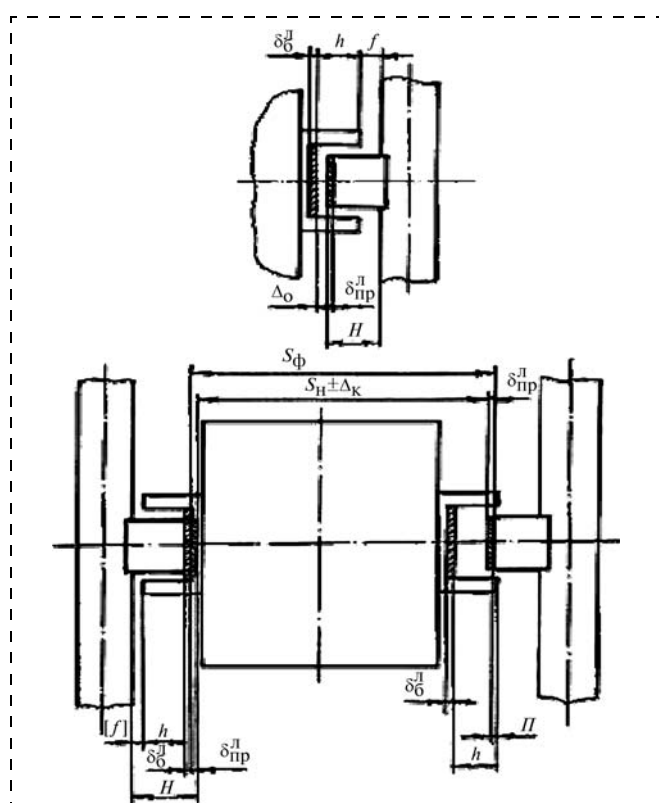


Рис. 9. Схема взаимодействия башмаков скольжения подъемного сосуда с двухсторонними коробчатыми проводниками

чения Δ_k^Φ и фактические на данный момент износы лобовых поверхностей обоих проводников $\delta_{\text{пр1}}^\Phi$ и $\delta_{\text{пр2}}^\Phi$,

$$S_\Phi = S_H + (\pm \Delta_k^\Phi) + (\delta_{\text{пр1}}^\Phi + \delta_{\text{пр2}}^\Phi).$$

Второе требование запишется в виде

$$\delta_{\text{пр1}}^L + \delta_{\text{пр2}}^L \leq h - \delta_6^L - 2D_0 - D_k - D_D - \Pi, \quad (3)$$

где $\delta_{\text{пр1}}^L + \delta_{\text{пр2}}^L$ — суммарный износ лобовых поверхностей соответственно первого и второго проводников в одном сечении ствола (например, на ярусе); D_0 — первоначальный зазор на сторону в паре "башмак—проводник", равный согласно требованиям ПБ [1] $D_0 = 5$ мм для коробчатых проводников; D_k — предельное отклонение ширины колеи проводников от номинального значения, равное согласно требованиям Инструкции по производству маркшейдерских работ для новой армировки $D_k = 8$ мм (в условиях эксплуатации определяется расчетом); D_D — максимальный прогиб проводника в лобовом направлении под действием горизонтальной динамической нагрузки в точке контакта его с башмаком, определяемый из расчета по динамике взаимодействия сосуда с армировкой (максимально допустимое значение 4,5 мм).

Как видно из (2) и (3), первоначальная глубина зева башмаков h непосредственно влияет на величину допустимого износа лобовых поверхностей проводников. Поэтому предварительно необходимо определить для новой армировки оптимальное значение глубины зева направляющих башмаков, при котором допустимый износ проводников будет иметь максимальное значение.

Все параметры, входящие в вышеуказанные выражения, кроме $\delta_{\text{пр}}^L$ и δ_6^L , для конкретной установки являются постоянными. Обозначив в (2) и (3), $A = H - [f]$, $B = 2D_0 + D_k + D_D + \Pi$ и приняв $\delta_{\text{пр1}}^L = \delta_{\text{пр2}}^L = \delta_{\text{пр}}^L$, запишем эти выражения в следующем виде

$$h \leq A - (\delta_{\text{пр}}^L + \delta_6^L), \quad h \geq B + 2\delta_{\text{пр}}^L + \delta_6^L. \quad (4)$$

Подставляя в (4) значения $\delta_{\text{пр}}^L$ и δ_6^L с учетом требований ПБ к износу проводников и башмаков ($\delta_{\text{пр}}^L + \delta_6^L \leq 10$ мм и $\delta_6^L \leq 8$ мм), нетрудно найти предельные (граничные) значения зева башмаков скольжения, а также убедиться в выполнении условий кинематической связи (4) в каждом конкретном текущем эксплуатационном состоянии.

Так, например, для проводников данной армировки ($H = 180$ мм), у которых в силу указанных выше нормативных требований $\delta_{\text{пр}}^L + \delta_6^L \leq 10$ мм,

$\delta_6^L \leq 8$ мм и $A = 165$ мм, $B = 27,5$ мм ($D_k = 8$ мм, $[f] = 15$ мм, $D_0 = 5$ мм), из формул (4) находим

$$h \leq 165 - (\delta_{пр}^L + \delta_6^L), h \geq 27,5 + 2\delta_{пр}^L + \delta_6^L. \quad (5)$$

Требования [1, 2] предписывают выполнение второго условия невыхода сосуда из проводников по минимальной глубине зева рабочих башмаков $h \geq 70$ мм. Таким образом получаем, что для данной армировки оптимальная глубина зева башмака находится в пределах 70...155 мм. Эти значения удовлетворяют нормативным требованиям по первому и второму условиям кинематического взаимодействия сосуда с проводниками. На практике в условиях эксплуатации используются башмаки с глубиной зева 70...110 мм, что попадает в указанный выше диапазон.

Продолжение будет опубликовано в следующем номере.

Список литературы

1. **Федеральные** нормы и правила в области промышленной безопасности "Правила безопасности при ведении горных работ и переработке твердых полезных ископаемых" (утв. приказ Ростехнадзора от 11.12.2013 г.).
2. **Федеральные** нормы и правила в области промышленной безопасности "Правила безопасности в угольных шахтах" (утв. приказ Ростехнадзора от 19.11.2013 г. № 550, зарег. Минюстом РФ 31.12.2013 г., рег. № 30961).
3. **Писаренко Г. С.** Справочник по сопротивлению материалов / Г. С. Писаренко, А. П. Яковлев, В. В. Матвеев. Киев: Наукова Думка, 1975. 704 с.
4. **Василькевич В. И.** Определение допустимых износов проводников и предельных отклонений ширины колеи из условия кинематического взаимодействия подъемного сосуда с жесткой армировкой ствола / ИГТМ НАН Украины. Геотехническая механика. Межвед. сб. науч. тр. Вып. 93, Днепропетровск. 2012. С. 210—225.

S. R. Iljin, Head of Laboratory, Institute of Geotechnical Mechanics named by N. S. Polyakov, NAS of Ukraine, Dnepropetrovsk, Ukraine, e-mail: iljin_sr@mail.ru,
V. I. Vasilkevich, Postgraduate Student, Scientific Research Institute of Mining Mechanics named by M. M. Fedorova, Donetsk, Ukraine

Analysis of the Influence of Box Guides Geometrical Parameters on the Dynamic Deformation-Strength Characteristics of Reinforcement in Conditions of Wear. Part I

This article analyzes the influence of geometrical parameters of the systems "protective runner—guide" on the dynamic stability of the system "lifting vessel—reinforcement" and deformation-strength characteristics of reinforcement conditions of wear for long term use.

The problem of determining the dependence of box guides resistance moment from residual wall thickness in the process of wear for various sizes of guides which have the same initial external dimensions was firstly formulated and solved in the article. It is shown that with equal residual wall thickness, originally a thicker guide has less residual carrying capacity than originally thinner because of the greater loss of external dimensions. That is why the adjustment of regulations on control of guides' geometrical parameters is required to consider changes in its actual carrying capacity in during wear process.

Keywords: hoisting, shaft, the system "lifting vessel—reinforcement", dynamics of reinforcement, hoisting vessel, protective runner, safety clearance

References

1. **Federalnyie** normyi i pravila v oblasti promyshlennoy bezopasnosti "Pravila bezopasnosti pri vedenii gornyih rabot i pererabotke tverdyih poleznyih iskopaemyih" [Federal standards and rules in the field of industrial safety "Safety rules at performing the mining works and processing of solid minerals"] (2013), Russian Federation.
2. **Federalnyie** normyi i pravila v oblasti promyshlennoy bezopasnosti "Pravila bezopasnosti v ugolnyih shahtah" [Federal standards and rules in the field of industrial safety "Rules of safety in coal mines"] (2013), Russian Federation.

3. **Pisarenko G. S., Jakovlev A.P., Matveev V.V.** (1975), *Spravochnik po soprotivleniyu materialov [Guide of materials resistance]*, Kiev: Naukova Dumka.

4. **Vasilkevich V. I.** (2012), *Opreddenie dopustimyyh iznosov provodnikov i predelnyih otkloneniy shiriny kolei iz usloviya kinematicheskogo vzaimodeystviya pod'emnogo sosuda s zhestkoy armirovkoy stvola [Determination of guides' allowable wear and gauge extreme deviations from the condition of the kinematic interaction of lifting vessel with hard reinforcement of shaft]*, Geotekhnicheskaja mehanika, V. 93. P. 210—225.

Ю. В. Холодников, канд. техн. наук, ген. директор, **В. М. Таугер**, канд. техн. наук, вед. спец.,
 ООО СКБ "Мысль", г. Екатеринбург,
С. Ю. Замираев, директор, ООО "Полифэн", г. Артемовский Свердловской обл.
 E-mail: sdo_mysl@mail.ru

Совершенствование конструкций осевых вентиляторов главного проветривания шахт

Рассмотрены причины низкой эффективности главных вентиляторных установок шахт с осевыми вентиляторами и указаны направления совершенствования конструкций вентиляторов, экономии электроэнергии, снижения затрат на здания и сооружения, а также оптимизации параметрического ряда. Доведение окружных скоростей до значений, принятых в мировой практике, а также использование конструкционных композитных материалов даст возможность уменьшить габаритные размеры и массы вентиляторных установок. Оснащение вентиляторов воздушными сепараторами и устройствами автоматического разворота лопаток колеса на 180° позволит исключить неустойчивые режимы и радикально повысить производительность при реверсировании. Накоплен опыт создания и применения механизмов для оперативного управления рабочими параметрами вентилятора, но до настоящего времени они не получили достаточно широкого распространения. Несмотря на то, что выполнение правил безопасности в части проветривания шахт и рудников невозможно без регулирования производительности вентилятора главного проветривания путем изменения углов установки лопаток без остановки агрегата, соответствующее требование не отражено в стандарте. Условия, которым должны соответствовать отечественные шахтные осевые вентиляторы, следует включить в государственные нормативные документы.

Ключевые слова: шахтная вентиляция, осевой вентилятор, окружная скорость, рабочий режим, реверсивный режим, оперативное управление, композитные материалы, металлоемкость

Осевые вентиляторы (ОВ) в настоящее время обеспечивают покрытие поля вентиляционных режимов шахт и рудников [1] в зоне низких и средних давлений (до 350 даПа), а для создания более высоких давлений используют центробежные вентиляторы (ЦВ). Преимущества ОВ перед ЦВ известны [2, 3]. Необходимость же в ЦВ мотивируется их способностью создавать более высокие напоры. Однако энергетические возможности ОВ далеко не исчерпаны.

Основным резервом повышения выходных параметров ОВ является увеличение окружной скорости $v_{\text{окр}}$ лопаток рабочих колес. Даже в наиболее совершенных ОВ производства "НИПИГОРМАШ", г. Екатеринбург, [4] значения $v_{\text{окр}}$ в 1,14 раза меньше, чем в наиболее скоростных отечественных шахтных ЦВ. Расчеты показывают, что доведение этой характеристики до средних значений, принятых в зарубежной практике, даст повышение давлений, развиваемых ОВ, по крайней мере, в 2,0 раза, а подач — в 1,5 раза. В результате нормальные области (рабочие зоны) ОВ обеспечат полное покрытие поля режимов и необходимость в ЦВ отпадет.

Напомним, что за рубежом шахтные ОВ уже с середины прошлого века выпускаются с $v_{\text{окр}} = 120...150$ м/с [5].

С технической точки зрения нет никаких препятствий повышению эксплуатационных качеств ОВ за счет увеличения $v_{\text{окр}}$. Данное утверждение хорошо иллюстрируется оценкой прочности одного из наиболее нагруженных элементов ОВ — рабочей лопатки.

Как показывают выполненные в ООО СКБ "Мысль" расчеты и математическое моделирование, основным фактор, определяющий напряженное состояние лопатки, — действующая на нее центробежная сила. Ориентировочное значение напряжения от центробежной силы в опасном (корневом) сечении равно

$$\sigma = \rho \omega^2 (R^2 - r^2) / 2, \quad (1)$$

где ρ — плотность материала лопатки; ω — угловая скорость ротора; R — внешний радиус колеса; r — радиус втулки колеса.

Поскольку $\omega R = v_{\text{окр}}$, а r/R в шахтных ОВ равно 0,6, то формула (1) может быть представлена в виде

$$\sigma = 0,32\rho(v_{\text{окр}})^2. \quad (2)$$

Весьма перспективными материалами в производстве компонентов ОВ и лопаток в том числе (рис. 1) считаются композиты (реактопласты) с плотностью $\rho = (1,4...1,8) \cdot 10^3$ кг/м³ [6]. Подстановка в формулу (2) $\rho = 1800$ кг/м³ и $v_{\text{окр}} = 140$ м/с

дает $\sigma = 11,3$ МПа, при том, что допустимое напряжение лопатки из стеклопластика без специального упрочнения на связующем из эпоксидной смолы для срока службы 10^5 ч составляет $[\sigma] = 25$ МПа.

