

ГОРНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА

2
2012

Учредитель: Издательство "НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ"

Главный редактор
КАНТОВИЧ Л.И.

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

Редакционный совет:

КОЗОВОЙ Г.И.
(сопредседатель)
ТРУБЕЦКОЙ К.Н.
(сопредседатель)
АНТОНОВ Б.И.
ГАЛКИН В.А.
КОЗЯРУК А.Е.
КОСАРЕВ Н.П.
МЕРЗЛЯКОВ В.Г.
НЕСТЕРОВ В.И.
ЧЕРВЯКОВ С.А.

Редакционная коллегия:

АНДРЕЕВА Л.И.
ГАЛКИН В.И.
ГЛЕБОВ А.В.
ЕГОРОВ А.Н.
ЕДЫГЕНОВ Е.К.
ЖАБИН А.Б.
(ответственный за выпуск)
ЗЫРЯНОВ И.В.
КАРТАВЫЙ Н.Г.
КУЛАГИН В.П.
МАХОВИКОВ Б.С.
МИКИТЧЕНКО А.Я.
МЫШЛЯЕВ Б.К.
ПЕВЗNER Л.Д.
ПЛЮТОВ Ю.А.
ПОДЭРНИ Р.Ю.
САВЧЕНКО А.Я.
САМОЛАЗОВ А.В.
СЕМЕНОВ В.В.
СТАДНИК Н.И.
СТРАБЫКИН Н.Н.
ХАЗАНОВИЧ Г.Ш.
ХОРЕШОК А.А.
ЮНГМЕЙСТЕР Д.А.

Редакция:

БЕЛЯНИНА О.В.
ДАНИЛИНА И.С.
Телефоны редакции:
(499) 269-53-97, 269-55-10
Факс (499) 269-55-10
E-mail: gma@novtex.ru
<http://novtex.ru/gormash>

СОДЕРЖАНИЕ

РАЗРАБОТКИ И ИССЛЕДОВАНИЯ ТУЛЬСКОГО РЕГИОНАЛЬНОГО ОТДЕЛЕНИЯ АКАДЕМИИ ГОРНЫХ НАУК В ОБЛАСТИ ГОРНЫХ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ

- Жабин А.Б., Щеголевский М.М., Пушкарев А.Е.** Тульскому региональному отделению Академии горных наук – 15 лет! 3
- Жабин А.Б., Поляков Ан.В., Поляков Ал.В., Головин К.А., Антипов Ю.В.** Разработка, создание и испытания системы высоконапорного орошения для проходческого комбайна КП21 7
- Семенов В.В., Шмакин И.Г., Жабин А.Б., Чеботарев П.Н.** Результаты сравнительных исследований исполнительных органов комбайнов "Мария-та-900А" и "Урал-20Р". 11
- Жабин А.Б., Поляков Ан.В., Поляков Ал.В., Фомичев А.Д., Антипов Ю.В.** Расчет роторного исполнительного органа тоннелепроходческого механизированного комплекса КТПМ-6.0 16
- Потапенко В.А.** Механизированные крепи для выемки угля с закладкой выработанного пространства 23
- Головин К.А., Лежебоков А.В., Леонтьев Н.С., Пушкарев А.Е.** Особенности определения режимов работы гидросъемников высокого давления на установках гидроструйной цементации. 26
- Задков Д.А., Банников А.А., Шишлянников Д.И., Талеров К.П., Головин К.А.** Способ отделения угля от массива при отработке трещиновато-слоистых угольных пластов 30
- Семенов В.В., Шмакин И.Г., Жабин А.Б., Чеботарев П.Н.** Установление связей предела прочности калийных руд на сжатие с показателями их сопротивляемости резанию. 34
- Пивнев В.А.** Повышение производительности и энергоэффективности электровозной откатки 37
- Ушаков Л.С.** К истории внедрения импульсных технологий в горном деле . . . 43
- Лукиенко Л.В., Исаев В.В., Головин К.А.** Применение вычислительного эксперимента для исследования процесса изнашивания тяжело нагруженных зубчато-реечных передач 46

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.



Уважаемые коллеги!

Сердечно поздравляю вас с праздничной датой!

Пятнадцатилетие Тульского регионального отделения Академии горных наук — большое событие для всего горного сообщества, которое по праву считается одной из опор экономического благополучия нашей страны. Горная отрасль всегда играла значительную роль в развитии отечественной промышленности, обеспечении лидерских позиций нашей страны на многих мировых рынках.

Сегодня для повышения эффективности работы горняков необходима комплексная модернизация предприятий отрасли, внедрение современных технологий и разработок, повышающих эффективность использования и способствующих воспроизводству минерально-сырьевой базы.

Это стратегические и приоритетные задачи, в решение которых и вы вносите свой посильный вклад. Вы объединяете усилия ученых, конструкторов, производителей научно-исследовательских, проектно-конструкторских организаций и добывающих предприятий, выполняете совместные проекты, осуществляете координацию их действий.

Многие из вас занимаются и преподавательской работой в высших учебных заведениях. Ваша деятельность требует напряженного результативного труда, высокого профессионализма, который сегодня невозможен без постоянного обновления научных и технических знаний.

Надеюсь, что Тульское отделение Академии горных наук и впредь будет той "площадкой", на которой будут продолжаться и развиваться лучшие традиции отечественной горной науки и техники.

В год юбилея хочу пожелать всему коллективу шахтерского здоровья и новых творческих успехов в научно-технической и учебно-воспитательной работе.

*Юрий Николаевич Малышев,
президент НП "Горнопромышленники России",
президент Академии горных наук,
академик РАН,
доктор технических наук, профессор*

РАЗРАБОТКИ И ИССЛЕДОВАНИЯ ТУЛЬСКОГО РЕГИОНАЛЬНОГО ОТДЕЛЕНИЯ АКАДЕМИИ ГОРНЫХ НАУК В ОБЛАСТИ ГОРНЫХ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ

А.Б. Жабин, д-р техн. наук, проф., **М.М. Щеголевский**, д-р техн. наук, **А.Е. Пушкарев**, д-р техн. наук, проф.,
ТулГУ, г. Тула

E-mail: zhabin.tula@mail.ru

Тульскому региональному отделению Академии горных наук — 15 лет!

Изложены основные направления и некоторые результаты научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, проводимых в Тульском региональном отделении Академии горных наук как самостоятельно, так и совместно с рядом организаций в области горного машиностроения.

Ключевые слова: Тульское региональное отделение Академии горных наук, направления и результаты деятельности.

A.B. Zhabin, M.M. Stchegolevsky, A.E. Pushkarev

Tula Regional Department of the Academy of Mining Sciences is 15 Years Old!

The basic trends have been presented as well as some of the results of the scientific research and development work carried out in Tula regional department of mine sciences both independently and in cooperation with some enterprises in the field of mining machine-building.

Keywords: Tula regional department of the Academy of mining sciences, trends and results.

Середина 90-х годов прошлого века — смутное время! В стране резко сократились объемы производства, что привело к закрытию шахт и свертыванию отраслевой науки. Наука перестала быть нужной деградирующему производству, квалифицированные специалисты нередко вынуждены были менять профиль работы. На немногочисленных сохранившихся шахтах себестоимость угля оказалась непомерно высокой, так как наше оборудование теперь уступало аналогичным западным образцам, и бурый уголь перестали использовать в России в качестве сырья для получения энергии.

Но запасы нефти и газа не бесконечны. Для того чтобы сохранить кадры и не потерять достигнутого уровня, надо было продолжать работу: переходить на новые высокопроизводительные технологии, делать новые конкурентоспособные машины, объединять усилия науки и производства.

Именно в эти непростые времена, пятнадцать лет тому назад, и было создано Тульское региональное отделение Академии горных наук. Во главе

нового дела стояли Леонид Васильевич Заводчиков, в то время генеральный директор объединения "Тулауголь", Вячеслав Алексеевич Потапенко, директор Подмосковского научно-исследовательского угольного института и Владимир Александрович Бреннер, в то время заведующий кафедрой горных машин и комплексов Тульского государственного технического университета. Решено было объединить усилия производителей, инженеров-конструкторов и научного коллектива. Плодотворность такого сотрудничества вопросов не вызывала, тем более что в Москве такое объединение уже было создано, и возглавил его ведущий специалист отрасли, академик Российской академии наук, доктор технических наук, профессор Юрий Николаевич Малышев.

С самого начала организации Тульского отделения были определены основные направления деятельности академии, расставлены приоритеты. В первую очередь необходимо было способствовать решению проблем региона. Для этого вокруг

академии объединились ведущие специалисты горного производства, образовательные структуры, научные лаборатории.

Сегодня в академии успешно работают восемь секций, курирующих работу по направлениям, осуществляющих процесс внедрения собственных разработок в производство, участвующих в деловой жизни города, региона, страны.

Ознакомившись с названием секций, можно представить объем и направление деятельности Тульского отделения Академии горных наук:

Комплексное использование полезных ископаемых и отходов горного производства. Руководитель — действительный член АГН, доктор технических наук, профессор В.В. Платонов.

Безопасность горных работ, экология и рациональное природопользование. Руководитель — действительный член АГН, доктор технических наук, профессор Э.М. Соколов.

Механизация горных работ. Руководитель — действительный член АГН, доктор технических наук, профессор П.Г. Сидоров.

Строительство горных предприятий. Руководитель — действительный член АГН, доктор технических наук, профессор Н.С. Булычев.

Экономика горных предприятий. Руководитель — действительный член АГН, доктор экономических наук, профессор Е.А. Федорова.

Гидроструйные технологии и техника. Руководитель — действительный член АГН, доктор технических наук, профессор К.А. Головин.