На рис. 2 показаны рабочие зоны вентиляторов ВО-21, ВО-30 и ВО-40. Зона ВО-21 с $v_{окр} = 82,5$ м/с построена по параметрам вентилятора ВО-21К (М23) [4], остальные — с использованием критериев подобия. Низконапорные ОВ имеют $v_{окр} = 82,5$ м/с; ОВ средних напоров — $v_{окр} = 110$ м/с; высоконапорные — $v_{окр} = 140$ м/с.

Прерывистыми линиями ограничены зоны режимов указанных ОВ с окружными скоростями $0 \leq v_{окр} \leq 140$ м/с.

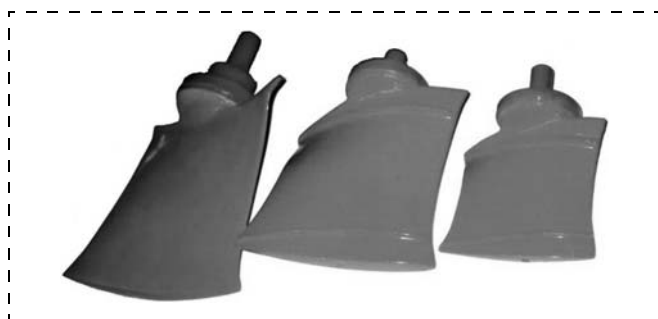


Рис. 1. Лопатки шахтных ОВ, выполненные из композитов

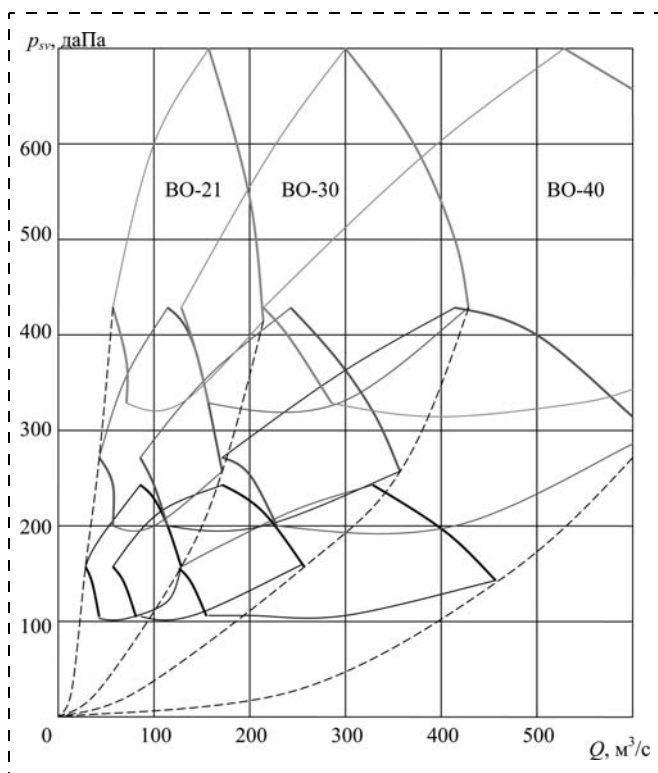


Рис. 2. Нормальные области (рабочие зоны) шахтных одноступенчатых ОВ

Из анализа рис. 2 следует, что:

более 70 % поля вентиляционных режимов покрываются тремя типоразмерами одноступенчатого ОВ с аэродинамической схемой К + СА*;

высокоскоростные одноступенчатые ОВ способны исключить из употребления не только ЦВ, но и двухступенчатые ОВ.

Одним из способов формирования рабочей зоны ОВ является изменение числа z лопаток колеса. Уменьшение z приводит к снижению развиваемого давления, характеристика ОВ становится более пологой. Это значит, что режимы в нижней части поля ($p_{sv} \leq 100$ даПа) будут охвачены теми же ОВ, но с уменьшенным z .

Рассуждая об увеличении $v_{окр}$, нельзя не обратить внимание на такой существенный недостаток ОВ, как повышенное шумообразование. Шум, возникающий при вращении ротора, имеет аэродинамическую природу и сильно зависит от $v_{окр}$. Результатом кропотливых исследований аэродинамики ОВ стала минимизация уровня звукового давления, но сильный шум по-прежнему остается чертой, присущей ОВ.

Стандарт [7] оговаривает предельно допустимые уровни звуковой мощности при работе ОВ (123...133 дБА, в зависимости от диаметра колеса). Однако он же содержит оговорку, смысл которой в том, что в случае превышения уровнем звукового давления допустимого значения эксплуатация вентиляционной установки должна осуществляться с использованием средств глушения шума. Какие именно средства должны использоваться, стандарт не указывает. Таким образом, согласно стандарту, сверхнормативное шумообразование не препятствует применению высокоскоростных ОВ.

Уместно отметить и тот факт, что в последние годы средства шумопоглощения интенсивно развиваются. Создаются оригинальные устройства для глушения шума, в том числе с применением новых конструкционных материалов, таких, например, как композиты.

Разумеется, нужно иметь в виду и возможность компромисса. В области давлений свыше 400 даПа можно успешно использовать двухступенчатые ОВ с $v_{окр} = 110...120$ м/с.

Одновременно с энергетической интенсификацией ОВ необходимо вести работу по их конструктивному совершенствованию. Конструкции серийных шахтных ОВ находятся буквально на уровне середины прошлого века. Характерно, что в ре-

*К — колесо; СА — спрямляющий аппарат.

зультате теоретических и экспериментальных исследований найден и апробирован целый ряд технических решений, позволяющих расширить диапазон режимов эксплуатации, повысить экономичность ОВ, снизить металлоемкость и т. д. Ниже приведены примеры таких решений. Но из всей массы этих средств в серийные ОВ вошли лишь единицы.

Выделим основные задачи, подлежащие решению на пути создания современного шахтного ОВ:

расширение эксплуатационного диапазона за счет предотвращения срывных режимов;

широкомасштабное использование новых прогрессивных материалов;

снижение энергопотребления вентиляторной установки и повышение безопасности горных работ путем обеспечения оперативной управляемости;

снижение затрат на здания и сооружения за счет уменьшения габаритных размеров ОВ и достижения высоких производительностей в режиме реверса воздушного потока.

Особенность аэродинамики ОВ состоит в развитии так называемого срывного режима (срыва) при больших углах атаки лопаток воздушным потоком. Невозможность эксплуатации ОВ в режиме срыва сужает рабочую зону вентилятора. В то же время известны противосрывные устройства — воздушные сепараторы, стабилизирующие процесс обтекания при углах установки лопаток до 30° включительно [8]. Их введение в ОВ позволяет расширить рабочую зону на 10...15%. Принцип действия воздушного сепаратора поясняет рис. 3.

Сущность срыва как физического явления в упрощенном виде выглядит следующим образом.

Работа ОВ на закритических углах атаки приводит к отрыву потока от выпуклой поверхности лопатки 1 и формированию в зоне отрыва ради-

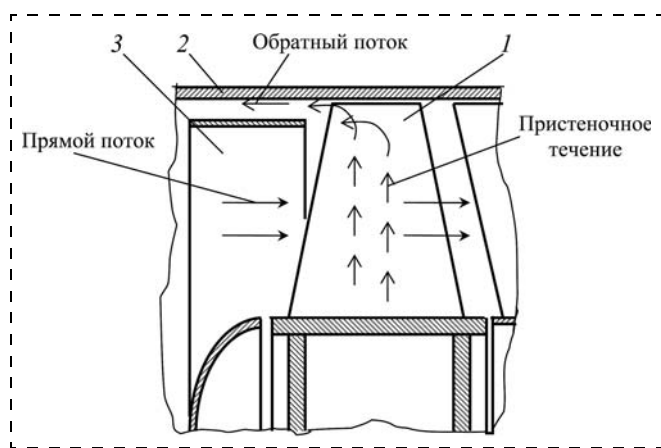


Рис. 3. Устройство и принцип действия воздушного сепаратора

альных пристеночных течений. Кожух 2 вентилятора играет роль препятствия на пути радиального течения, вследствие чего по концам лопаток в непосредственной близости от передних кромок образуется обратный поток, окружная составляющая абсолютной скорости которого близка по величине к окружной скорости лопатки на внешнем радиусе. Обратный поток смешивается с прямым потоком и отдает ему свою энергию, закручивая в направлении вращения колеса. Угол атаки концевых сечений лопаток резко уменьшается, создаваемые ОВ напор и производительность падают, в чем и проявляется срыв.

Размещение перед лопатками тонкой обечайки 3, названной воздушным сепаратором, позволяет разделить прямой и обратный потоки и удалить зону их смешивания от передних кромок лопаток на расстояние, равное ширине обечайки. Проходя это расстояние в направлении лопаток, смешанный поток стабилизируется, и вблизи передних кромок направление его абсолютной скорости лишь незначительно отклоняется от осевого. Оптимальные ширина и диаметр обечайки равны соответственно $(0,15...0,25)D$ и $(0,93...0,95)D$, где D — диаметр колеса.

Воздушный сепаратор дает эффект не ниже, чем лопаточный, и на КПД установки не влияет. Простота и малые размеры обечайки позволяют без каких-либо трудностей установить ее в проточную часть ОВ главного проветривания.

Одно из преимуществ ОВ заключается в способности реверсирования воздушного потока без обводных каналов. Принятые способы реверсирования — изменением направления вращения ротора, поворотом лопаток колес на 90...150° без изменения направления вращения — связаны с нарушением характера обтекания лопаток и способны обеспечить не более 75% подачи при прямой работе [4]. В том случае, когда горная выработка имеет большой объем и разветвленность, сравнительно небольшая подача ОВ при реверсе обуславливает длительное время вымывания продуктов горения, что может потребовать оборудования установки главного проветривания с ОВ обводными каналами [1]. Иначе говоря, указанное преимущество ОВ не реализуется.

Уже без малого 30 лет назад было сконструировано рабочее колесо, позволяющее реверсировать поток без снижения аэродинамического качества лопаток и достигать при обратном движении воздуха более 90% производительности прямого режима с максимальным КПД около 0,8 [9]. Устройство не со-

держит специального привода, перевод колеса в режим реверса осуществляется автоматически в момент включения двигателя в обратном направлении.

На рис. 4 показан один из конструктивных вариантов реверсирующего механизма.

Лопатки 1 колеса (К) установлены с возможностью вращения относительно втулки 2. На их хвостовиках закреплены конические шестерни 3, входящие в зацепление с зубчатым колесом 4, смонтированным на ступице втулки 2 посредством подшипника скольжения. В диске колеса 4 выполнены дугообразные пазы 5, в которые входят пальцы 6, прикрепленные к диску втулки 2. Втулка зафиксирована на валу двигателя 7, установленного в корпусе 8 вентилятора. Лопатки 9 спрямляющего аппарата (СА) установлены на корпусе 8 с возможностью вращения. СА снабжен приводом вращения лопаток 9 (на рис. 4 не показан).

Сплошными линиями на рис. 4 показано положение звеньев кинематической схемы в прямом режиме, прерывистыми — в реверсивном.

В режиме прямой работы колесо вращается по часовой стрелке (см. рис. 4, а, вид А). Лопатки 1 зафиксированы относительно втулки 2 под углом α (см. рис. 4, б) моментами трения в узлах установки. Пальцы 6 расположены в пазах 5 в крайних по направлению вращения положениях. Углы установки лопаток 9 обеспечивают функционирование лопаточного аппарата в качестве спрямляющего. Аэродинамическая схема вентилятора — К + СА.

Для перевода ОВ в реверсивный режим двигатель 7 останавливают. Центробежные силы, действовавшие на лопатки, становятся равными нулю, моменты трения в узлах установки лопаток 1 снижаются до минимальных значений, определя-

ющихся собственным весом лопаток и взаимодействием крепежных деталей.

Затем двигатель включают в направлении против часовой стрелки. Втулка 2 с лопатками 1 начинает вращаться с угловым ускорением, определяющимся отношением пускового момента двигателя к суммарному моменту инерции вращающихся масс. Зубчатое колесо 4 вовлекается во вращение суммой моментов трения в кинематических парах. Но, как уже было отмечено, эти моменты малы, поэтому угловое ускорение зубчатого колеса меньше углового ускорения втулки 2. Вследствие разности угловых скоростей втулка 2 и, следовательно, шестерни 3 перемещаются относительно колеса 4 (обгоняют его), лопатки 1 вращаются относительно втулки, пальцы 6 проходят по всей длине пазов 5 против часовой стрелки и занимают положение, показанное на виде А прерывистыми линиями. После этого колесо 4 начинает вращаться синхронно втулке 2, и поворот лопаток 1 относительно втулки прекращается. Лопатки 1 фиксируются в положении, соответствующем реверсированию воздушной струи.