Рациональные технологии эксплуатации оборудования в газовой и нефтяной промышленности. Руководитель — действительный член АГН, кандидат экономических наук М.М. Борщев.

Технология разработки полезных ископаемых подземным и открытым способом. Руководитель — действительный член АГН, доктор технических наук, профессор В.А. Потапенко.

Для выполнения каждого договора на научную и практическую разработку формируется творческая команда из специалистов разного профиля, разрабатывается план выполнения поставленной задачи, который согласовывается с заказчиком. Результаты поэтапно рассматриваются на Ученом совете.

Большинство выполненных работ осуществляется по запросам производства в целях его совершенствования, модернизации, улучшения технико-экономических показателей. При этом ряд работ

ведется в инициативном порядке и по мере формирования результата представляется возможным потребителям. Так, одной из успешных работ стала разработка установки для возведения высоконагруженных свай и укрепления неустойчивых массивов горных пород методом гидроструйной цементации (ответственный исполнитель — д-р техн. наук А.Е. Пушкарев) [1]. Возникшая как самостоятельная идея, работа получила поддержку Администрации Тульской области, с которой был заключен контракт. В рамках контракта были созданы опытные образцы установок на базе серийных буровых станков. Образцы прошли испытания в Санкт-Петербурге, а научные результаты легли в основу докторской диссертации К.А. Головина и кандидатской диссертации Е.В. Беляковой.

В области механизации горных работ Отделение тесно сотрудничает с кафедрой геотехнологий и строительства подземных сооружений Тульского государственного университета, которой заведует лауреат премии Президента и Правительства Российской Федерации, заслуженный деятель науки и техники, д-р техн. наук, проф. Н.М. Качурин. Почти все члены кафедры, специализирующиеся по горным машинам и оборудованию, являются членами Отделения и имеют звания действительных членов и академических советников Академии горных наук. Это доктора технических наук, профессора А.Е. Пушкарев (ученый секретарь Отделения), В.П. Сафронов, К.А. Головин, кандидаты технических наук, доценты В.П. Полежаев, И.Г. Шмакин, Ан.В. Поляков, Ал.В. Поляков.

На протяжении долгого времени активными членами Отделения являются руководители Скуратовского опытно-экспериментального завода — кандидаты технических наук В.В. Антипов, Ю.В. Антипов и Ю.Н. Наумов — выпускники кафедры горных машин и оборудования ТулГУ. Главным направлением деятельности Отделения совместно с заводом являются *разработка и создание гидроструйных технологий и техники для горного производства* [2–5], а также расчет и проектирование опытно-экспериментальных образцов нестандартных новых машин и оборудования для угольной промышленности, шахтного строительства и метростроя.

Гидроструйные технологии включают в себя разрушение угля, горных пород и других твердых материалов тонкими струями воды высокого и сверхвысокого давления, гидроимпульсными и

гидроабразивными струями воды и разработку на этой основе исполнительных органов горных машин и высоконапорного оборудования. На сегодняшний день созданы и прошли испытания экспериментальные и опытные образцы источников воды высокого давления на базе преобразователей (повысителей) давления, которые могут встраиваться в исполнительный орган горной машины или размещаться автономно от него. Разработаны и изготовлены экспериментальные и опытные образцы таких исполнительных органов. В настоящее время в рамках договора с ОАО "Копейский машиностроительный завод" разработан и изготавливается гидромеханический исполнительный орган для проходческого комбайна КП-21, оборудованный системой высоконапорного орошения давлением воды 300 МПа, обеспечивающий пыле-взрывозащиту выработанного пространства. Сегодня на ООО "СОЭЗ" проводятся испытания элементов его гидравлической системы, а испытания исполнительного органа в целом намечены на май 2012 г.

Ведутся научно-исследовательские работы по расчету и проектированию струговой установки с гидромеханическим исполнительным органом. Последние результаты исследований в этом направлении опубликованы в этом номере.

Из ряда нестандартных направлений можно отметить работы, связанные с расчетом и проектированием барабанного рабочего органа *самоходного тоннельного тубингоукладчика ТТС*, который является составной частью комплекса проходческого оборудования для проведения горизонтальных горных выработок (в том числе и тоннелей) в устойчивых грунтах. Тубингоукладчик предназначен для установки тубинговой обделки с закачкой цементного раствора в заобделочное пространство. Разработка забоя может производиться на полное сечение мелкошпуровым буровзрывным способом, ручным пневматическим инструментом. Конструкция тубингоукладчика предусматривает частичную механизированную разработку грунта, зачистку и оконтуривание профиля выработки после отпалки до монтажа тубингов. При проведении тоннелей по породам крепостью до $f=6$ по шкале проф. М.М. Протодяконова имеется возможность разрушения породы забоя механическим способом при помощи барабана исполнительного органа на полное сечение [6].

Другой разработкой нестандартного оборудования является *роторный исполнительный орган*

тоннелепроходческого механизированного комплекса КТПМ-6.0, предназначенного для проходки метро в Санкт-Петербурге, расчет и конструкция которого подробно описаны в этом номере журнала и будут продолжены в номере, посвященном деятельности ООО "СОЭЗ".

Крепкие творческие связи у Тульского регионального отделения и кафедры ГиСПС ТулГУ с ОАО "КМЗ". На протяжении нескольких лет мы занимаемся разработками и совершенствованием исполнительных органов *проходческо-очистных комбайнов для добычи калийных руд и проходческих комбайнов для проведения горных выработок*. Из последних разработок можно назвать работы, связанные с расчетом и проектированием исполнительных органов соледобывающих комбайнов нового поколения "Урал-61" и "Урал-20Р" [7–9], а также нового угольного проходческого комбайна "У-320" с барабанным исполнительным органом.

Плодотворное сотрудничество отделение осуществляет с ООО "Машгео", которым руководит действительный член АГН, кандидат технических наук В.Г. Оленников. В области горного оборудования Отделение совместно с этой организацией занимается разработкой и созданием *навесного телескопического грейферного оборудования глубиной копания до 25 м* к экскаваторам любой размерной группы, канатно-скреперных установок и обогащательного оборудования, а также бурового оборудования и инструмента для бурения горизонтальных, наклонных и вертикальных шпуров. Сюда входят перфораторы, пневмоударники, пневмоподдержки, все типы и размеры буровых коронок, пылеуловители, шарошечные и пневмоударные долота и др.

Активное участие в работе секции принимают доктор технических наук, действительные члены АГН, профессор, заведующий кафедрой машин и механизмов РХТУ им. Д.И. Менделеева Л.В. Лукиенко (Новомосковск Тульской области) и профессор, заведующий кафедрой ПТ и СДМ ФГОУ ВПО "Государственный университет — учебно-научно-производственный комплекс" (Орел) Л.С. Ушаков. Л.В. Лукиенко специализируется в разработке бесцепных систем подачи очистных комбайнов [10] в тесном сотрудничестве с другими организациями. Эти исследования нашли отражение и в этом номере. Л.С. Ушаков известен как крупный специалист в области разработки и создания механизированных средств ударно-скалы-

вающего действия для горных, строительных и дорожных работ [11]. Его статья, посвященная истории внедрения импульсных технологий в горном деле, также здесь представлена.

Научно-техническая деятельность секции механизации горных работ Тульского отделения АГН включает в себя и работы, связанные с:

- созданием оборудования, реализующего технологию проходки выработок малого сечения методом управляемого прокола [12] совместно с ООО "СОЭЗ". Руководители работ – А.Е. Пушкарёв и В.В. Антипов;
- разработкой технологии и созданием комплексов оборудования для выемки блоков из массива карбонатных пород, из которых производится продукция для стройиндустрии, металлургии, химии, пищевой и других отраслей промышленности, в частности облицовочного камня и других строительных материалов. Руководитель работ – В.П. Сафронов;
- совершенствованием техники и технологии ведения открытых горных работ. Руководитель работ – В.П. Сафронов;
- расчетом и проектированием механизированных крепей очистных забоев и крепей подготовительных горных выработок. Руководитель работ – советник АГН, д-р техн. наук, проф. В.И. Сарычев;
- разработкой, изготовлением и обслуживанием высокоинтеллектуальных многопоточных приводов машин с гарантированными (по заданию заказчика) параметрами по скорости, моменту и ресурсу работы. Руководитель работ – П.Г. Сидоров.

Сегодня Тульское региональное отделение АГН, имеющая в своем составе 68 членов, – это развивающаяся профессиональная, научно-техническая организация. Она объединяет ведущих ученых и специалистов в областях: геологии; техники и технологии добычи и переработки твердых, жидких и газообразных полезных ископаемых; подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин; безопасности жизнедеятельности, геоэкологии, горного права, экономики и организации управления, работающих или проживающих в Центральном регионе России. Члены Отделения, как правило, имеют ученую степень кандидата или доктора наук. 26 членов Отделения являются действительными членами АГН и 27 – советниками АГН.

Тульское региональное отделение АГН всегда готово к сотрудничеству с различными организациями и предприятиями с любой формой собственности и оказать содействие в решении научно-исследовательских задач, опытно-конструкторских работ, производственных проблем и совместно с заказчиком найти приемлемый для него вариант.

Список литературы

1. **Бреннер В.А., Головин К.А., Пушкарёв А.Е.** Разработка оборудования для закрепления массивов неустойчивых горных пород методом гидроструйной цементации. Тула: Изд-во ТулГУ, 2006 с.
2. **Гидромеханическое** разрушение горных пород / В.А. Бреннер, А.Б. Жабин, А.Е. Пушкарёв, М.М. Щеголевский. М.: Изд-во АГН, 2000. 343 с.
3. **Гидроабразивное** резание горных пород / В.А. Бреннер, А.Б. Жабин, А.Е. Пушкарёв, М.М. Щеголевский. М.: Изд-во МГГУ, 2003. 279 с.
4. **Расчет** и проектирование гидромеханических исполнительных органов проходческих комбайнов / Н.М. Качурин, В.А. Бреннер, А.Б. Жабин, М.М. Щеголевский, И.М. Лавит. М.: Изд-во МГГУ, 2003. 293 с.
5. **Совершенствование** гидроструйных технологий в горном производстве / В.А. Бреннер, А.Б. Жабин, М.М. Щеголевский, Ал.В. Поляков, Ан.В. Поляков. М.: Горная книга. Изд-во МГГУ, 2010. 337 с.
6. **Жабин А.Б., Поляков Ан.В., Поляков Ал.В., Антипов Ю.В.** Расчет параметров барабанного рабочего органа самоходного тоннельного тубингоукладчика // Горное оборудование и электромеханика. 2009. № 4. С. 2–9.
7. **Семенов В.В., Шмакин И.Г.** Обоснование рациональных параметров режущих органов комбайнов типа "Урал" // Горное оборудование и электромеханика. 2008. № 4. С. 49–52.
8. **Обоснование** параметров и выбор резцов исполнительного органа проходческо-очистного комбайна для добычи калийных руд "Урал-61" / В.В. Семенов, И.Г. Шмакин, А.Б. Жабин и др. // Горное оборудование и электромеханика. 2010. № 4. С. 6–10.
9. **Совершенствование** метода расчета нагруженности резцов при разрушении калийных руд / В.В. Семенов, И.Г. Шмакин, А.Б. Жабин и др. // Горное оборудование и электромеханика. 2010. № 4. С. 13–17.
10. **Бреннер В.А., Лукиенко Л.В.** Повышение ресурса бесцепных систем подачи угледобывающих комбайнов. Новомосковск, 2004. 204 с.
11. **Ушаков Л.С., Котылев Ю.Е., Кравченко В.А.** Гидравлические машины ударного действия. М.: Машиностроение, 2000. 416 с.
12. **Пушкарёв А.Е., Сарычев В.И., Рогачев А.А.** Обоснование конструктивных параметров и режимов работы исполнительного органа управляемой прокалывающей установки // Горное оборудование и электромеханика. 2008. № 4. С. 44–49.

А.Б. Жабин, д-р техн. наук, проф., **Ан.В. Поляков**, канд. техн. наук, доц.,
Ал.В. Поляков, канд. техн. наук, доц., **К.А. Головин**, д-р техн. наук, проф., ТулГУ,
Ю.В. Антипов, канд. техн. наук, техн. директор,
ООО "Скуратовский опытно-экспериментальный завод", г. Тула
E-mail: zhabin.tula@mail.ru

Разработка, создание и испытания системы высоконапорного орошения для проходческого комбайна КП21

Рассмотрена конструкция системы высоконапорного орошения для комбайна КП21. Приведена конструкция гидросъемника и стенда для его испытания. Представлены результаты заводских испытаний гидросъемника.

Ключевые слова: система высоконапорного орошения комбайна КП21, гидросъемник, испытательный стенд, результаты заводских испытаний гидросъемника.

A.B. Zhabin, An.V. Polyakov, Al.V. Polyakov, K.A. Golovin, Yu.V. Antipov

Development, Creation and Testing of the High-Pressure Irrigation System

The design of high-pressure irrigation system for tunneling machine КП21 has been considered. A rotary coupler construction has been presented as well as a stand for testing it.

Keywords: a high-pressure irrigation system of tunneling machine КП21, a stand, the results of rotary coupler factory tests.

В последние годы во всех угледобывающих странах уделяется большое внимание вопросам защиты от взрывов газа и пыли при фрикционном контакте режущего инструмента исполнительных органов горных машин с абразивными породами и их включениями в угольном массиве. В настоящее время работают тысячи комбайнов, которые эксплуатируются с системами орошения, не обеспечивающими надежную взрывозащиту, а в большинстве случаев вообще без орошения, хотя это и запрещено Правилами безопасности.

Учитывая тяжесть последствий воспламенения или взрыва пылеметановоздушной смеси, создание систем для проходческих машин, способных не только повысить эффективность производства, но и безопасность горных работ, имеет первостепенное значение. Полное исключение или хотя бы резкое снижение количества вспышек и взрывов метана и угольной пыли является одной из главных и актуальных задач при создании горной техники и в частности, проходческих машин.

В настоящее время разработана конструкторская документация на систему пылевзрывозащитного высоконапорного орошения для комбайна КП21. Часть элементов системы изготовлены и прошли стендовые испытания. Отметим, что опытно-промышленное производство таких систем может быть налажено на ООО "Скуратовский опытно-экспериментальный завод". Данное предприятие уже имеет опыт изготовления экспериментальных образцов гидромеханических исполнительных органов и комбайнов, а также средств формирования струй воды высокого и сверхвысокого давления и заинтересовано в выпуске наукоемкой, конкурентоспособной продукции.

Рабочий проект системы высоконапорного орошения выполнен применительно к комбайну КП21. Система содержит комплект оборудования, достаточный для монтажа и отладки на полностью собранном комбайне, в том числе и в условиях рудоремонтного завода. Указанная система предназначена для модернизации комбайна в целях

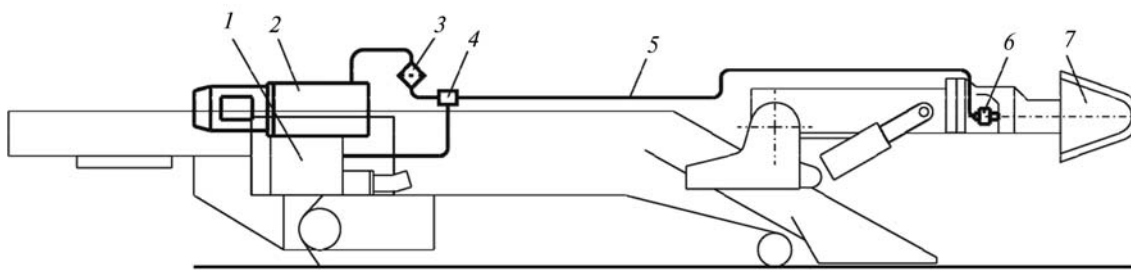


Рис. 1. Схема компоновки системы высоконапорного орошения на проходческом комбайне КП21

повышения эффективности подавления искрообразования в зоне контакта резца с породой и улучшения пылеподавления.

Система высоконапорного орошения (рис. 1) является дополнительным оборудованием к комбайну КП21 и состоит из следующих составных частей: коронки 7; гидросъемника 6; насосной установки 2 с водяным баком 1 и гидросистемы, содержащей рукав высокого давления 5, реле давления 4 и фильтр 3. Система обеспечивает подачу воды расходом до $4,1 \text{ м}^3/\text{ч}$ при давлении воды до 60 МПа. При этом потребное давление воды для обеспечения эффективного пылеподавления не превышает 35 МПа.

Наиболее ответственным элементом системы высоконапорного орошения, от четкости работы которого во многом зависит эффективность всей системы, является гидросъемник 6. Он устанавливается в камере редуктора стрелы комбайна и предназначен для передачи воды высокого давления от неподвижного рукава высокого давления 5 к вращающейся породоразрушающей коронке 7 и далее к резцам, расположенным на ней.

Общий вид гидросъемника и его конструктивная схема показаны на рис. 2. Принцип работы гидросъемника заключается в следующем. Вода высокого давления подается на вход гидросъемника через штуцер 24, установленный на корпусе 3 (см. рис. 2, б), далее поток воды высокого давления подается на выходной вал 1. Вращение вала 1 осуществляется от полого вала стрелы исполнительного органа комбайна.

Между неподвижным корпусом 3 и вращающимся валом 1 установлены торцовые уплотнения 6 и 7, снимающие нагрузку независимо от вращения исполнительного органа. Торцовое уплотнение гидросъемника физически и технически не может быть абсолютно герметичным. Отвод утечки через

торцовое уплотнение происходит через дренажное отверстие 25, просверленное в корпусе вала 1.

Для оценки всех характеристик гидросъемника, подтверждения его готовности к проведению испытаний в условиях эксплуатации, а также в целях контроля качества продукции и возможности продолжения ее изготовления по действующей конструкторской и технологической документации проведены заводские испытания гидросъемника.