Одновременно с описанным процессом лопатки 9 (см. рис. 4, б) поворачиваются приводом СА и занимают положение, обеспечивающее работу лопаточного аппарата в качестве направляющего (НА). Аэродинамическая схема вентилятора из К + СА преобразуется в НА + К. Длина дуговых пазов и передаточное отношение зубчатых передач выбираются таким образом, чтобы при реверсировании вращения двигателя лопатки поворачивались относительно втулки на 180° . В новой схеме обтекание лопаток 1 потоком идентично обтеканию в прямом режиме, поэтому выходные параметры ОВ

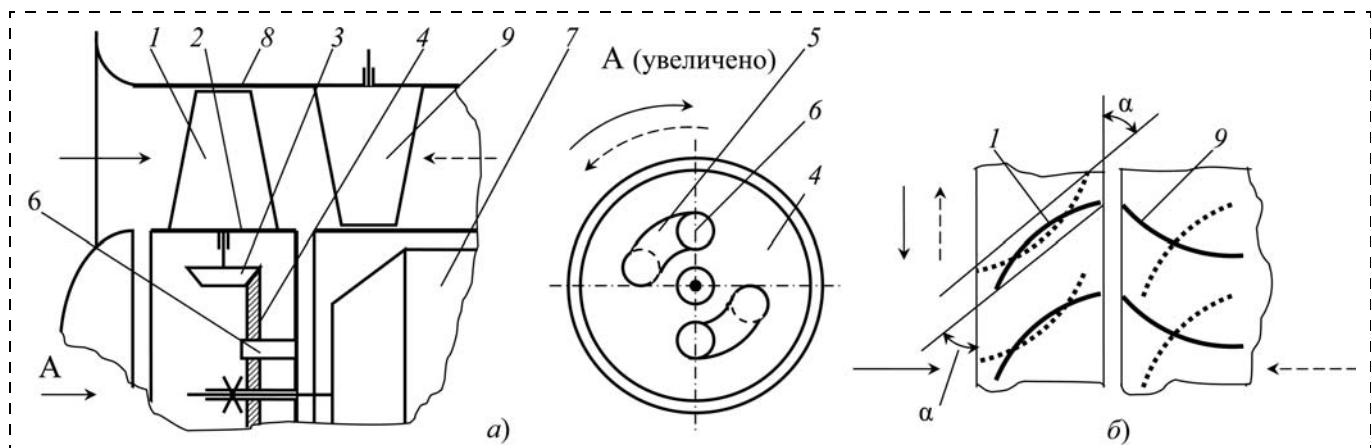


Рис. 4. Схема ОВ с повышенными параметрами реверсивного режима:
 ————— направление прямое; — — — — — направление реверсивное

практически не отличаются от параметров прямой работы.

В 1983 г. по проекту Свердловского горного института "НИПИГОРМАШ" совместно с Артемовским машиностроительным заводом (АМЗ) изготовлен опытный образец вентилятора ОВ-16Р, снабженный механизмом поворота лопаток колеса на ходу, в котором предусматривалась реализация описанного принципа реверсирования. На испытательной станции АМЗ вентилятор полностью подтвердил свою работоспособность.

Отечественные шахтные ОВ представляют собой весьма металлоемкие агрегаты. Их гигантизм резко бросается в глаза по контрасту с простотой принципа передачи энергии от колеса к потоку. Одна из причин данного явления — искусственное занижение $v_{окр}$ — уже названа. Другая причина состоит в традиционном изготовлении деталей и узлов ОВ из стали в тех случаях, когда сталь может быть с успехом заменена легкими и технологичными неметаллами. Речь идет о упомянутых выше композитах. На рис. 5 показаны выполненные из композита кок и входной коллектор ОВ главного проветривания.

В состав главных вентиляторных установок входят корпусные изделия, имеющие вид оболочек и нагруженные в основном собственным весом. Выполнение их из композитов позволит серьезно снизить массу установки. Более того, композиты вполне применимы и для изготовления рабочих колес целиком, а не только лопаток. Прочностные расчеты и конструкторские проработки, выполненные в ООО СКБ "Мысль", показывают, что композитное колесо будет иметь массу на 30...40 % меньше стального. Становятся реальными конструкции ОВ с колесами диаметрами 1,1, 1,6 и 2,1 м, смонтированными непосредственно на вал двигателя. Несложно представить, насколько легче и компактнее станут машины. Предварительный расчет свидетельствует: ВО-16 с частотой вращения 1500 мин^{-1} и колесом на валу двигателя по выходным параметрам будет эквивалентен вентилятору ВОД-16П и не менее чем

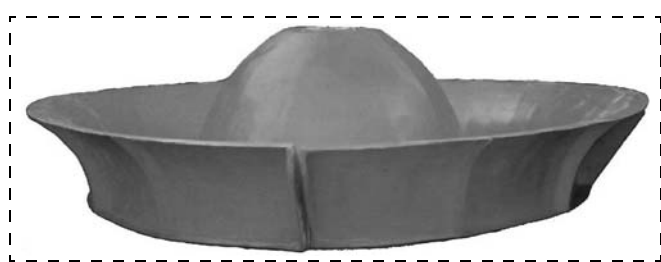


Рис. 5. Композитные элементы ОВ главного проветривания

в 2 раза легче, причем длина вентиляторной установки уменьшится в 2,8 раза по отношению к длине установки с ВОД-16П.

Сетовать в научно-технической литературе на низкую управляемость отечественных шахтных установок главного проветривания стало своего рода традицией.

За последние десятилетия появилось множество апробированных вариантов механизмов для поворота рабочих лопаток на ходу, существуют российские изготовители ОВ с такими устройствами ("Аэротурбомаш", "НИПИГОРМАШ"). Несмотря на это, горно-добывающие компании предпочитают приобретать дешевые машины китайского производства — копии советских нерегулируемых ВОД.

Комбинированное управление поворотом лопаток колес и изменением частоты вращения ротора способно не только обеспечить требуемый расход воздуха в шахте, но во многих случаях также приблизить КПД вентилятора к максимальному значению. Учитывая данный факт, эксплуатацию ОВ с КПД, равным или близким 0,6, уже нельзя безоговорочно считать удовлетворительной. Мало того, ввиду невозможности оперативного управления производительностью установки главного проветривания целого ряда горных предприятий эксплуатируются в режимах, находящихся вне рабочей зоны ОВ. Есть мнение, что непроизводительные энергозатраты, обусловленные указанным фактором, в целом по стране исчисляются сотнями мегаватт-часов.

В то же время, низкая управляемость является причиной того, что около 30 % (по нашим оценкам) всех установок имеют производительность, недостаточную для эффективной очистки внутришахтной атмосферы. Не чем иным, как неудовлетворительной вентиляцией объясняются недавние тяжелые аварии на шахтах Кузбасса.

Но, как ни парадоксально, безнадежно устаревшие в конструктивном отношении машины находятся под эгидой ныне действующего стандарта [7]. Стандарт как нормативный акт играет в вентиляторостроении роль фактора, сдерживающего инновационное развитие отрасли.

Всесторонний анализ ситуации с шахтными вентиляторными установками главного проветривания, сложившейся в стране, приводит к следующим выводам.

1. Эксплуатационные возможности осевых вентиляторов используются крайне непродуктивно, вследствие чего завышены массы и габаритные размеры вентиляторных установок, а также связан-

ные с указанными размерами капитальные затраты на здания и сооружения вентиляторных станций.

2. Низкая параметрическая надежность систем вентиляции является причиной непроизводительных энергозатрат, плохих условий труда горнорабочих и повышения вероятности аварий.

3. Следует сформулировать концепцию современного шахтного ОВ, на базе которой обосновать оптимальный ряд конструктивно-энергетических параметров агрегатов, подлежащих изготовлению. Необходимо пересмотреть стандарт на шахтные вентиляторы и внести в него изменения в соответствии с принятой концепцией.

Список литературы

1. **Шахтные** вентиляторные установки главного проветривания: справочник / Бабак Г. А., Бочаров К. П., Волохов А. Т. и др. М.: Недра, 1982. 296 с.

2. **Алексеев В. В., Брюховецкий О. С.** Горная механика: учеб. для вузов. М.: Недра, 1995. 413 с.

3. **Косарев Н. П., Таугер В. М.** Перспективы совершенствования и расчет некоторых параметров шахтных осевых вентиляторов // Известия вузов. Горный журнал. 1982. № 7. С. 84–88.

4. URL: <http://npgm.ru/product-catalog/fans-of-the-main-and-local-ventilation/acatalogitems/31-vo21k-m25.html>.

5. **Шахтные** вентиляторы за рубежом: обзорная информация. М.: НИИинформтяжмаш, 1972. 2-72-16.

6. **Холодников Ю. В., Замараев С. Ю.** Турбомашин из коррозионно-стойких композиционных материалов // Композитный мир. 2013. № 2. С. 14–17.

7. **ГОСТ 11004—84.** Вентиляторы шахтные главного проветривания. Технические условия.

8. **Косарев Н. П., Таугер В. М.** Воздушный сепаратор для вентиляторов типа СВМ // Известия вузов. Горный журнал. 1982. № 6. С. 89–90.

9. **Носырев Б. А., Холодников Ю. В.** Оптимизация параметров реверсивного осевого вентилятора // Известия вузов. Горный журнал. 1986. № 4. С. 77–82.

Yu. V. Kholodnikov, General Director, e-mail: sdo_mysl@mail.ru,
V. M. Tauger, Leading Specialist, SDO "Mysl", Ekaterinburg,
S. Yu. Zamaraev, Director, "Polyfan", Artemovskiy of the Sverdlovsk Reg.

Constractional Perfecting of the Major Mine Axial Fans

At this article is given consideration to the reasons of low effectiveness of major mine fan plants with axial fans and points out the ways of improving fan design, reducing energy consumption, lowering capital costs as well as optimizing parameters series. Bring tangential speed to the values adopted in the world practice and the use of structural composite materials will make it possible to reduce the dimension and weight of the fan installations. Introduction to fans of air separators and device automatically turn the blades of the wheel 180 degrees will allow to exclude unstable modes and drastically improve performance when the reverse. Has experience of creation and application of the operational management of working parameters of the fan, but so far they have not received enough wide distribution. Despite the fact that implementation of the safety regulations in term of mine ventilation and impossible without adjustment of productivity of the mine axial fan by changing the angles of the blades without stopping the machine, the corresponding requirement is not defined in the standard. Conditions that must be met modern domestic mine axial fans, should be included in the state normative documents.

Keywords: mine ventilation, axial fan, tangential speed, work regime, reverse regime, operation control, composite materials, metal content

References

1. **Babak G. A., Bocharov K. P., Volohov A. T. i dr.** *Shahtnye ventiljatornye ustanovki glavnogo provetrivaniya: spravochnik*. M.: Nedra, 1982. 296 p.

2. **Alekseev V. V., Brjuhoveckij O. S.** *Gornaya mehanika: uchebnik dlya vuzov*. M.: Nedra, 1995. 413 p.

3. **Kosarev N. P., Tauger V. M.** Perspektivy sovershenstvovaniya i raschet nekotoryh parametrov shahtnyh osevyh ventiljatorov. *Izvestija vuzov. Gornyj zhurnal*. 1982. N. 7. P. 84–88.

4. URL: <http://npgm.ru/product-catalog/fans-of-the-main-and-local-ventilation/acatalogitems/31-vo21k-m25.html>.

5. **Shahtnye** ventiljatory za rubezhom: obzornaja informacija. M.: NIInformtjazhmash, 1972. 2-72-16.

6. **Kholodnikov Yu. V., Zamaraev S. Yu.** Turbomashiny iz korrozionno-stojkih kompozicionnyh materialov. *Kompozitnyj mir*. 2013. N. 2. P. 14–17.

7. **ГОСТ 11004—84.** Ventiljatory shahtnye glavnogo provetrivaniya. Tehnicheskie uslovija.

8. **Kosarev N. P., Tauger V. M.** Vozdushnyj separator dlja ventiljatorov tipa SVM. *Izvestija vuzov. Gornyj zhurnal*. 1982. N. 6. P. 89–90.

9. **Nosyrev B. A., Kholodnikov Yu. V.** Optimizacija parametrov reversivnogo oseвого ventiljatora. *Izvestija vuzov. Gornyj zhurnal*. 1986. N. 4. P. 77–82.

УДК 622.23.037.008

С. Л. Сержан, асп., **В. И. Медведков**, д-р техн. наук, проф.,
НМСУ "Горный", г. Санкт-Петербург

E-mail: vimedvedkov@yandex.ru, sergei.serzhan@inbox.ru

Рекомендации к расчету параметров приводного двигателя грунтозаборного устройства

Выполнен анализ влияния на параметры гидродвигателя рабочего органа грунтозаборного устройства добычного подводного комплекса конструктивных, энергетических и эксплуатационных факторов. Показана возможность установки режущего органа в виде конической коронки. Использован гидродвигатель оригинальной конструкции.

Обеспечен пропуск по кольцевому каналу необходимого расхода пульпы без выпадения в осадок твердых фракций; эффект получен на основе теории гидроподъема сыпучих материалов. Повышена надежность работы грунтозаборного устройства комплекса по сравнению с горизонтальным режущим барабаном с осевой многоступенчатой гидротурбиной. Оригинальной компоновкой рабочего органа реализован способ непрерывного движения рабочего органа в горизонтальной плоскости при разрушении или рыхлении полезного ископаемого с одновременной тягой в пульповод последнего за счет гидростатического напора, обусловленного расположением промежуточной капсулы с пульпоперекачным оборудованием. Достигнуто повышение производительности комплекса по сравнению с прямолинейным движением добычной машины.

Предложена методика расчета параметров гидродвигателя применительно к рабочему органу подводного комплекса, которая основана на приоритетном использовании уравнения критической скорости пульпы в канале кольцевого сечения, зависимости для рабочего объема двухкамерного гидродвигателя с качающимися шиберами и на экспериментальных исследованиях режимов резания массива с адекватными физико-техническими характеристиками для конических режущих коронок.

Ключевые слова: комплекс, способ, гидродвигатель, методика

Некоторые комплексы оборудования для подводной разработки на шельфе конкреций и корковых образований [1], представляющих собой полиметаллические руды, содержат поверхностный рудосборник, промежуточное заглубленное под уровень моря плавсредство с атмосферным давлением в нем воздуха и с пульпоперекачным оборудованием (для краткости — капсула), пульповод положительной плавучести [2] и придонную самоходную добывающую машину (машина) с рабочим органом (РО), гидравлически сообщенным с входом в пульповод. Кроме того, пульповод гидравлически сообщен с капсулой, у дна имеет расширяющийся против движения пульпы ловитель и механически связан с машиной, которая осуществляет силовые его перемещения.

Существуют различные виды РО для рыхления твердого, например, барабанный или конический с горизонтальной или вертикальной осью вращения. Существуют различные типы привода, пригодные для приведения в действие РО, например, гидротурбинный — на основе многоступенчатой

осевой турбины [3], электрический, гидравлический на основе объемных масляных или водяных гидродвигателей [4], пневматический.

Совокупность машины, ловителя пульповода, РО и привода РО названа нами грунтозаборным устройством (ГЗУ). В статье рассматривается конкретное ГЗУ с встроенным в ловитель высокомоментным объемным шиберным гидродвигателем оригинального исполнения (ДМ) с вертикальной осью вращения [5].

При работе комплекса (рис. 1) коронкой 12 рабочего органа 10 рыхлят отложения: конкреции максимальной крупностью $\delta_k \leq 100$ мм, или, при необходимости, корковые отложения, которые могут составлять толщину до 200 мм. Характер движения РО 10 может быть различным, например, по дуге, описываемой в горизонтальной плоскости стрелой 18 радиусом $R_{стр}$ с линейной скоростью коронки $v_{кор}$ с последующим ходом тележки 13 вперед (назад). Движение стрелы по дуге обеспечивает поворотный гидроцилиндр 16, а при забуривании РО или при маневрировании тележки

стрелу с РО приподнимают верхним гидроцилиндром благодаря наличию шарнира 17. Работа РО 10 подробнее описана в статье [6].

В ловитель 11 встроены "гидродвигатель высоко-Моментный" ДМ (рис. 2, 3), который может использовать в качестве энергоносителя забортную воду или вязкую жидкость. Ниже рассмотрен вариант, использующий в качестве рабочей жидкости масло. Функционирование объемного гидродвигателя осуществляется следующим образом: жидкость под давлением поступает в рабочие камеры 8 (см. рис. 3) по напорным каналам 2 (вход), выполненным в корпусе 3. Отжатый к корпусу пружиной 6 шибер 5 воспринимает давление масла — возникает крутящий момент на валу ротора 4. Отклонители 1 разделяют рабочую камеру на две части, в каждой из которых шибер выходит из-под отклонителя, передает на ротор крутящий момент, вытесняет масло в сливной канал 7 (выход) и складывается под отклонитель.

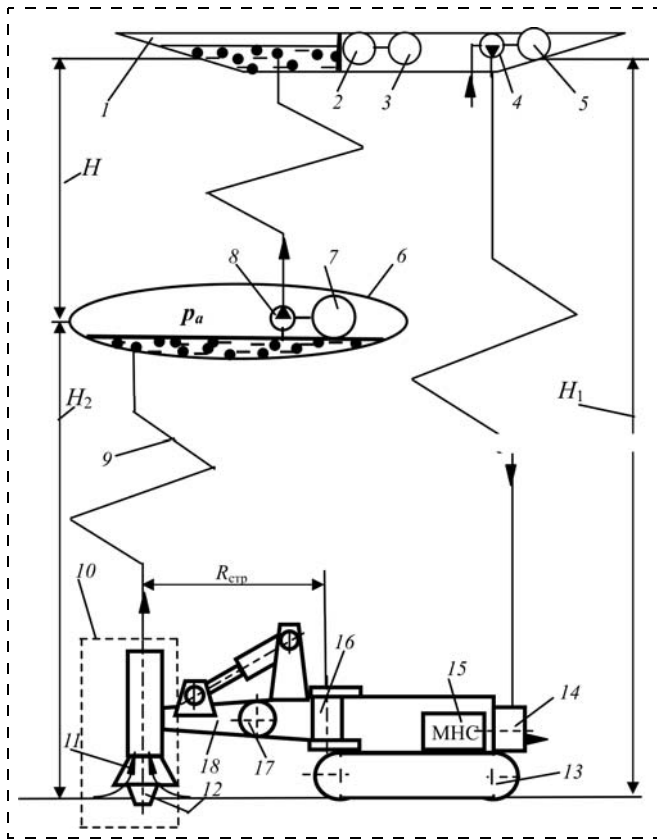


Рис. 1. Ситуационная схема добывающего комплекса:
1 — рудосборник; 2 — генератор; 3 — дизель; 4 — насос; 5 — электродвигатель; 6 — капсула; 7 — электродвигатель; 8 — грязевой насос; 9 — пульт; 10 — РО; 11 — ловитель; 12 — коническая коронка; 13 — тележка; 14 — объемный водяной гидродвигатель; 15 — маслонасосная станция; 16 — поворотный гидроцилиндр качания стрелы; 17 — ось вертикального движения стрелы (шарнир); 18 — стрела

В частности, рассматривается ДМ, работающий на масле, подаваемом от объемного насоса маслостанции 15 (см. рис. 1). Этот насос приводится таким же по типу двигателем 14, но работающим на забортной воде, которая подается центробежным насосом 4, установленным на рудосборнике 1. Приводом насоса 4 является электродвигатель 5.

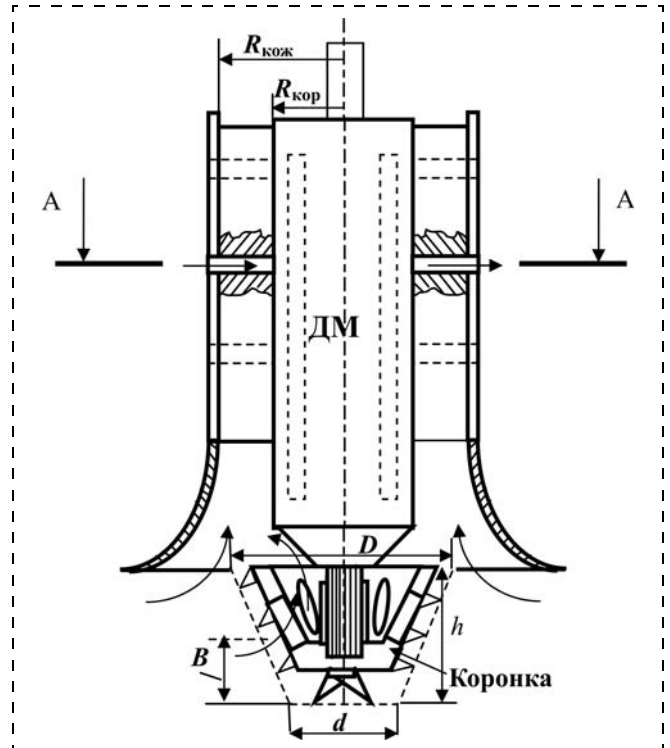


Рис. 2. Рабочий орган ГЗУ:
 $R_{кож}$ — радиус кожуха; $R_{кор}$ — радиус корпуса двигателя; B — заглабление коронки; h — высота коронки; d и D — диаметры коронки соответственно меньший и больший

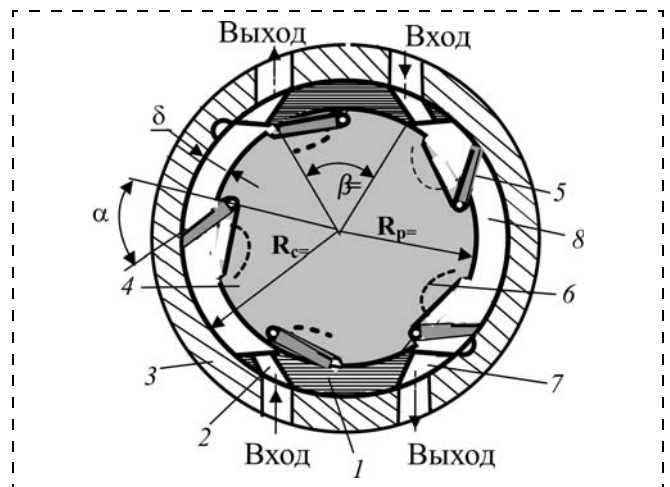


Рис. 3. Сечение А-А по рис. 2 гидродвигателя ДМ:
1 — отклонитель; 2 — напорный канал; 3 — корпус (статор); 4 — ротор; 5 — шибер; 6 — плоская пружина; 7 — сливной канал; 8 — рабочая камера; δ — радиальная высота рабочей камеры; α — угол наклона шибера к радиусу ротора; β — угол охвата ротора отклонителем; R_p — радиус ротора; R_c — радиус статора

Разрыхленная горная масса захватывается потоком воды, входящей в горловину ловителя 11. Движение воды снизу вверх (тяга) по пульповоду 9 внутренним диаметром D_{Π} обеспечивается статическим давлением $H = H_1 - H_2$ (см. рис. 1), где H_1 — глубина акватории в районе добычи полезного ископаемого; H_2 — глубина погружения капсулы 6, в полости которой находится воздух с атмосферным давлением p_a . От капсулы смесь воды и твердых включений (пульпа) выдается грязевым насосом 8, приводимым электродвигателем 7, на рудосборник. Энергия для электродвигателей 5 и 7 вырабатывается на рудосборнике генератором 2, приводимым дизелем 3. Воздушные и электрические связи на рис. 1 не показаны.

Поскольку движение пульпы по восстающему пульповоду заданного диаметра D_{Π} адекватно процессу "гидроподъем", известному, например, из гидравлического способа добычи угля, используем присущие для данного процесса такие характеристики: критическая скорость пульпы $v_{кр}$, крупность сыпучего δ_k , объемная концентрация сыпучего в жидком k_V , плотность гидросмеси (пульпы) $\rho_{см}$ и др. При этом фактическая скорость пульпы в пульповоде при известных D_{Π} и L_{Π} может быть определена по формуле

$$v_{\phi} = \frac{1}{\sqrt{\lambda \frac{L_{\Pi}}{D_{\Pi}} + \sum \xi}} \sqrt{2gH}, \quad (1)$$

где L_{Π} — длина пульповода от ловителя до капсулы; λ — коэффициент Дарси; ξ — коэффициент местных сопротивлений.

Поток в состоянии "пульпа" будет существовать до тех пор, пока выполняется условие вида

$$v_{\phi} \geq v_{кр}, \quad (2)$$

где $v_{кр}$ — критическая скорость пульпы.

При $v_{\phi} < v_{кр}$ сыпучее выпадает в осадок, т. е. гидроподъем твердых частиц прекращается. Критическая скорость определяется теоретически при транспортировании одиночных твердых частиц крупностью δ_k , равной эквивалентному диаметру частицы D_3 объемом $V = \frac{1}{6} \pi D_3^3$, миделевым сече-

нием $S_{мс} = \frac{\pi D_3^2}{4}$ по формуле

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{2gV}{CS} \left(\frac{\rho_T}{\rho_{ж}} - 1 \right)} = \sqrt{\frac{4g}{3C} \left(\frac{\rho_T}{\rho_{ж}} - 1 \right)}, \quad (3)$$

где C — коэффициент сопротивления [7, стр. 194]; ρ_T и $\rho_{ж}$ — плотность соответственно твердой и жидкой фракций.

Существуют также полуэмпирические зависимости для определения $v_{кр}$ пульпы. Одна из них имеется в работе [8, стр. 147] для пульпы с твердыми частицами крупностью 0...50 мм:

$$v_{кр} = k \sqrt{g \delta_k \left(\frac{\rho_{см}}{\rho_{ж}} - 1 \right)}, \quad (4)$$

где $k = f(\delta_k)$ — эмпирический коэффициент.

Плотность смеси $\rho_{см}$ рассчитывается по формуле

$$\rho_{см} = \frac{\rho_T V_T + \rho_{ж} V_{ж}}{V_T + V_{ж}} = k_V (\rho_T - \rho_{ж}) + \rho_{ж}, \quad (5)$$

где V_T и $V_{ж}$ — объемы соответственно твердой и жидкой долей; k_V — объемная концентрация сыпучего в жидком; в настоящей работе рассматриваются ситуации, когда концентрация смеси не превышает 10 %, т. е. $k_V \leq 0,1$.

Пропускная способность пульповода по массе твердого (производительность ГЗУ):

$$P_{tm} = \rho_T \Pi_{TV} = \rho_T k_V Q_{см} = \rho_T k_V v_{\phi} S_{\Pi}, \quad (6)$$

где S_{Π} — площадь сечения пульповода; Π_{TV} — производительность ГЗУ по объему твердого; $Q_{см}$ — расход пульпы:

$$Q_{см} = v_{\phi} S_{\Pi}. \quad (7)$$

Таким образом, ГЗУ должно обеспечить добычу ископаемого в размере Π_{tm} , а сложный проточный тракт, образованный ловителем и встроенным в него гидродвигателем ДМ, должен обеспечить пропуск в пульповод твердого максимальной заданной крупности δ_k .

Производительность ГЗУ по твердому при заглублении коронки B (см. рис. 2):

$$\Pi_{tm} = v_{кор} S \rho_T 60, \text{ т/мин}, \quad (8)$$

где S — сечение траншеи в форме трапеции, образующееся при движении резцовой коронки по дну с линейной скоростью $v_{кор}$:

$$S = 0,5B \left(\frac{D-d}{h} B + 2d \right), \quad (9)$$

где h , D , d — параметры коронки (см. рис. 2).