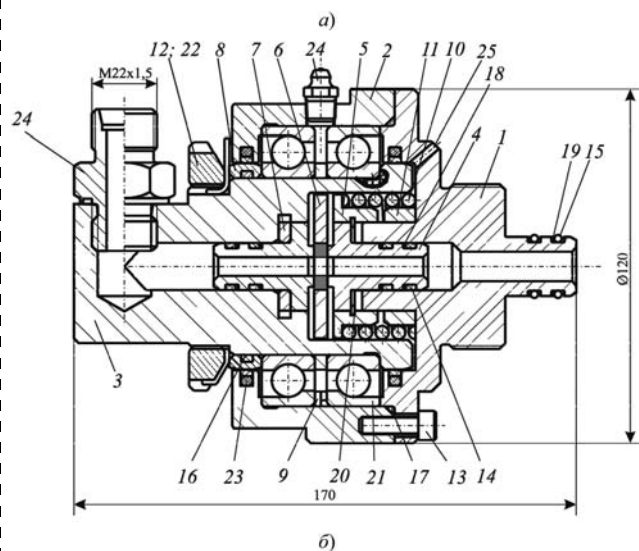


Рис. 2. Общий вид (а) и конструктивная схема (б) гидросъемника: 1 – вал; 2 – промежуточный корпус; 3 – корпус; 4, 8 и 11 – втулки; 5 – шестигранная втулка; 6, 7, 14–20 и 23 – уплотнительные кольца; 10 – пружина; 12 – гайка; 13 – винт; 21 – подшипник; 22 – шайба; 24 – штуцер; 25 – дренажное отверстие

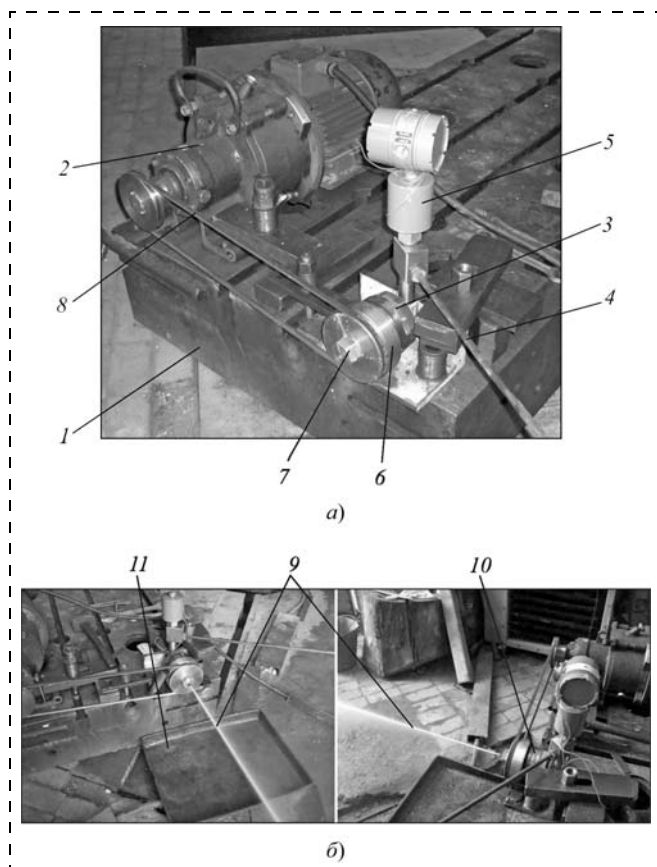


Рис. 3. Стендовое оборудование для испытания гидросъемника:
 а – перед испытаниями; б – при испытаниях; 1 – установочная плита; 2 – вращатель; 3 – гидросъемник; 4 – трубопровод высокого давления; 5 – преобразователь разности давлений; 6 – специальная оп-
 равка; 7 – нагрузочное устройство; 8 – ременная передача; 9 – струя воды высокого давления; 10 – место контроля частоты вращения и вибрации; 11 – мерная емкость

Испытания выполнялись на специально разработанном испытательном стенде, состоящем из источника воды высокого давления и нагрузочного блока, имитирующего реальные условия работы гидросъемника на комбайне. В качестве источника воды высокого давления применялись плунжерный насос и дизельмаслостанция, обеспечивающие давление воды до 60 МПа и ее расход до 60 л/мин.

Нагрузочный блок (рис. 3, а) состоит из установленных на общей плите 1 вращателя 2 и гидросъемника 3. Вода от источника высокого давления подается через трубопровод 4 и преобразователь разности давлений 5 на гидросъемник 3, установленный на плите при помощи специально изготовленной оправки 6. Для передачи момента движения от вращателя 2 к гидросъемнику 3 используется клиноременная передача 8, позволяющая, кроме того, избежать пиковых нагрузок на гидросъемнике и предохранить его от поломок.

Для измерения давления в напорном трубопроводе высокого давления и регистрации пульсации давления использовался преобразователь разности давлений 5 "Сапфир-22 ДИ-Ех 2182".

Нагрузочное устройство 7 устанавливалось на оправке 6 и предназначалось для создания сопротивления, аналогичного реальным условиям работы гидросъемника, и представляло собой струеформирующую насадку диаметром отверстия 1,1 мм.

Заводские испытания гидросъемника выполнены по разработанной программе испытаний КР21.31.02.200 ПМ, устанавливающей объем, порядок, условия и методы проведения испытаний и требования к ним для гидросъемника с торцовым уплотнением. Перечень определяемых при испытаниях параметров и характеристик гидросъемника приведен в таблице.

Испытания гидросъемника выполнялись в несколько этапов. На первом этапе осуществлялась

Перечень определяемых при испытаниях параметров и характеристик

Параметр и характеристика, единица измерения	Требования или величина параметра	Метод испытаний
Маркировка	Соответствие КД	ВИК*
Внешний вид	Соответствие КД	ВИК
Наличие и качество покрытия	Соответствие КД и ГОСТ 9.032–74	ВИК, по п. 5.13 ГОСТ 9.032–74
Частота вращения, мин ⁻¹	51	ВИК
Присоединительные размеры, мм: диаметр входного патрубка диаметр выходного патрубка	M22×1,5 >20/6	ВИК
Габаритные размеры, мм: длина ширина, высота	170 >120	ВИК
Масса, кг	6,0	ВИК
Внешняя утечка**, %	3...5	Объемный метод, ВИК
Среднеквадратическое значение виброскорости, мм/с, не более	4,5	ВИК
Температура подшипниковых узлов, °С, не более	65	ВИК

* ВИК — визуально-измерительный контроль.

** Величина утечки уплотнения гидросъемника определена техническими условиями на торцовые уплотнения при перекачивании химически неактивных жидкостей и указана в % от производительности насосного оборудования.

опрессовка гидросъемника без вращения (проверка на прочность и герметичность) водой давлением 52,5 МПа в течение 5 мин.

На втором этапе испытания проводились с вращением (проверка на герметичность) водой давлением 35 МПа в течение 10 мин. При этом в процессе испытаний течи капель и потения на поверхности корпуса и в соединениях гидросъемника замечены не были. Величина утечки через торцовые уплотнения гидросъемника составила 0,3 л/мин (0,5 %) и 1,2 л/мин (2 %) на первом и втором этапах соответственно, и не превышает допустимой величины (см. таблицу).

На третьем этапе проводились испытания гидросъемника в установившемся режиме работы и при рабочих параметрах — давление воды 35 МПа и частота вращения 51 мин⁻¹. Здесь определялись (измерялись) внешняя утечка, вибрация и нагрев подшипникового узла гидросъемника.

Вибрация (среднеквадратическое значение виброскорости) на корпусе подшипникового узла 10 (см. рис. 3, б) определялась измерителем вибрации ВИСТ-2,3 в двух взаимно-перпендикулярных направлениях, проходящих через ось вращения вала 1 (см. рис. 2, б) гидросъемника. Одно из направлений измерения вибрации было параллельно оси напорного штуцера 24 гидросъемника и составляло не более 1,5 мм/с на всех этапах испытаний.

Температура подшипникового узла измерялась инфракрасной камерой ThermoCAM E300 каждые 30 мин на третьем этапе испытаний. Максимальный нагрев подшипникового узла не превышал 16 °С. Кроме того, были выполнены испытания с замером нагрева подшипниковых узлов при вращении гидросъемника без подачи воды высокого давления ("на сухую"). После 2 ч испытаний в таком режиме температура подшипникового узла не превышала 18 °С (рис. 4, а). Отметим, что климатические условия при проведении испытаний в лаборатории были следующие: температура воздуха +14 °С, влажность воздуха 54 %, атмосферное давление 748 мм рт. ст.

Результаты замеров внешней утечки гидросъемника удобно представить в виде графика (см. рис. 4, б). На графике видно, что величина утечки вначале увеличивается, затем достигает некоторого максимального значения, а в дальнейшем стабилизируется. Такая зависимость величины

внешней утечки обусловлена притиркой элементов гидрогидросъемника и торцового уплотнения в том числе. После 15 ч стендовых испытаний гидросъемника на третьем этапе внешняя утечка составила 1,35 л/мин или 2,25 % и не превышала допустимой величины 5 % (см. таблицу).

Ресурсные испытания гидросъемника, как составной части системы высоконапорного орошения комбайна КП21, проводились согласно требованиям ГОСТ 27.410–87 "Надежность в технике. Методы контроля показателей надежности и планы контрольных испытаний на надежность". Основным методом ресурсных испытаний приняты стендовые ускоренные ресурсные испытания по плану [NU_z] [2]. При этом продолжительность испытаний определялась по формуле:

$$t_{и} = K T_p,$$

где T_p — 80 %-й ресурс работы гидросъемника, заданный в НД, ч; $K = 1,61$ — коэффициент продолжительности испытаний с учетом соотношения 80 %-ного и среднего ресурсов при принятом распределении ресурса по закону Вейбула и коэффициенте вариации 0,42.

Данные испытания обеспечивают достоверность контроля 80 %-ного ресурса с доверительной вероятностью не менее 0,8 и относительной ошибкой не более 0,2 при объеме совокупности не более

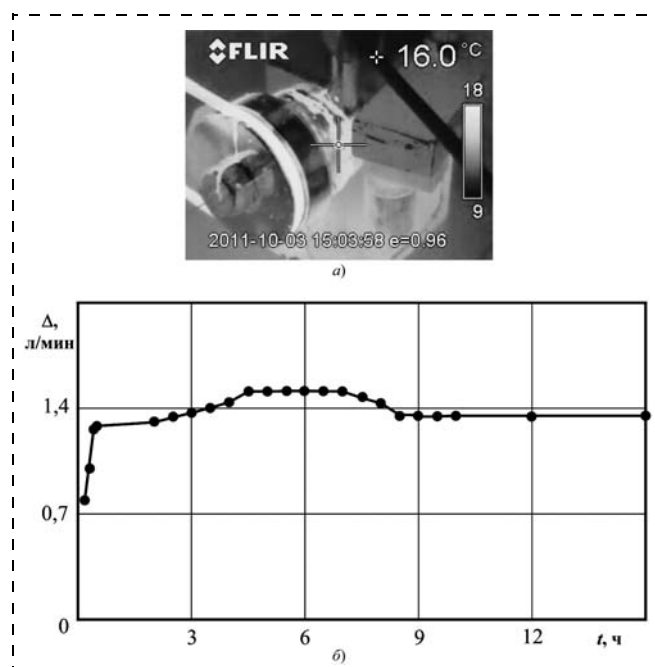


Рис. 4. Результаты испытаний гидросъемника:
а — фото, сделанное термокамерой; б — зависимость внешней утечки на третьем этапе испытаний

20 ед. 80 %-ный ресурс считается подтвержденным, если гидросъемник не достиг предельного состояния на момент достижения наработки $t_{и}$.