Используем результаты исследований проходческого комбайна К56МГ с аналогичной коронкой при непрерывном резании угля крепостью $f = 1,0...2,0$ (по шкале проф. М. М. Протодяконова) при различном ее заглублении в массив. Эти результаты представлены, в частности, на рис. 4 [9]:

— производительность непрерывного резания при $0 \leq B \leq 0,3$ м линейно растет [9, табл. 10.8] при увеличении глубины траншеи соответственно связи

$$\Pi_{\text{нр}} = K_{\Pi} B; \quad (10)$$

— линейная скорость движения коронки $v_{\text{кор}}$ снижается от максимально возможной пропорционально заглублению B тоже линейно

$$v_{\text{кор.нр}} = v_{\text{кор.мах}} - K_v B. \quad (11)$$

Для ГЗУ принято заглубление коронки $B \leq 0,2$ м, а "крепость" разрыхляемой среды с конкрециями, предположительно, не выше указанной крепости угля, что соответствует исследованиям [10, стр. 67]. При таком допущении можно принять во внимание затраченную мощность двигателя РО указанного комбайна при "забурировании" $N_{\text{заб.затр.РО}} \leq 26$ кВт, привода (с двигателями РО, хода и МНС) $N_{\text{заб.затр.пр}} \leq 40$ кВт [9, рис. 10.1], а при непрерывном резании (ходовые двигатели выключены) [9, табл. 10.8] $N_{\text{нр.пр.затр}} \leq 36$ кВт.

Другими словами, к началу стадии расчета параметров двигателя РО ГЗУ о затраченной мощности этого двигателя представление имеется на основании наших опытных данных, приведенных выше, в том числе, на рис. 4. Опытным путем установлено [11, с. 79], что для гидродвигателя типа ДМ существует порог частоты вращения его ротора в оптимальном режиме при максимальном КПД, обусловленный режимом повышением утечек энергоносителя из-за запаздывания поворота ши-

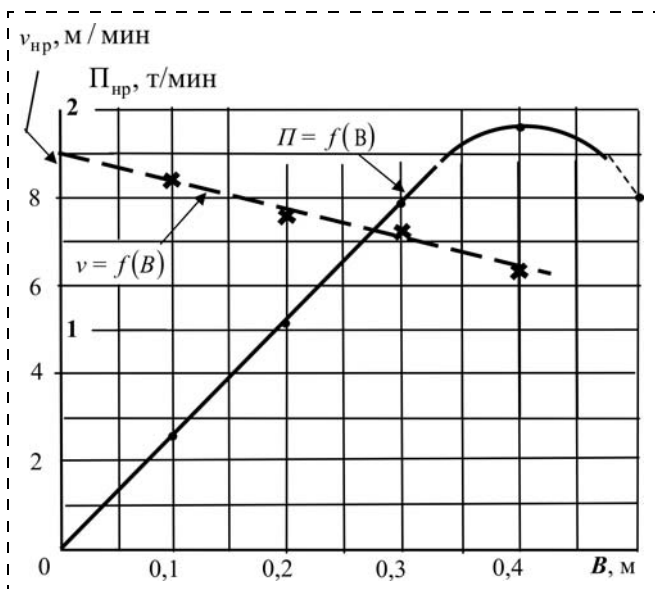


Рис. 4. Опытные зависимости скорости непрерывного резания угля конической режущей коронкой и производительности резания от глубины забуривания коронки

беров до контакта с корпусом. Этот порог примерно соответствовал частоте вращения $n_0 \approx 200$ мин⁻¹. Дальнейшим совершенствованием гидродвигателя [4] недостаток, связанный с запаздыванием поворота шиберов, устранен, что привело к увеличению КПД двигателя.

Одной из задач при проектировании РО описанного типа является определение наружного диаметра $D_{\text{кор}}$ корпуса гидродвигателя и сечения кольцевого канала $S_{\text{к}}$ (см. рис. 2)

$$S_{\text{к}} = k\pi(R_{\text{кож}}^2 - R_{\text{кор}}^2) = k\pi\delta_{\text{к}}(D_{\text{кор}} + \delta_{\text{к}}). \quad (12)$$

Здесь коэффициент k учитывает степень стеснения канала крепежными ребрами гидродвигателя ($k < 1$); $\delta_{\text{к}}$ характеризует максимальную крупность конкреций. Сечение $S_{\text{к}}$ должно обеспечить получение фактической скорости пульпы $v_{\text{ф}}$ не меньше критической ее скорости $v_{\text{к}}$ (2). Минимальный диаметр корпуса $D_{\text{кор.мин}}$ следует выбирать с учетом конструктивных особенностей гидродвигателя, к которым относится, в частности, радиальная высота рабочей камеры δ (см. рис. 3), которая должна быть достигнута минимально возможной для плавности входа шиберов δ под отклонителем I .

Для известных (заданных): внутреннего диаметра пульповода D_{Π} , глубины акватории в области залегания конкреций H_1 и глубины H_2 погружения капсулы (см. рис. 1) скорость пульпы в кольцевом канале $v_{\text{к}}$ может быть найдена по формуле [6]

$$v_{\text{к}} = v_{\text{ф}} \frac{D_{\Pi}^2}{4k\delta_{\text{к}}(D_{\text{кор}} + \delta_{\text{к}})}. \quad (13)$$

На рис. 5 показан пример зависимости (кривая M) скорости пульпы в кольцевом канале рабочего органа ГЗУ от наружного диаметра корпуса гидродвигателя, полученной расчетом с использованием формулы (13) для конкретных значений входящих величин. Участок $A-B$ данной зависимости пригоден для использования при проектировании РО. Заметим, что точка B соответствует расчетному диаметру, при котором $v = v_{\text{кр}}$, а точка A — плавающая и зависит от выбранного конструктивного решения проточной части ДМ. Например, для затраченной мощности двигателя порядка 40 кВт и для реально располагаемого давления масла 32 МПа вписать проточную часть двигателя в диаметр корпуса меньше 0,2 м проблематично (именно эта ситуация показана на рис. 5).

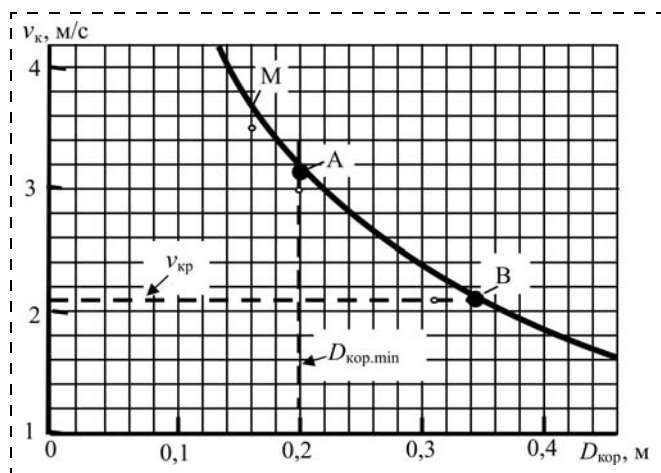


Рис. 5. Область рациональных диаметров корпуса гидродвигателя ДМ рабочего органа ГЗУ

Имея данные о наружном радиусе трубчатого корпуса двигателя ($R_{кор} = D_{кор}/2$, см. рис. 2), находим толщину стенки трубы, выдерживающую давление рабочей жидкости и механические нагрузки вида "трение" и радиус статора R_c (см. рис. 3); при этом можно определить радиус ротора R_p , радиальную высоту рабочей камеры δ , рабочую длину ротора (шибера) $L = b$, используя следующие уравнения рабочего объема q гидродвигателя

$$q = Z\pi(R_c^2 - R_p^2)bk_{\Pi} - b\frac{\delta}{\cos\alpha}\Delta(z_{ш} - z') \quad (14)$$

или

$$q = b\delta\left[Z\pi 2R_c - \delta\right]k_{\Pi} - \frac{\Delta(z_{ш} - z')}{\cos\alpha}, \quad (15)$$

где Z — число рабочих камер; $z_{ш}$ — общее число шиберов; z' — общее число шиберов, находящихся под отклонителями; Δ — толщина пластины шибера; α — угол наклона шибера к радиусу ротора, проходящему через центр качания шибера; k_{Π} — коэффициент заполнения кольцевого сечения рабочих камер отклонителями.

Указанные параметры задаются при конструировании двигателя. Например, угол β охвата ротора отклонителем должен соответствовать длине дуги отклонителя, примерно вдвое большей тангенциальной длины $l_{ш}$ шибера для размещения на поверхности ротора продольных канавок шелевого уплотнения.

Расход жидкости на двигатель определяется традиционно по формуле

$$Q = q\frac{n}{60}\frac{1}{\eta_o}, \quad (16)$$

где η_o — объемный КПД.

Ранее были обозначены уровень затраченной мощности на двигатель (через расход Q и давление p)

$$N_{затр} = Qp \quad (17)$$

и уровень частоты вращения его ротора $[n_o]$.

Полезная мощность двигателя $N_{эф}$ будет найдена через полный η его КПД

$$N_{эф} = N_{затр}\eta = M\omega. \quad (18)$$

Полный η и объемный η_o КПД задаются для оптимального режима по опытным данным (экспериментальные исследования гидродвигателя типа ДМ) (по типу [11]). Гидромеханический $\eta_{ГМ}$ КПД при необходимости определяется из соотношения

$$\eta = \eta_o\eta_{ГМ}. \quad (19)$$

Движущий момент M на валу гидродвигателя обеспечивается подбором параметров Z, b, δ , входящих в уравнение (15), при найденном из формулы (16) рабочем объеме q .

Таким образом, выполненный анализ показал, что:

— указанная компоновка позволяет применить способ непрерывного движения РО в горизонтальной плоскости при разрушении полезного ископаемого с одновременной тягой в пульповод последнего, что повышает производительность комплекса по сравнению с прямолинейным движением машины;

— предложенная методика расчета параметров гидродвигателя типа ДМ применительно к РО подводного комплекса, основанная на приоритетном использовании уравнений (13) и (15), соответствует достижению эффекта гидроподъема в кольцевом канале ловителя.

Список литературы

1. Маховиков Б. С. Комплексы оборудования для подводной разработки россыпей на шельфе // Горный журнал. 1997. № 11. С. 31.
2. Маховиков Б. С., Братчиков Н. В. Средства гидроподъема полезного ископаемого с донной поверхности морского шельфа // Наука в СПГГИ. Вып. 3. СПб.: СПГГИ, 1998.
3. Шалыгин А. В. Подводная добычная машина с гидротурбинным приводом. Записки Горного института. Т. 150. Ч. 1. СПб.: СПГГИ, 2002.
4. Медведков В. И., Дранов С. С. Гидродвигатель: пат. РФ 2295062 МПК F04C 2/44, F03C 2/30/; опубл. 10.03.2007, Бюл. № 7.
5. Медведков В. И., Незаметдинов А. Б., Кондаков Д. Ю., Сержан С. Л. Грунтозаборное устройство: пат. РФ 2459083 МПК E21C 50/00, 2010; опубл. 20.08.2012.

6. **Сержан С. Л.** Оснащение грунтозаборного устройства рабочим органом с объемным гидродвигателем // Горное оборудование и электромеханика. 2013. № 10. С. 39—42.

7. **Альтшуль А. Д., Калицун В. И.** и др. Примеры расчетов по гидравлике. М.: Стройиздат, 1976. 255 с.

8. **Гейер В. Г., Дулин В. С., Заря А. Н.** Гидравлика и гидропривод. М.: Недра, 1991. 331 с.

9. **Медведков В. И.** Повышение энерговооруженности исполнительных органов механогидравлических машин

и их производительности на основе водяных двигателей / Науч.-техн. разработки ВНИИгидроугля и МГИ. М.: МГИ, 1989. С. 92—160.

10. **Добрецов В. Б., Роголев В. А.** Основные вопросы освоения минеральных ресурсов мирового океана. СПб.: МАНЭБ, 2003. 524 с.

11. **Медведков В. И., Краюшкин В. Г.** Новые водяные двигатели для забойного оборудования гидрошахт. Техника и технология гидравлической добычи: Сб. науч. тр. ВНИИгидроугля. Новокузнецк, 1991. С. 76—85.

S. L. Serjan, Postgraduate Student, e-mail: sergei.serzhan@inbox.ru,
V. I. Medvedkov, Professor, e-mail: vimedvedkov@yandex.ru,
National Mineral Resources University (University of Mines), St. Petersburg

Recommendations for Calculation of Driving Motor Parameters of Suction Cutter

In this paper analysis of the impact on the working parameters of the hydraulic engine of working body of suction cutter of underwater mining complex design, energy and operational factors were performed. The possibility of setting the cutting tool in the form of a conical crown is shown. Hydraulic motor of the original design was used.

The passage through the circular perimeter required flow rate pulp without precipitation of solids was achieved. This effect was obtained on the basis of the theory of the hydraulic lift of loose materials. Reliability of the suction cutter compared with horizontal cutting drum with multistage water turbine was increased. Method for the continuous movement of the working body in a horizontal plane directed at destruction or loosening of the mineral with simultaneous traction into slurry pipeline through hydrostatic pressure due to the location of the buffer with pump station was implemented by original design of the working body. Productivity of the complex as compared with a linear motion of the mining machinery was improved.

A method for calculating the parameters of the hydraulic engine of working body of underwater complex was proposed. This method is based on the priority use of the equation of the critical speed of the pulp in the circular perimeter, depended on the working volume of the two-chamber hydraulic motor with swinging vane and experimental studies cutting modes array with adequate physical and technical characteristics for conical crowns.

Keywords: complex, method, hydraulic engine, method of calculating

References

1. **Mahovikov B. S.** Kompleksi oborydovania dlia podvodnoi razrabotki rossipey na shelfe. *Gorniy zhurnal*. 1997. N. 11. P. 31.

2. **Mahovikov B. S., Bratchikov N. V.** Sredstva gidropod'ema poleznogo iskopaemogo s donnoi poverchnosti morskogo shelfa // *Nayka v SPGGI*, vip. 3, SPb.: SPGGI, 1998.

3. **Shalygin A. V.** Podvodnaia dobichnaia mashina s gidrotырbinnim privodom. *Zapiski gornogo instituta*, tom 150, chast 1. SPb.: SPGGI, 2002.

4. **Medvedkov V. I., Dranov S. S.** Gidrodvigatel. Pat. RF 2295062 MPK F04C 2/44, F03C 2/30. 10.03.2007. Byl. iz № 7.

5. **Pat. 2459083.** Rossiysakaya Federaciya E21 C50/00 Gryntozabornoe ystroystvo. Medvedkov V. I., Nezametdinov A. B., Kondakov D. Yu., Serzhan S. L.; opubl. 20.08.2012.

6. **Serzhan S. L.** Osnashenie gryntozabornogo ystoistva rabochim organom s ob'emnim gidrodvigatelem. *Gornoe oborydovanie i elektromekhanika*. 2013. N. 10. P. 39—42.

7. **Al'tshyl' A. D., Kalicun V. I.** *Primeri raschetov po gidravlike*. M.: Stroyizdat, 1976. 255 p.

8. **Geyer V. G., Dylin V. S., Zarja A. N.** *Gidravlika i gidroprivod*. M.: Nedra, 1991. 331 p.

9. **Medvedkov V. I.** *Povishenie energovooryjennosti ispolnitel'nykh organov mekhanogidravlicheskiykh mashin i ikh proizvoditel'nosti na osnove vodianiykh dvigateley*. Nauch.-tehn. razrabotki VNIIGidroyglya i MGI. M.: MGI, 1989. P. 92—160.

10. **Dobrecov V. B., Rogalev V. A.** *Osnovnyye voprosy osvoeniya mineral'nykh resursov mirovogo okeana*. SPb.: MANEB, 2003. 524 p.

11. **Medvedkov V. I., Kraiyushkin V. G.** *Novye vodiane dvigateli dlia zaboynogo oborydovania gidroshacht*. Tekhnika i tekhnologiya gidravlicheskoj dobichi: Sb. nauchn. tr. VNIIGidroyglya. Novokuznetsk, 1991. P. 76—85.

К влиянию крепости породы на ее абразивные свойства*

На примере трех видов апатито-нефелиновой руды, различающихся соотношением составляющих ее минералов и, как следствие, физико-механическими свойствами, рассмотрено влияние крепости на абразивные свойства породы. Изложена методика испытаний и представлены экспериментальные данные о скорости износа об указанные виды руды цилиндрических образцов из стали 110Г13Л как из материала, наиболее часто использующегося при изготовлении быстро изнашивающихся элементов горного оборудования. Показано, что при существенной разнице в крепости ($f = 0,5; 5; 10$ по шкале проф. М. М. Протодьяконова) анализируемые виды руды обладают практически одинаковой абразивной способностью по отношению к испытанной стали. Из сопоставления результатов эксперимента и петрографического анализа использованных образцов руды сделан вывод, что влияние разницы в твердости минералов на абразивную способность среды нивелируется особенностями структуры породы.

Ключевые слова: апатит, нефелин, руда, крепость породы, сталь 110Г13Л, абразивная способность, скорость износа

Введение

Широко распространено мнение, что крепость является одним из основных свойств, определяющим абразивность породы, т. е. способность разрушать контактирующие с породой твердые тела. Разделяя такую точку зрения, например, автор [1] заключает, что качественная связь между показателями абразивности и крепости описывается монотонно возрастающей кривой (пунктирная кривая на рис. 1). Хотя, как отмечает тот же автор, на абразивной способности породы, несомненно, сказываются и другие факторы — наличие более твердых, чем основная масса, минеральных включений (их количество, форма, размеры), особенности строения материала и пр.

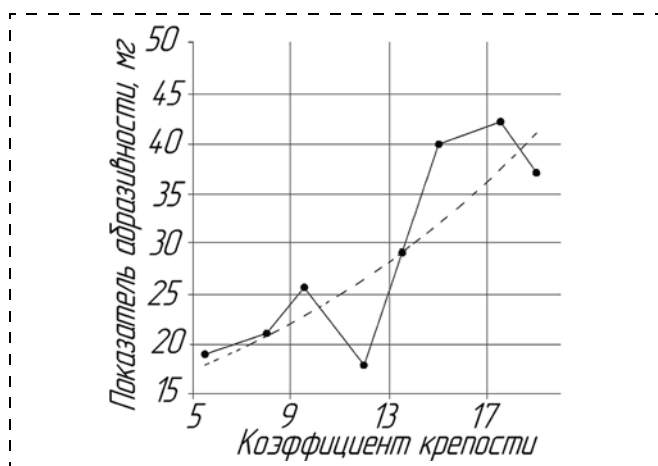


Рис. 1. Зависимость показателя абразивности от коэффициента крепости пород по шкале проф. М. М. Протодьяконова: ломаная линия — график, построенный в работе [2]; пунктир — характер зависимости по мнению автора [1])

* Статья поступила с Недели горняка.

Вместе с тем автор [2], экспериментальные данные которого анализируются в работе [1], не выделяет крепость в качестве основного свойства, определяющего способность породы изнашивать другие тела, и заключает, что ни одна из характеристик породы не определяет однозначно степень ее абразивности.

В связи с этим представляет научный и практический интерес на примере какого-либо наиболее часто применяемого конструкционного материала горно-обогатительного оборудования сравнить абразивные свойства пород, состоящих примерно из одних и тех же породообразующих минералов, но существенно различающихся по крепости.

В качестве таких абразивных пород были использованы три вида апатито-нефелиновой руды Хибинского месторождения с различным соотношением составляющих ее минералов, что обеспечивало различие в механических свойствах породы.

Состав и структуру каждого вида руды определяли петрографическим анализом в проходящем свете с использованием поляризационного микроскопа Leica DM750p. Крепость f по шкале проф. М. М. Протодьяконова выражали через предел прочности породы на сжатие ($f = \sigma_{сж}/10$), значение которого определяли экспериментально на механическом прессе ZDM 25/91 с максимальным усилием 250 кН. Динамическую твердость по Шору устанавливали по методике в модификации Л. А. Шрейнера [3]. Результаты петрографического анализа и физико-механических испытаний представлены в таблице.

По данным таблицы образец породы первого вида на 70...80 % состоит из смеси апатита и нефелина, входящих в руду примерно в равном соотно-

Состав и физико-механические свойства анализируемых видов апатито-нефелиновой руды

Номер породы	Состав руды, %	Предел прочности на сжатие $\sigma_{сж}$, МПа	Крепость по шкале проф. М.М. Протодьяконова	Твердость по Шору
1	Апатит 35...40, нефелин 35...40, пироксен 10...15, титанит + циркон до 5	104	10	92...117
2	Апатит ~ 70, нефелин ~ 20, пироксен ~ 15, титанит + амфибол до 5	47	5	67...76
3	Апатит 90...100, нефелин до 7, пироксен + титанит + амфибол до 3	5	0,5	50...55

Примечание: твердость апатита по шкале Мооса — 5; титанита — 5,5; пироксена — 6; амфибола — 6...6,5; нефелина — 6...7 [4].

шении. Этот же вид руды обладает наивысшей крепостью ($f=10$) и динамической твердостью по Шору (92...117).

Руда третьего вида представляет собой практически чистый апатит. Крепость ($f=0,5$) и твердость (50...55) у данного вида руды минимальны. У руды второго вида, в структуре которой наряду с апатитом присутствует значительное количество нефелина и других минералов, величины крепости ($f=5$) и твердости (67...76) занимают промежуточное положение между первой и третьей породами.

Методика эксперимента

Испытания металлических образцов на эрозивный износ проводились по методике, близкой к разработанной Л. И. Бароном и А. В. Кузнецовым [2] для классификации горных пород по абразивности, отличающейся от методики [2] следующим:

- образцы изготавливались из стали 110Г13Л как основного материала быстро изнашивающихся элементов горного оборудования (футеровок шаровых мельниц, бил и щек дробилок, зубьев ковшей экскаваторов и др.), после закалки с 1100 °С в воде, что обеспечивало исходную твердость стали ~200 НВ;
- в экспериментах использовались сравнительно низкие нагрузки на образец (50 вместо 150 Н по [2]), что позволяло проводить сравнительные испытания по различным, в том числе и отличающимся низкой крепостью, породам;
- испытания проводились на образцах $D=8$ мм с глухим отверстием $d=4$ мм, изготовленных из одной отливки стали;

- в процессе эксперимента периодически фиксировалась убыль массы металла, что позволяло изучать кинетику процесса изнашивания.

Испытания проводились с помощью устройства (рис. 2), разработанного на основе вертикального сверлильного станка.

На рукоятки 6 подачи шпинделя станка крепили груз 7, который обеспечивал постоянное прижатие образца к поверхности пластины руды с заданным усилием. Перед началом испытаний с использованием напольных весов установку тарировали по усилию прижатия P как функции от местоположения груза на рукоятки подачи шпинделя станка. Испытания проводили по следующей схеме.

Пластины 1 абразива, вырезанную из монолитного куска анализируемого вида руды, с помощью прокладок 3 закрепляли в зажимном устройстве 2. В патроне 5 шпинделя станка закрепляли предварительно взвешенный на аналитических весах (точность взвешивания 0,1 мг) образец стали и прижимали с постоянным усилием P к поверхности рудной пластины. Включали электродвигатель 9 и в течение времени t проводили истирание образца об поверхность абразива. Для предотвращения нагрева металла в результате трения образца о породу место контакта образца с абразивом непрерывно омывали водой. По окончании испытаний образец очищали от продуктов разрушения, повторно взвешивали и определяли убыль массы Δm .

При выбранной нагрузке ($P=50$ Н) и продолжительности (1...2 мин) на одном и том же образ-

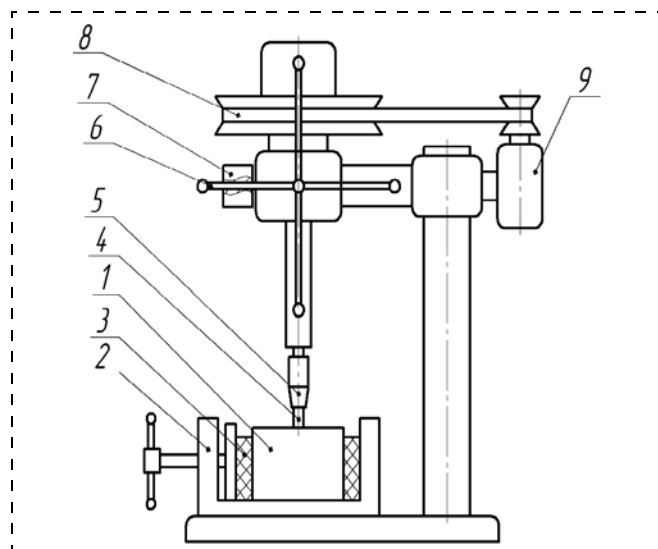


Рис. 2. Принципиальная схема устройства для истирания металлических материалов о горные породы:

1 — пластина абразива; 2 — зажимное устройство; 3 — фиксирующие прокладки; 4 — истираемый образец; 5 — патрон для крепления образца; 6 — рукоятка подачи шпинделя станка; 7 — груз фиксированной массы; 8 — клиноременная передача; 9 — электродвигатель

це проводили серию из 5...7 испытаний. Перед каждым испытанием пластину руды сдвигали, что обеспечивало контакт образца с поверхностью абразива в новом месте. По результатам испытаний двух образцов на каждый вид породы строили зависимость суммарной убыли массы образца $\Sigma\Delta m$ от продолжительности испытаний t . Полученную экспериментальную зависимость аппроксимировали прямой линией, тангенс угла наклона которой принимали за скорость износа испытуемого образца о данную породу, характеризующую абразивные свойства породы.

Результаты и обсуждение экспериментальных данных

Результаты эрозионных испытаний представлены на рис. 3.

Как видно на рис. 3, экспериментальные зависимости каждого графика с достаточной точностью могут быть аппроксимированы прямыми вида $\Sigma\Delta m = Kt + b$, коэффициенты пропорциональности K которых для всех трех прямых очень близки: 1,55; 1,67 и 1,71 мг/мин (с уровнем достоверности аппроксимации 0,94; 0,47; 0,97 соответственно). Это свидетельствует о практически одинаковой скорости разрушения всех испытанных образцов и, тем самым, о близкой абразивной способности всех трех анализируемых видов руды. При этом обращает на себя внимание большой разброс в значениях Δm , полученных при изнашивании образцов по второму виду породы.

Установленные закономерности могут иметь следующее объяснение.

В соответствии с примечанием к таблице все основные минералы, составляющие анализируемые виды руды, имеют различную твердость как по Моосу, так и по Шору, минимальная из которых у апатита, максимальная — у нефелина. Из сопоставления результатов эксперимента и петрографического анализа можно предположить, что влияние указанной разницы в твердости ми-

нералов на абразивную способность руды нивелируется особенностями ее структуры.