В качестве предельного нами принято состояние гидросъемника, когда превышает хотя бы одно значение показателей (см. таблицу). В настоящее время по третьему этапу проводятся ресурсные испытания гидросъемника. Наработка под нагрузкой составила 15 ч непрерывной работы. Подводя итог заводских испытаний, установлено, что гидросъемник находится в исправном и работоспособном состоянии, соответствует требованиям действующей конструкторской и технологической документации и может быть подвергнут дальнейшим испытаниям в условиях эксплуатации.

Дальнейший контроль ресурса гидросъемника будет выполнен при испытаниях всей системы

высоконапорного орошения в условиях производственных мощностей на Копейском машиностроительном заводе. Данные испытания запланированы во втором квартале 2012 г. Результаты этих испытаний будут представлены нами в следующих публикациях.

Список литературы

1. **Концепция** развития очистного, проходческого, конвейерного и бурового оборудования на период до 2020 г. / Ю.Н. Линник, И.С. Крашкин, В.Г. Мерзляков и др. // Горное оборудование и электромеханика. 2006. № 2. С. 2–12.

2. **ГОСТ Р 50703–2002.** Комбайны проходческие со стреловидным исполнительным органом. Общие технические требования и методы испытаний. М.: Госстандарт России, 2002. 35 с.

УДК 622.23.054.8

В.В. Семенов, ген. директор, ОАО "Копейский машиностроительный завод",
И.Г. Шмакин, канд. техн. наук, доц., **А.Б. Жабин**, д-р техн. наук, проф., **П.Н. Чеботарев**, асп., ТулГУ, г. Тула
E-mail: zhabin.tula@mail.ru

Результаты сравнительных исследований исполнительных органов комбайнов "Мариетта-900А" и "Урал-20Р"

Представлены результаты сравнительных аналитических исследований исполнительных органов соледобывающих комбайнов "Мариетта-900А" и "Урал-20Р".

Ключевые слова: соледобывающий комбайн, исполнительный орган, производительность

V.V. Semenov, I.G. Shmakin, A.B. Zhabin, P.N. Chebotarev

Results of Comparative Researches of Executive Units of Salt-Mining Machines "Marietta-900A" and "Ural-20R"

Results of comparative analytical researches of executive units of salt-mining machines "Marietta-900A" and "Ural-20R" are presented.

Keywords: a salt-mining machine, an executive unit, productivity

Добычу и переработку калийных руд в России осуществляет крупнейшее предприятие — ОАО "Уралкалий". В настоящее время на шести подземных рудниках Верхнекамского месторождения калийных руд в Пермской области все подготови-

тельные горные выработки и основная доля добычных работ ведутся комбайнами "Урал" [1, 2].

Однако по заказу ОАО "Уралкалий" фирмой "Фест-Альпине", входящей в концерн "Сандвик", был изготовлен комбайн "Мариетта-900А"

(MF-320), оснащенный буроскалывающим исполнительным органом (рис. 1), в целях определения эффективности его использования при выемке калийных руд Верхнекамского месторождения [3]. Такой комбайн с 2006 г. уже промышленно осваивается в четвертом рудоуправлении ОАО "Уралкалий" и обеспечивает производительность более 10 т/мин, в то время как действующая на руднике отечественная техника — не более 7,5 т/мин. При этом комбайн "Мариетта-900А" имеет повышенный эксплуатационный ресурс и увеличенный межремонтный срок. Компанией "Уралкалий" был подписан контракт [4] на поставку до конца 2011 г. еще пяти роторных комбайнов "Мариетта-900А" и планируется в дальнейшем подписать с концерном "Сандвик" еще один контракт на поставку в 2013–2014 г. шести комбайнов MF-320. В связи с этим представляется целесообразным проведение объективных сравнительных исследований комбайна "Мариетта-900А" с наиболее близким к нему по массе отечественным комбайном "Урал-20Р" (рис. 2) прежде всего по энерговооруженности и соответствующей им производительности по отбойке руды в одинаковых условиях.

В статье [5] приведены результаты расчета производительности комбайнов "Мариетта-900А" и "Урал-20Р" для случаев их работы в комплексах с двумя типами средств доставки руды из забоя — самоходными вагонами и системой непрерывного транспорта. При этом установлено, что производительность комбайнов "Урал-20Р" и "Мариетта-900А"

практически одинакова при использовании их в принятых на ОАО "Уралкалий" комплексах доставки с самоходным вагоном и бункером-перегрузателем. Преимущество дорогостоящего комбайна "Мариетта-900А" будет достигнуто только в случае применения отсутствующих пока в ОАО "Уралкалий" средств непрерывного транспорта и увеличении до 600 м длины разрабатываемых камер.

Однако в упомянутых выше статьях [4, 5] не указываются прочностные характеристики калийных руд, которые существенно влияют на производительность комбайнов, изменяясь в широком диапазоне для различных месторождений [6].

Поэтому для сравнительных аналитических исследований режимов работы комбайнов "Урал-20Р" и "Мариетта-900А" (сопоставительного моделирования) принята методика [7], учитывающая свойства разрушаемого пласта при определении теоретической производительности машины, а также особенности конструкции, режимные параметры многорезцового разнотипного исполнительного органа и энерговооруженность его привода.

За основу сопоставления принят комбайн "Урал-20Р" для высоты выработки $H = 3,1$ м и ее сечения $15,75 \text{ м}^2$. Установленная мощность каждого из двух приводных двигателей исполнительного органа в относительном движении равна 160 кВт, мощность привода переносного вращения — 75 кВт.

Основные резцовые диски оснащены резцами ПС1-8У с углом разворота на режущем органе $\lambda = 20$ и 25° , углом установки оси резца в кулаке

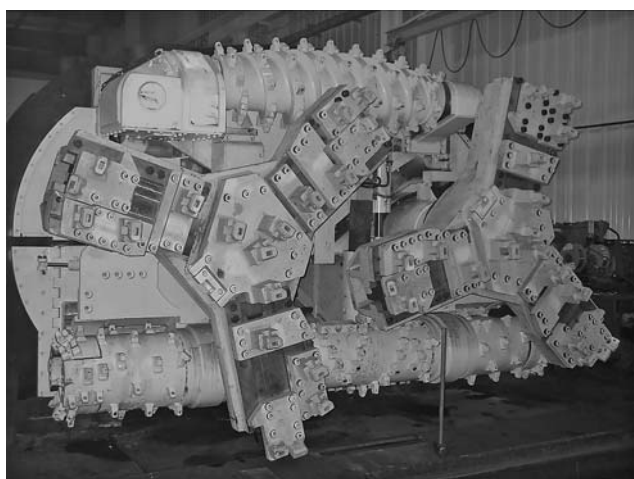


Рис. 1. Комбайн "Мариетта-900А" ("Sandvik" MF-320, США)

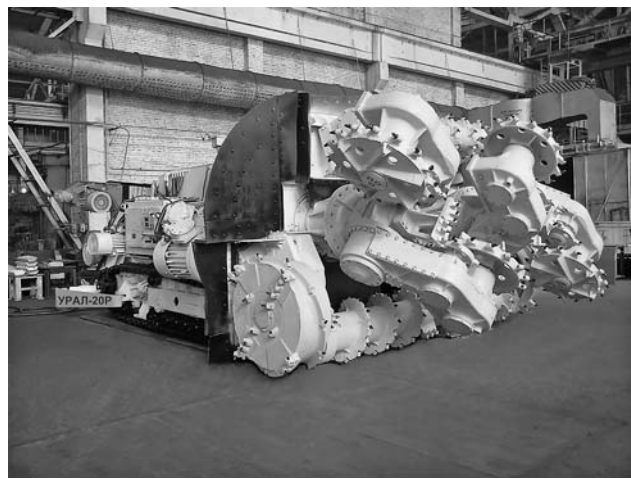


Рис. 2. Проходческо-очистной комбайн "Урал-20Р"

$u_{ок} = 37^\circ$, число резцов на диске $m_p = 11$; 13 и 15 шт., частота вращения водила $n_b = 3,37 \text{ мин}^{-1}$, частота вращения резцовых дисков $n_d = 41,86 \text{ мин}^{-1}$. На центральных дисках также установлены резцы ПС1-8У с углом разворота резцов на режущем органе $\lambda = 20^\circ$, число резцов на каждом диске $m_p = 4$ шт.

Вспомогательные органы этого комбайна – бермовый и отбойное устройство приводятся от двух отдельных электродвигателей по 75 кВт и отдельного электродвигателя мощностью 45 кВт соответственно. Общая мощность электродвигателей всех исполнительных органов комбайна "Урал-20Р" составляет 590 кВт.

Необходимые для моделирования режимов работы комбайна "Мариятта-900А" исходные данные приняты по работам [3, 4, 8] и в соответствии со справкой рудника БКПРУ 4 ОАО "Уралкалий" о комбайне "Мариятта-900А" (серийный № 71107988) и наработке комбайновых комплексов за 2008 г.

Исполнительный орган этого комбайна (см. рис. 1) состоит из двух трехлучевых буровых коронок роторного типа, нижнего и верхнего отбойных барабанов. Трехлучевые коронки диаметром $D_k = 3 \text{ м}$ вращаются в противоположных направлениях с частотой $n_k = 14,5 \text{ мин}^{-1}$, обрабатывая 91,1 % центральной части забоя. Нижний и верхний отбойные барабаны, вращающиеся с частотой соответственно 75 и 67 мин^{-1} , оформляют верхнюю и нижнюю части выработки, имеющей общую площадь сечения $S = 14,34 \text{ м}^2$. Все четыре части такого исполнительного органа комбайна "Мариятта-900А", изготовленного фирмой "Фест-Альпине" концерна "Сандвик", приводятся в действие через соответствующий раздаточный редуктор от двух электродвигателей, общая мощность которых составляет $373 \times 2 = 746 \text{ кВт}$.

Лучи буровых коронок оснащаются неповоротными радиальными резцами типа РИГ или РНВ [8] с шагом резания $t = 8,33 \text{ см}$ и числом $m = 1$ в каждой линии резания.

Нижний и верхний барабаны, имеющие диаметры 0,6 и 0,675 м соответственно, оснащаются неповоротными резцами типа РС-14 с шагом резания $t = 3 \text{ см}$ и числом $m = 1$ в каждой линии резания.

Кроме того, при моделировании режимов работы комбайна "Мариятта-900А" предполагалось, что резцы исполнительного органа, которые являются неповоротными, имеют три степени износа

по задней Δ и боковой Δ_b грани. Первая степень износа – технически острые резцы ($\Delta = \Delta_b = 0,1 \text{ см}$); вторая – среднеизношенные ($\Delta = 0,3 \text{ см}$, $\Delta_b = 0,2 \text{ см}$); третья – тупые резцы ($\Delta = 0,5 \text{ см}$, $\Delta_b = 0,3 \text{ см}$).

Результаты расчета загрузки привода исполнительного органа отдельными его частями при разрушении резцами РИГ и РС-14 калийной руды с пределами прочности на одноосное сжатие 27, 33,8 и 40,5 МПа представлены на рис. 3 и 4.

Диапазон проведенных исследований охватывает возможную производительность по отбойке комбайна "Мариятта-900А" в пределах $Q = 6...21 \text{ т/мин}$.

Из анализа результатов исследований (см. рис. 3) следует, что в этом диапазоне производительности ограничения по максимальной глубине резания отсутствуют. Максимальная глубина резания составляет для коронок $h = 4,8 \text{ см}$ при $Q = 21 \text{ т/мин}$, а для нижнего барабана при этой же производи-

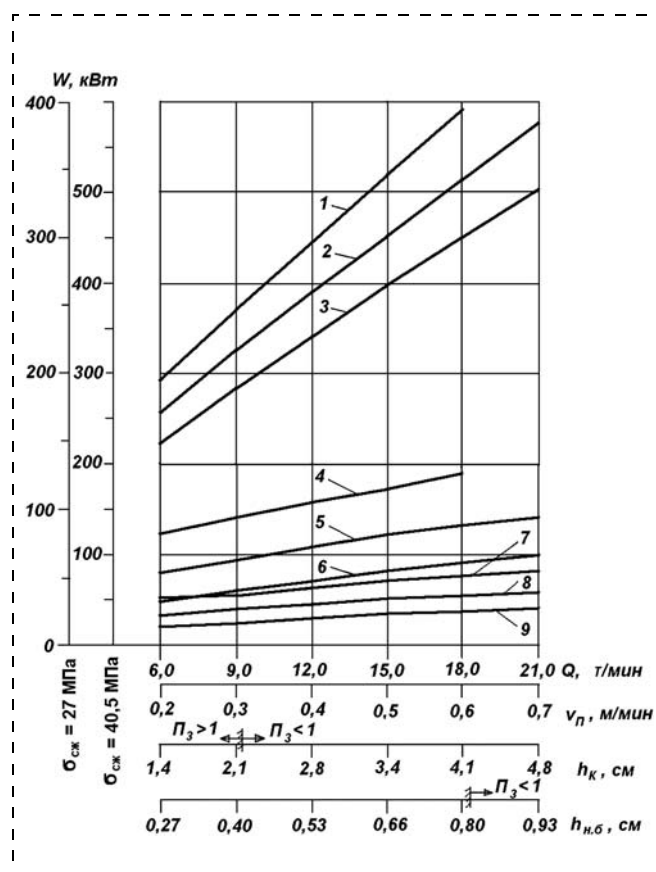


Рис. 3. Зависимости мощности W , потребляемой приводом исполнительного органа комбайна "Мариятта-900А", от скорости подачи v_n и производительности по отбойке Q при резании руды с пределами прочности на одноосное сжатие $\sigma_{сж} = 27$ и 40,5 МПа одной коронок (1–3), нижним (4–6) и верхним (7–9) барабанами: 1, 4 и 7 – тупые резцы; 2, 5 и 8 – среднеизношенные резцы; 3, 6, 9 – технически острые резцы

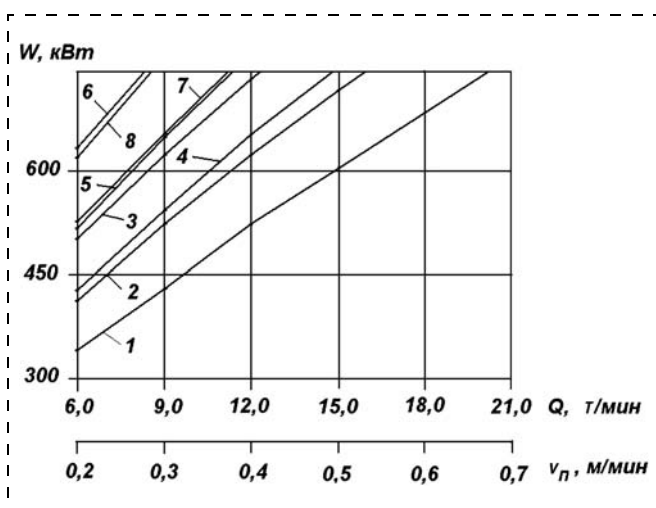


Рис. 4. Зависимость суммарной мощности W , потребляемой приводом исполнительного органа комбайна "Мариятта-900А", от скорости подачи v_n и производительности по отбойке Q при резании руды с пределами прочности на сжатие $\sigma_{сж} = 27$ (1–3), 33,8 (4–6) и 40,5 (7 и 8) МПа: 1, 4 и 7 – технически острые резцы; 2, 5 и 8 – среднеизношенные резцы; 3 и 6 – тупые резцы

тельности – $h = 0,93$ см. Однако существуют ограничения по минимальной глубине резания, когда $P_3 \geq 1$ (P_3 – параметр, учитывающий взаимовлияние соседних резцов, для заблокированного резания $P_3 = 1$), что свидетельствует о начале нерационального глубоко заблокированного (щелевого, с оставлением неразрушенных целиков) резания. Этот режим наступает для коронок при $Q < 9$ т/мин, нижнего барабана – при $Q < 18$ т/мин и верхнего барабана – при $Q < 15$ т/мин (на рис. 3 не показан).

На рис. 3 также видно, что с увеличением прочности руды, скорости подачи комбайна и изнашивания резцов мощность, затрачиваемая на разрушение каждым из органов комбайна в отдельности, возрастает.

Нижний и верхний барабаны, имеющие (в сравнении с аналогичными органами комбайна "Урал-20Р") повышенную частоту вращения, при проектной производительности (более 10 т/мин [3, 4]) работают в нерациональном режиме и могут потреблять большую мощность по отношению к площади обрабатываемого ими забоя (~8,9 %). Это предположение подтверждается наличием в приводе барабанов предохранительных срезных элементов [3].

На рис. 4 представлены графики зависимости суммарной мощности, потребляемой всеми испол-

нительными органами комбайна "Мариятта-900А", от производительности по отбойке. Как и следовало ожидать, с увеличением производительности потребляемая мощность возрастает. При полной загрузке двух двигателей привода исполнительного органа работой и коронок, и барабанов ($W = 373 \times 2 = 746$ кВт) производительность по отбойке уменьшается по мере износа резцов и с повышением прочности руды. Так, при $\sigma_{сж} = 27$ МПа производительность $Q = 20,3 \dots 12$ т/мин; при $\sigma_{сж} = 33,8$ МПа производительность $Q = 14,6 \dots 8,3$ т/мин, а при $\sigma_{сж} = 40,5$ МПа – $Q = 11 \dots 6,0$ т/мин.