Так, руда первого вида состоит из крупных (~1500 мкм) с неровными гранями зерен таблитчатого нефелина (*Nph* на рис. 4, а), разделенных сравнительно тонкими прослойками мелкозернистого (~300 мкм) апатита (*Ap*) с вкраплениями пироксена. При достижении крупного, твердого, имеющего неправильную форму, нефелинового зерна распространяющаяся по апатиту трещина разрушения для своего дальнейшего распространения должна разрушить это зерно. Для этого необходимы большие энергетические затраты, что и обеспечивает высокую крепость породы. В то же время при истирании металлического образца о такую породу зерна минералов высвобождаются медленно, поверхность контакта зашлифовывается, что уменьшает скорость изнашивания металла.

Руда третьего вида, как состоящая практически только из сравнительно мелких (~300...800 мкм) зерен апатита (*Ap* на рис. 4, в), легко разрушается по границам минеральных индивидов и, как следствие, имеет невысокую крепость. При трении стального образца об эту породу обнажаются все новые и новые зерна апатита с шероховатой поверхностью, что способствует увеличению скорости истирания образца. Однородность этой руды и постоянное обнажение новых зерен обеспечивают изнашивание металла с постоянной скоростью, сохраняющейся при изменении места контакта образца с абразивом ($R^2 = 0,97$).

В руде второго вида зерна нефелина (*Nph* на рис. 4, б) распределены в апатитовой массе в виде отдельных скопления. Толщина прослоек апатита между скоплениями гораздо больше, чем расстояние между зернами нефелина в руде первого вида, что облегчает распространение трещины разрушения по границам зерен апатита и снижает крепость породы. Большой разброс по величине Δm в параллельных экспериментах и, соответственно, низкий уровень достоверности аппроксимации экспериментальных данных прямой линией ($R^2 = 0,47$)

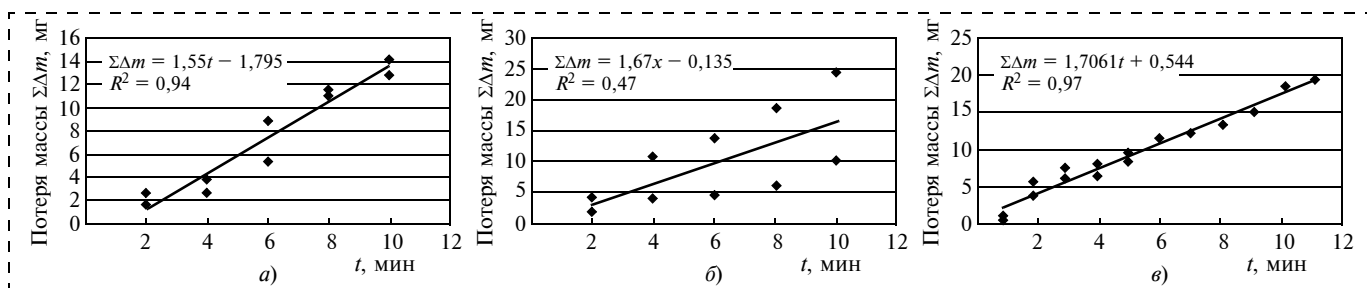


Рис. 3. Изменение убыли массы образцов во времени в результате абразивного воздействия апатито-нефелиновой руды первого (а), второго (б) и третьего (в) видов

может быть объяснен крайне неоднородным распределением в этой руде составляющих ее минералов. При этом усредненная величина скорости изнашивания практически совпадает со скоростью для руды первого и второго видов.

Установленная в экспериментах практически одинаковая абразивная способность различных видов руды, существенно различающихся по крепости, находится в соответствии с заключением авторов [2] о том, что крепость не является свойством, однозначно определяющим абразивность горных пород.

Необходимо отметить, что близкая абразивная способность испытанных видов апатито-нефелиновой руды совсем не означает, что при прохождении горным инструментом одной и той же длины выработки в каждой породе он изнашивается на одну и ту же величину, поскольку время, затраченное на это прохождение, будет различным.

Результаты данной работы могут быть использованы при выборе материала корпуса резцов, работающих по крепким породам. Для случая, описанного в настоящей статье, когда высокая крепость породы первого вида сочетается со сравнительно невысокой ее абразивностью, материал корпуса должен обладать максимально высокими прочностными характеристиками при необязательно высокой износостойкости. Это может быть, напри-

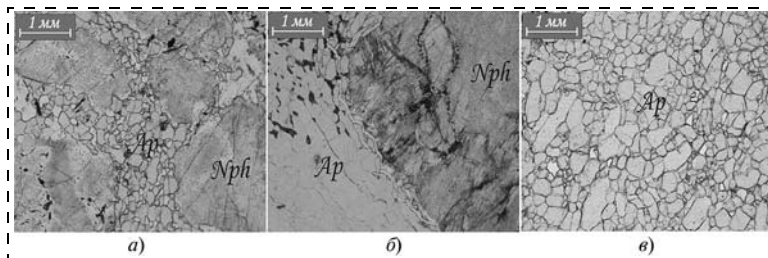


Рис. 4. Микроструктура образцов апатито-нефелиновой руды первого (а), второго (б) и третьего (в) видов

мер, среднеуглеродистая сталь типа 35ХГСА — основной материал корпусов отечественных тангенциальных резцов, подвергнутая пластической деформации, в результате чего прочностные свойства материала существенно возрастают, а способность сопротивляться абразивному изнашиванию продолжает оставаться на исходном, сравнительно невысоком уровне.

Список литературы

1. Тененбаум М. М. Износостойкость конструкционных материалов и деталей машин при абразивном изнашивании. М.: Машиностроение, 1966. 320 с.
2. Барон Л. И., Кузнецов А. В. Абразивность горных пород при добычании. М.: Изд-во АН СССР, 1961. 168 с.
3. Шрейнер Л. А. Твердость хрупких тел. М.: Изд-во АН СССР, 1949.
4. Бетехтин А. Г. Курс минералогии. М.: Изд-во КДУ, 2007, 461 с.

V. I. Bolobov, Professor, e-mail: Boloboff@mail.ru, V. S. Bochkov, Postgraduate Student, e-mail: vovabochnikov@smpi.ru, S. A. Chupin, Postgraduate Student, e-mail: Staseg-88@mail.ru, S. Yu. Stepanov, Student, e-mail: Stepanov-1@yandex.ru, National Mineral Resources University (University of Mines), St. Petersburg

By the Influence of Rock Fortress at its Abrasive Properties

Influence fortress of three kinds of apatite-nepheline ores with different ratios of the constituent minerals (with different physical and mechanical properties) on the abrasive properties are reviewed in the article. Method of testing is described and experimental data on the wear rate of the specified types of cylindrical samples of 110G13L steel as a material commonly used in the manufacture of rapidly wearing items of mining equipment are presented. Analyzed types of ore with significant difference in the fortress ($f = 0, 5, 5, 10$ scale of M. M. Protodjakonov) have almost the same abrasive ability with respect to the tested steel is shown in the article. From a comparison of experimental results and petrographic analysis of ore samples used concluded that the effect of the difference in hardness minerals abrasive capacity depends on the structural features of the breed.

Keywords: apatite, nepheline, fortress rock, steel 110G13L, wear rate, abrasiveness of rocks

References

1. Тененбаум М. М. *Износостойкость конструкционных материалов и деталей машин при абразивном изнашивании*. М.: Машиностроение, 1966. 320 p.

2. Baron L. I., Kuznecov A. V. *Абразивность горных пород при добычании*. М.: Изд-во АН СССР, 1961. 168 p.
3. Shrejner L. A. *Tverdost' hrupkih tel*. М.: Изд-во АН СССР, 1949.
4. Betehtin A. G. *Kurs mineralogii*. М.: Изд-во КДУ, 2007. 461 p.

С. Н. Семко, гл. констр. ОГК подземной и строительно-дорожной техники,
Е. А. Мацуков, нач. КБ общей компоновки ОГК подземной и дорожно-строительной техники,
НТЦ ОАО "БелАЗ", Беларусь
E-mail: ugk@belaz.minsk.by

Шарнирно-сочлененные самосвалы "МоАЗ"

S. N. Semko, E. A. Macukov

Articulated Dump Trucks "MoAZ"

Филиал ОАО "БелАЗ" — управляющая компания холдинга "БелАЗ-ХОЛДИНГ" в г. Могилев разработал и изготовил опытные образцы шарнирно-сочлененных самосвалов МоАЗ-75041 грузоподъемностью 27 т, МоАЗ-7506 грузоподъемностью 36 т и МоАЗ-75035 грузоподъемностью 50 т.

Данные машины предназначены для транспортирования грунта и сыпучих материалов на строительстве гидротехнических сооружений, шоссежных и железных дорог, при производстве вскрышных и рекультивационных работ в горно-рудной промышленности, промышленности стройматериалов, в тяжелых дорожных условиях, где отсутствуют подготовленные дороги с твердым покрытием.

В настоящее время самосвалы МоАЗ-75041 грузоподъемностью 27 т и МоАЗ-7506 грузоподъемностью 36 т (их внешний вид представлен на 3-й стр. обложки) успешно прошли приемочные испытания, самосвал МоАЗ-75035 грузоподъемностью 50 т уже летом текущего года поступит в эксплуатирующую организацию для прохождения приемочных испытаний. Данная линейка землевозов по своим техническим характеристикам соответствует уровню лучших зарубежных аналогов.

Одной из основных конструктивных особенностей самосвалов является наличие шарнирно-сочлененной рамы, существенно повышающей маневренность машин, позволяя эффективно вести работы на ограниченной площади.

Самосвалы разработаны по одной компоновочной схеме и имеют высокую степень унификации по основным узлам и системам, что в свою очередь позволяет оптимизировать проведение технического обслуживания. Компоновка машин обеспечивает легкий доступ к точкам осмотра и технического обслуживания. Полностью открываемый капот и опрокидывающаяся кабина облегчают доступ к двигателю, фильтрам, насосам, радиатору, шлангам, трансмиссии.

Основные узлы и системы шарнирно-сочлененных самосвалов

Высокоэффективные двигатели фирмы "Cummins" (рис. 1) с электронной системой управления, соответствующие экологическим нормам Tier3, мощностью от 261 до 447 кВт. Воздушный фильтр двигателя имеет три ступени очистки. Это предварительная, первичная и вторичная очистка. Система предпускового подогрева двигателя, устанавливаемая на самосвале, существенно улучшает его запуск в холодное время года. Система контроля расхода топлива "OMNICOММ" позволяет отслеживать не только расход топлива, но и осуществлять мониторинг всех эксплуатационных параметров двигателя.

Автоматическая гидромеханическая передача "Allison" с тормозом-замедлителем. Система автоматического управления коробкой передач отслеживает наиболее важные характеристики самосвала

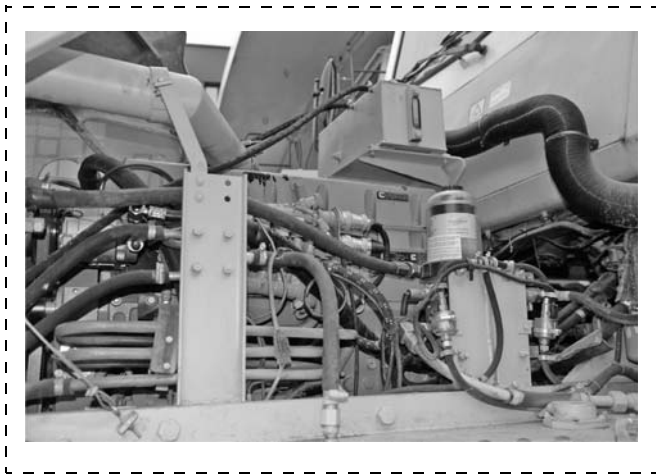


Рис. 1. Двигатели фирмы "Cummins"

в процессе работы машины, обеспечивает плавное и точное переключение ступеней, оптимизирует соотношение нагрузка/скорость и как следствие расход топлива. Система управления коробкой передач автоматически выполняет выбор и включение необходимой передачи в зависимости от дорожных условий и нагрузки. Данная система помогает водителю машины поддерживать заданный уровень скорости, обеспечивает плавное переключение передач в любых дорожных условиях, уменьшает рывки при переключении передач, благодаря чему повышается эффективность рабо-

ты оператора, снижается его утомляемость в течение рабочего дня.

Двухдиапазонная раздаточная коробка передач с распределением крутящего момента 1 : 2 позволяет эффективно использовать самосвал в различных дорожных условиях. Установленные межосевые и межколесные дифференциалы с блокировкой значительно повышают проходимость машины в условиях бездорожья.

Надежная тормозная система с шестью маслоохлаждаемыми тормозами (ММОТ), установленными на всех колесах машины, обеспечивает повышенный срок службы тормозов, управляемое и безопасное замедление, снижает затраты на техобслуживание при любых условиях эксплуатации. Моторный тормоз-замедлитель позволяет осуществлять безопасное и эффективное торможение во время любых условий эксплуатации, а также безопасное замедление на спусках с ограничением нагрузки на рабочую тормозную систему.

Кабина, устанавливаемая на самосвалы, разработана с учетом эргономических требований. Сиденье водителя, оснащенное пневмоподвеской, обеспечивает комфортные условия работы оператора. Кроме того, сама кабина подрессорена и изолирована от рамы, что способствует лучшему поглощению вибраций и понижению уровня шума. В силовой каркас кабины для обеспечения безопасности интегрированы системы ROPS и FOPS.

Основные размеры и технические характеристики шарнирно-сочлененных самосвалов

Самосвал-землевоз МоА3-75041 (рис. 2)

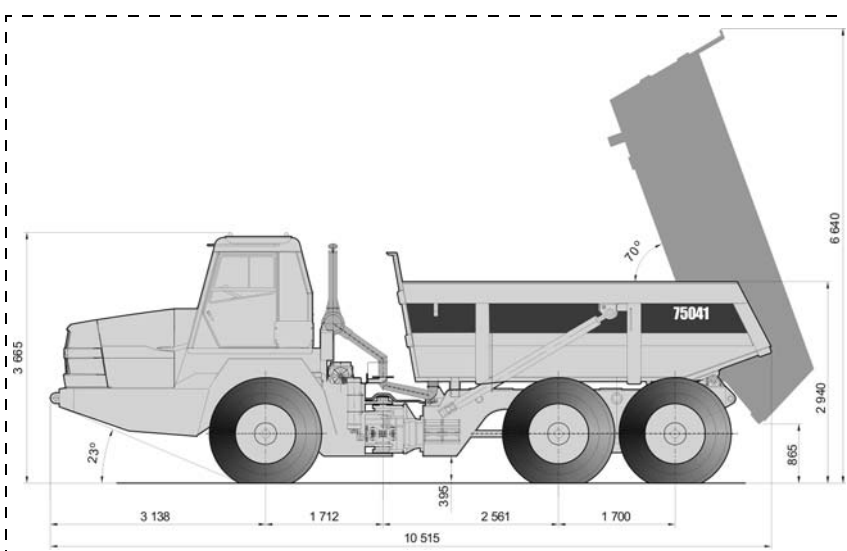


Рис. 2. Основные размеры шарнирно-сочлененного самосвала МоА3-75041

Технические характеристики

Номинальная грузоподъемность, кг	27000
Двигатель:	
тип	Cummins QSM11-C350
номинальная мощность, кВт/л.с.	261 / 350
Распределение полной массы, кг:	
на передний мост	20680
на заднюю тележку	35320
Максимальная скорость на горизонтальном участке дороги, км/ч	50
Погрузочная высота, мм	2990
Наименьший внешний радиус поворота, м	9
Колесная база, мм:	
1—2	4273
2—3	1700
Дорожный просвет, мм	395
Вместимость кузова, м ³ , не менее:	
геометрическая	13
номинальная	16,5
Высота в положении разгрузки, мм	6740

Самосвал-землевоз МоАЗ-7506 (рис. 3)

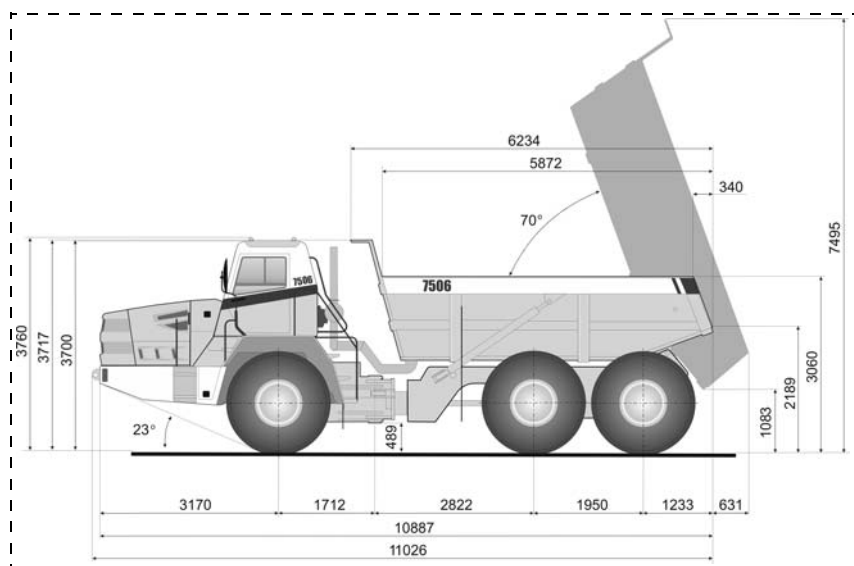


Рис. 3. Основные размеры шарнирно-сочлененного самосвала МоАЗ-7506

Технические характеристики

Номинальная грузоподъемность, кг	36000
Двигатель:	
тип	Cummins QSX15-C450
номинальная мощность, кВт/л.с.	336 / 450
Распределение полной массы, кг:	
на передний мост	23000
на заднюю тележку	49000
Максимальная скорость на горизонтальном участке дороги, км/ч	60
Погрузочная высота, мм	3060
Наименьший внешний радиус поворота, м	9
Колесная база, мм:	
1—2	4534
2—3	1950
Дорожный просвет, мм	489
Вместимость кузова, м ³ , не менее:	
геометрическая	17
номинальная	22,4
Высота в положении разгрузки, мм	7836

Самосвал-землевоз МоАЗ-75035 (рис. 4)

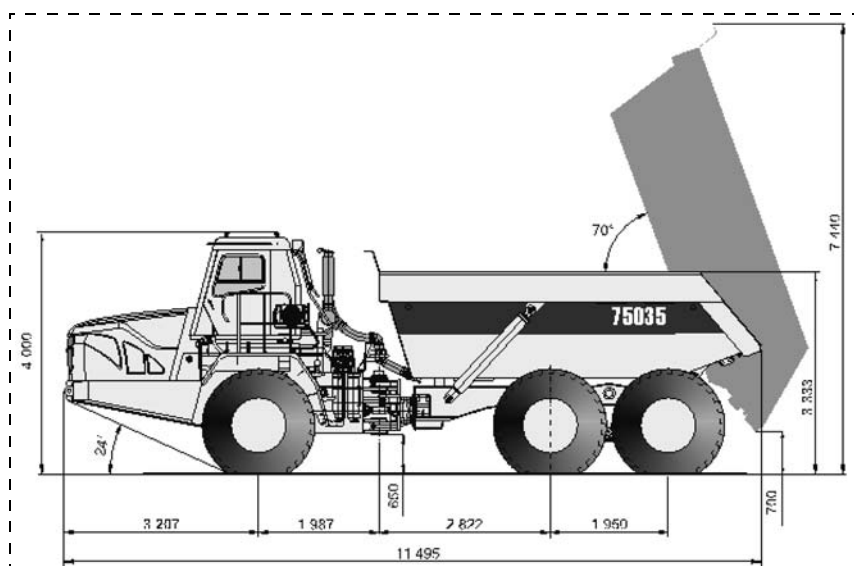


Рис. 4. Основные размеры шарнирно-сочлененного самосвала МоАЗ-75035

Технические характеристики

Номинальная грузоподъемность, кг	50000
Двигатель:	
тип	Cummins QSX15-C600
номинальная мощность, кВт/л.с.	447 / 600
Распределение полной массы, кг:	
на передний мост	30000
на заднюю тележку	60000
Максимальная скорость на горизонтальном участке дороги, км/ч	60
Погрузочная высота, мм	3222
Наименьший внешний радиус поворота, м	11
Колесная база, мм:	
1—2	4709
2—3	1950
Дорожный просвет, мм	650
Вместимость кузова, м ³ , не менее:	
геометрическая	23
номинальная	28
Высота в положении разгрузки, мм	8223

Основные достоинства самосвалов МоАЗ — высокое качество и экономичность. Опыт эксплуатации показал, что шарнирно-сочлененные

самосвалы МоАЗ сравнительно недороги в эксплуатации и отлично подготовлены к работе в условиях бездорожья.

Виктору Леонтьевичу Яковлеву — 80 лет

Victor L. Yakovlev — 80 years



8 октября 2014 г. исполняется 80 лет Виктору Леонтьевичу Яковлеву — одному из ведущих представителей Уральской школы отечественной горной науки, Советнику РАН, члену-корреспонденту РАН, действительному члену АН Республики Саха (Якутия), члену Академии горных наук РФ, профессору, доктору технических наук, Заслуженному деятелю науки Республики Саха (Якутия).

Более 58 лет Виктор Леонтьевич отдал горному делу — стратегическому направлению в развитии России. С 1962 г. он трудится в Институте горного дела — центральном научно-исследовательском институте МЧМ СССР, ныне ИГД УрО РАН. В 60-е годы XX века В. Л. Яковлев активно участвует в становлении Уральской научной школы карьерного транспорта, сформированной под руководством проф. М. В. Васильева, и со временем становится общепризнанным лидером. В 1966 г. он защитил кандидатскую, а в 1979 г. — докторскую диссертации, в которых впервые были рассмотрены общие положения стратегии формирования транспортных систем, позволяющие прогнозировать развитие карьерного транспорта. Новое знание получило практическое воплощение при обосновании

параметров технологических схем транспорта на ряде крупнейших горно-обогатительных комбинатов Советского Союза и России.

С 1986 г. В. Л. Яковлев — директор Института горного дела Севера СО РАН (г. Якутск), за время работы в котором он приобрел заслуженный авторитет в научном сообществе, являясь членом Президиума ЯНЦ, объединенных советов СО РАН по наукам о Земле, Международного комитета по горному делу в Арктике. В 1991 г. он был избран членом-корреспондентом вновь созданной Российской академии наук. Виктор Леонтьевич принимает активное участие в общественной жизни Якутии, развитии ее научно-технического потенциала, создании Академии наук Республики Саха (Якутия), где был избран действительным членом, членом Президиума, председателем Объединенного совета по физико-техническим наукам, председателем уставной комиссии. В 1994 г. за разработку научных основ комплексного освоения недр северо-востока России и научно-организационную деятельность он награжден Почетной грамотой Президиума СО РАН, Грамотой Президента РС(Я) с вручением именных золотых часов "За большой вклад в укрепление государственности Республики", ему присвоено почетное звание "Заслуженный деятель науки Республики Саха (Якутия)".

В 1995 г. Виктор Леонтьевич возвращается на Урал и становится директором Института горного дела УрО РАН. Под его руководством деятельность института характеризуется адаптацией в системе РАН, возобновлением и расширением научных связей с академическими институтами горного профиля и горно-добывающими предприятиями России и Казахстана, развитием экспериментальной базы и оснащением современным исследовательским оборудованием, повышением качества фундаментальных исследований и увеличением объема внедренческих работ. Благодаря настойчивой работе по повышению квалификации сотрудников заметно улучшился кадровый состав института, значительно возросло число докторов наук. В этот период времени

основные труды В. Л. Яковлева связаны с разработкой научных основ стратегии освоения недр, созданием ресурсосберегающих экологически безопасных технологий добычи полезных ископаемых, разработкой методов оптимизации транспортных систем глубоких карьеров.

С 2006 г., в статусе Советника РАН, Виктор Леонтьевич выполняет большой объем научно-организационной работы, связанной с руководством и обеспечением исследований по программам и проектам Правительства РФ, Президиума РАН, ОНЗ РАН, УрО РАН и многих других. Под его научным руководством выполняется государственное задание по направлению "Теоретические основы стратегии комплексного освоения и создания ресурсосберегающих инновационных технологий разработки глубокозалегающих месторождений твердых полезных ископаемых", в котором задействованы 7 из 11 научных подразделений института.

Виктор Леонтьевич является идеологом сегодняшней миссии коллектива института, заключающейся в фундаментальных исследованиях, базирующихся на принципах системности, комплексности, междисциплинарности и инновационной направленности в области комплексного освоения недр в целях повышения энергоэффективности и обеспечения ресурсосбережения, промышленной и экологической безопасности в горно-добывающей промышленности Уральского региона и России в целом.

Им опубликовано более 330 научных трудов, включая 10 монографий и 12 брошюр.

Виктор Леонтьевич выполняет большой объем организационной работы как член Президиума УрО РАН, председатель уставной комис-

сии, зам. председателя Объединенного Ученого совета по наукам о Земле УрО РАН, член научного Совета по проблемам горных наук ОНЗ РАН, секции "Геология и горное дело" Комитета по премиям Правительства РФ, председатель комиссий по комплексной проверке институтов горного профиля, член редколлегии ряда научно-технических журналов. Он является профессором кафедры разработки месторождений открытым способом Уральского государственного горного университета, председателем диссертационного совета при ИГД УрО РАН по защите докторских и кандидатских диссертаций. Он неизменный участник и член оргкомитетов различных международных конференций, председатель конференций и семинаров по проблемам карьерного транспорта.

Научная деятельность В. Л. Яковлева отмечена премией им. Н. В. Мельникова за серию работ "Технологические аспекты проблемы комплексного освоения недр", премией УрО РАН им. Л. Д. Шевякова за цикл работ по проблеме "Научные основы формирования транспортных систем карьеров при разработке глубокозалегающих месторождений", а также Уральской горной премией.

За выдающиеся заслуги и достижения, способствующие эффективному развитию горной промышленности и горных наук, В. Л. Яковлев награжден орденами "Дружбы" и "Почета", тремя медалями, золотым знаком "Горняк России", знаками "Почетный работник угольной промышленности", "Почетный работник топливно-энергетического комплекса". Он является полным кавалером нагрудного знака "Шахтерская слава".

*Сердечно поздравляем Виктора Леонтьевича со славным юбилеем.
Желаем ему доброго здоровья, творческих успехов, счастья и исполнения надежд и желаний.*

*Научный совет РАН по проблемам горных наук,
Уральское отделение РАН,
НП "Горнопромышленники России",
Институт горного дела УрО РАН,
Уральский государственный горный университет*

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

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

Сдано в набор 16.07.2014. Подписано в печать 26.08.2014. Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 5,88. Заказ ГО914. 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.