Для сопоставления режимов работы исполнительных органов комбайнов "Мариятта-900А" и "Урал-20Р" воспользуемся рис. 5, на котором при-

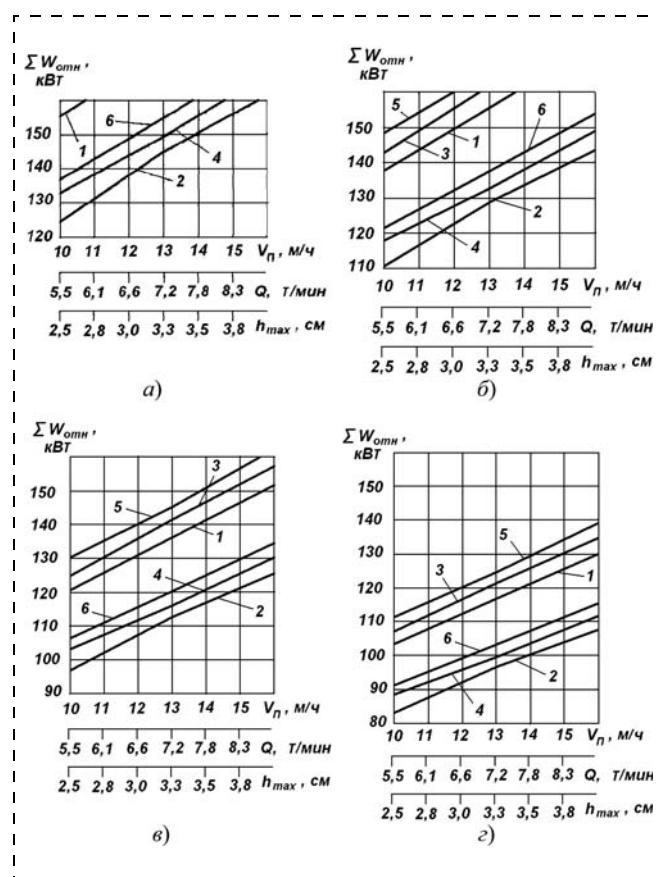


Рис. 5. Зависимости суммарной мощности $\Sigma W_{отн}$ одного двигателя планетарно-дискового исполнительного органа комбайна "Урал-20Р", расходуемой на относительное вращение режущих дисков, от скорости подачи v_n при высоте выработки $H = 3,1$ м и разрушении каменной руды с $\sigma_{сж} = 40,5$ МПа (а), $\sigma_{сж} = 36$ МПа (б), $\sigma_{сж} = 31,5$ МПа (в) и $\sigma_{сж} = 27$ МПа (г) и вариантах сборки: 1 – $m_p = 11$ шт. ПС1-8У ($\lambda = 20^\circ$); 2 – $m_p = 11$ шт. ПС1-8У ($\lambda = 25^\circ$); 3 – $m_p = 13$ шт. ПС1-8У ($\lambda = 20^\circ$); 4 – $m_p = 13$ шт. ПС1-8У ($\lambda = 25^\circ$); 5 – $m_p = 15$ шт. ПС1-8У ($\lambda = 20^\circ$); 6 – $m_p = 15$ шт. ПС1-8У ($\lambda = 25^\circ$)

ведены результаты моделирования режимов работы комбайна "Урал-20Р". Режущие части исполнительного органа комбайна "Урал-20Р" оснащены поворотными резцами ПС1-8У нового технического уровня. Эти резцы имеют конструктивный вылет относительно кулака $l_p = 60$ мм, а радиальный вылет — 32,7 или 36 мм в зависимости от угла установки резца в кулаке $u_{ок}$, определяющий ограничение по максимальной глубине резания h_{max} .

Из анализа приведенных на рис. 5 результатов следует, что исполнительный орган комбайна "Урал-20Р" при $H = 3,1$ м и полной загрузке каждого из двух двигателей привода относительного движения по 160 кВт может развивать производительность при резании руды:

$Q = 8,8$ т/мин при $v_{п} = 15,6$ м/ч, $h_{max} = 3,2$ см и $\sigma_{сж} = 40,5$ МПа (см. рис. 5, а, кривая 2);

$Q = 11$ и 15 т/мин (по линейной интерполяции кривых 3 и 2, см. рис. 5, в) при $v_{п} = 19,92$ и $27,18$ м/ч, $h_{max} = 4,92$ и $6,72$ см соответственно и $\sigma_{сж} = 27$ МПа.

Из сопоставления результатов исследований режимов работы комбайнов "Мариятта-900" и "Урал-20Р" ($H = 3,1$ м) (см. рис. 4 и 5) вытекают следующие выводы:

при разработке калийных руд прочностью $\sigma_{сж} = 40,5$ МПа производительность сопоставляемых исполнительных органов комбайнов примерно одинакова. При этом производительность комбайна "Урал-20Р" является предельной по радиальному вылету резцов, который при кулаках типа 1ГПКС.11.05 и КТО1.00 составляет 36,0 и 32,7 мм соответственно. Преимуществом "Урал-20Р" в этом случае является самозатачивание поворотных резцов ПС1-8У, обеспечивающее постоянство развиваемой комбайном производительности и существенное уменьшение (в случае достаточной их ударной прочности) времени выполнения неустраняемых операций, связанных с заменой инструментов. Ограничивающим производительность комбайна MF-320 фактором является износ неповоротных резцов, требующий к тому же более частую их замену;

при разработке прочных калийных руд с $\sigma_{сж} = 49,5$ МПа комбайн "Урал-20Р" может развить большую производительность ($Q \cong 7,3$ т/мин при $v_{п} = 13,26$ м/ч и $h_{max} = 3,27$ см) по сравнению с комбайном "Мариятта-900А". Этот вывод следует из анализа графиков, представленных на рис. 5,

с применением методов экстраполяции. Производительность последнего резко уменьшается при износе резцов буровых коронок и барабанов ($Q = 7,8...3,5$ т/мин при $h_{max} = 1,8...0,8$ см) и наступлении нерационального режима резания ($П_3 > 1$);

при разработке калийных руд прочностью $\sigma_{сж} = 27$ МПа комбайн "Мариятта-900А" обладает заметным преимуществом по расчетной производительности ($Q = 21...12$ т/мин при $h_{max} = 4,85...2,8$ см) из-за большего вылета радиальных резцов, установленных на буровых коронках. Производительность комбайна "Урал-20Р" в этом случае ограничивается небольшим радиальным вылетом резцов, установленных на режущих дисках.

Резюмируя результаты изложенных выше сопоставительных исследований режимов работы комбайнов "Урал-20Р" и "Мариятта-900А" (MF-320), можно сделать вывод, что их расчетная производительность по отбойке одинакова при резании руды прочностью на сжатие $\sigma_{сж} = 36...40,5$ МПа.

При резании руды большей прочности комбайн "Урал-20Р" с меньшей установленной мощностью приводов исполнительных органов может иметь преимущество перед комбайном "Мариятта-900А" при условии обеспечения ударной прочности и поворотной способности резцов ПС1-8У, а также их установки по рекомендациям работы [9].

При резании руды прочностью на сжатие $\sigma_{сж} < 31,5$ МПа комбайн "Мариятта-900А" имеет заметное преимущество перед "Урал-20Р" по расчетной производительности по отбойке из-за большего вылета радиальных неповоротных резцов относительно кулаков.

Список литературы

1. Семенов В.В., Мальчер М.А., Петров В.П. Российские проходческо-очистные комбайны для добычи калийных руд и каменной соли // Глюкауф. 2007. № 1. С. 31–33.
2. Семенов В.В., Чабан Я.И. Развитие производства горно-проходческой и очистной техники // Горная промышленность. 2005. № 5. С. 4–7.
3. Старков Л.И., Земсков А.Н., Кондрашов П.И. Развитие механизированной разработки калийных руд. Пермь–Соликамск, 2007. 522 с.
4. Компания Sandvik Mining Konstruktion подписала контракт с ОАО "Уралкалий" о поставке горных комбайнов // Горная промышленность. 2008. № 5. 14 с.
5. Кошурников Н.С. Проблема создания поточной технологии разработки сильвинитовых пластов на

Верхнекамском калийном месторождении // Известия вузов. Горный журнал. 2007. № 7. С. 17–21.

6. **Режимы** работы комбайнов для добычи калийных руд / В.А. Бреннер, И.С. Зильберт, В.А. Зыков и др. М.: Недра, 1978. 216 с.

7. **Семенов В.В., Шмакин И.Г.** Обоснование рациональных параметров режущих органов комбайнов типа "Урал" // Горное оборудование и электромеханика. 2008. № 4. С. 49–52.

8. **Брусиловский Д.В.** Режущий инструмент отечественных и зарубежных калийных комбайнов / Д.В. Брусиловский, Л.Н. Вировец, С.М. Ушеренко // Обзор. инф. Сер. "Калийная промышленность". М.: НИИТЭХИМ, 1983. 44 с.

9. **Автоматизация** проектирования режущих частей горных машин / В.А. Бреннер, И.Г. Шмакин, В.А. Романов и др. // Технология и механизация горных работ: Сб. науч. тр. М.: Изд-во АГН, 1998. С. 64–70.

УДК 622.285.4:624.191.6

А.Б. Жабин, д-р техн. наук, проф., **Ан.В. Поляков**, канд. техн. наук, доц., **Ал.В. Поляков**, канд. техн. наук, доц., **А.Д. Фомичев**, асп., ТулГУ, **Ю.В. Антипов**, канд. техн. наук, техн. директор, ООО "Скуратовский опытно-экспериментальный завод", г. Тула

E-mail: zhabin.tula@mail.ru

Расчет роторного исполнительного органа тоннелепроходческого механизированного комплекса КТПМ-6.0

Рассмотрена конструкция тоннелепроходческого комплекса КТПМ-6.0. Представлены разработанные расчетные схемы разрушения породного массива роторным исполнительным органом комплекса и методика проверочного расчета.

Ключевые слова: тоннелепроходческий комплекс КТПМ-6.0, роторный исполнительный орган, расчетные схемы, методика проверочного расчета.

A.B. Zhabin, An.V. Polyakov, Al.V. Polyakov, A.D. Fomichev, Yu.V. Antipov

Calculation of a Rotary Executive Body for Tunneling Complex KTPM-6.0

The design of tunneling complex KTPM-6.0 has been considered. The developed calculation procedures of rock destruction with the complex rotary executive body have been presented as well as methods of test calculation.

Keywords: tunneling complex KTPM-6.0, rotor executive body, calculation procedures, test calculation methods.

В настоящее время расширяется строительство тоннелей и других подземных объектов. Особенно большое значение приобретает освоение подземного пространства в планировке и застройке крупных городов. Возрастающие объемы и габариты строительства подземных сооружений стимулируют создание соответствующих технических средств и, прежде всего проходческих комплексов. При этом создание отечественной проходческой техники, способной конкурировать с ведущими мировыми аналогами, и восстановление ослабленной вследствие изменения хозяйственно-экономических

отношений в стране отрасли щитового машиностроения — достаточно не простое дело.

Вместе с тем в настоящее время на базе ООО "Скуратовский опытно-экспериментальный завод" ведутся работы по созданию тоннелепроходческого механизированного комплекса КТПМ-6.0 (рис. 1) — горно-проходческой машины современного технического уровня. Комплекс предназначен для механизированного сооружения перегонных тоннелей метрополитена и тоннелей другого назначения круглого сечения с железобетонной обделкой наружным диаметром 6,0 м в слаботре-

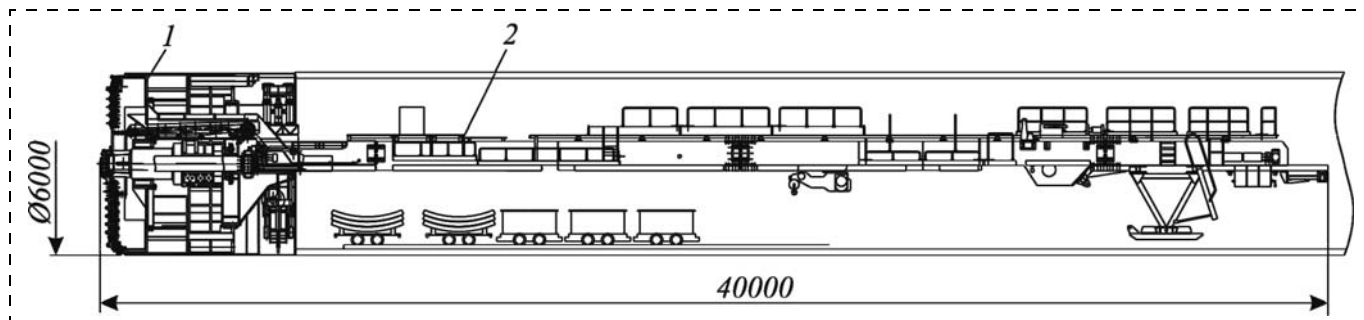


Рис. 1. Тоннелепроходческий механизированный комплекс:
1 – щитовая машина; 2 – защитный комплекс

щиноватых малообводненных аргиллитоподобных глинах прочностью на одноосное сжатие до 10 МПа и с прослойками песчаников прочностью на одноосное сжатие до 40 МПа.

Структурно комплекс состоит из щитовой машины 1 и защитного комплекса 2. Основным узлом щитовой машины (рис. 2) является корпус 1, включающий три круглых, состоящих из сегментов, кольца: ножевое, среднее и хвостовое. В хвостовой части корпуса установлены щитовые гидроцилиндры 2 с опорой на торцовую часть собранного кольца обделки тоннеля 3.

В средней части корпуса устанавливается распорная рама 4 для опирания привода ротора 5. К средней части рамы крепится щитовой конвейер 6 ленточного типа. На заднюю часть рамы устанавливается блокоукладчик 7 кольцевого типа, предназначенный для монтажа элементов бетонной обделки тоннеля. В хвостовой части рамы

смонтирован шарнир для крепления опоры и подсоединения подвижных платформ защитного комплекса (транспортный мост).

В средней части щитовой машины располагается место для работы основного оператора комплекса, оснащенное пультом управления основными механизмами, системой контроля и управления, а также навигационной системой.

Основным элементом защитного комплекса 2 (см. рис. 1) являются подвижные платформы, собираемые в транспортный мост. Передняя опора моста является сцепным устройством для совместного перемещения платформ вслед за перемещающимся корпусом щитовой машины. Задняя опора транспортного моста выполнена в виде лыжи, скользящей по внутренней поверхности обделки тоннеля.

В центральной части сечения платформ транспортного моста располагается магистральный ленточный конвейер для транспортировки отбитой породы от щитового конвейера к месту погрузки в откаточные вагонетки. Конвейер смонтирован в герметичном корпусе коробчатого сечения. В нижней части корпуса конвейера смонтированы направляющие для перемещения подвесного крана-перегрузчика. Сбоку корпуса пристроены ходовые мостки для перемещения персонала, а также для размещения на нем силовых элементов электро- и гидрооборудования (шкафы управления, пускатели, маслостанции и т.д.).

В качестве породоразрушающего органа на щитовой машине применен реверсивный роторный исполнительный орган 8 (см. рис. 2) с регулируемой частотой вращения и гидравлическим приводом. Ротор представляет собой дисковый рабочий орган, имеющий со стороны забоя соответствующую

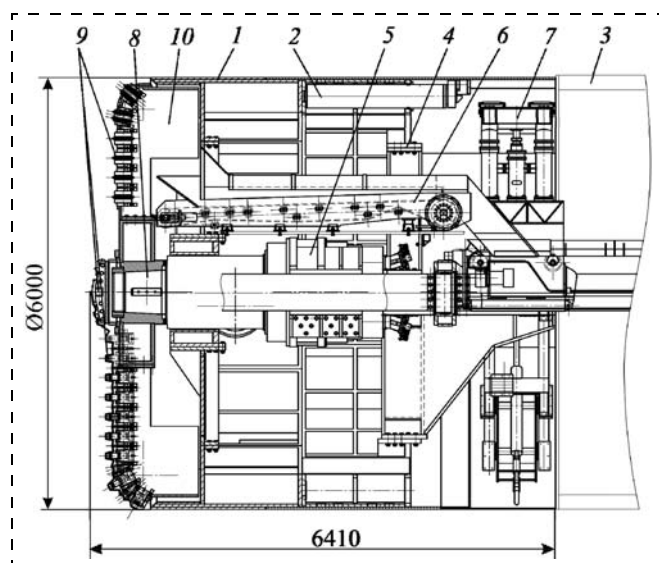


Рис. 2. Конструктивная схема щитовой машины

щий набор породоразрушающего инструмента 9 и погрузочные окна. С задней стороны ротора имеются двусторонние ковши 10 для погрузки кусков отбитой породы на щитовой конвейер 6. Ротор крепится на центрально расположенном приводном валу, установленном на подвижной раме с использованием подшипниковых опор.

Рабочий орган щитовой машины, породоразрушающий инструмент и схема его набора на исполнительном органе выбраны в соответствии с грунтовыми условиями, расстоянием проходки, профилем тоннеля, условиями строительства и другими факторами. При этом правильный расчет и выбор основных параметров исполнительного органа (общего крутящего момента $M_{кр}$ и суммарного усилия подачи P) имеют решающее значение для обеспечения устойчивости забоя и наиболее эффективного режима его разработки (разрушения), в том числе по энергоемкости.

Все это потребовало проведение расчетов параметров и показателей работы роторного исполнительного органа в целях определения энерговооруженности комплекса и подготовки рекомендаций по режимам его работы. При этом были последовательно решены две основные задачи:

разработка методики и выполнение расчетов по определению общего крутящего момента и суммарного усилия подачи роторного исполнительного органа комплекса КТПМ-6.0;

разработка рекомендаций по параметрам и режимам работы роторного исполнительного органа.

Анализ конструкции щитовой машины и построение расчетных схем разрушения породного массива роторным исполнительным органом

При разработке методики проверочного расчета роторного исполнительного органа мы основывались на анализе конструкции щитовой машины в целом и исполнительного органа в отдельности.

Были приняты следующие характеристики:

- Конструкция режущей головки:
 - тип — плоская;
 - форма — купольная;
 - опора — с центральным валом.
- Наличие активного пригруза — отсутствует.
- Разрушающий инструмент:
 - забурник — круглые штыревые резцы;

основная часть ротора — штыревой резец и одиночная дисковая шарошка;
купольная часть ротора — штыревой резец и спаренная дисковая шарошка.

- Погрузочное устройство:
 - число ковшей — 8;
 - емкость ковша — $0,25 \text{ м}^3$;
 - способ разгрузки — верхний.
- Глубина залегания тоннеля — 60 м.
- Частота вращения исполнительного органа — $1,3...3,0 \text{ мин}^{-1}$.
- Максимальный крутящий момент $M_{доп}$ — $400...1300 \text{ кН} \cdot \text{м}$.
- Максимальное усилие подачи $P_{доп}$ — 2000 кН.

Конструктивная схема роторного исполнительного органа представлена на рис. 3.

На рис. 4 представлены принятые схемы разрушения породного массива роторным исполнительным органом. Как видно, имеет место *поочередный способ* приложения воздействия компонентов роторного исполнительного органа на породный массив [2, 3]. Отметим, что определение "поочередный" нельзя признать удачным, поскольку прилагательное "поочередный" более подходит к самостоятельным инструментам, используемым независимо один от другого. В нашем случае речь идет об агрегированном инструменте, компоненты которого установлены на одном и том же проходческом агрегате. Полагаем, что для подобного порядка приложения разрушающих воздействий, характерного для комбинированных агрегированных инструментов, наиболее удобным будет определение "последовательное". Опережающий компонент (инструмент первой очереди — резцовый инструмент) агрегированного инструмента осуществляет предразрушение соответствующего участка породы, а установленный за ним единичный шарошечный инструмент, двигаясь рядом со следом, производит окончательное разрушение. Отметим, что агрегированным [2, 3] принято называть инструменты, установленные на одном агрегате, а чаще всего — на одном исполнительном органе (со смещением одного относительно другого). В нашем случае при использовании комбинированного агрегированного инструмента, компоненты которого установлены со смещением, и при использовании набора однородных инструментов, установленных на значительных расстояниях один от

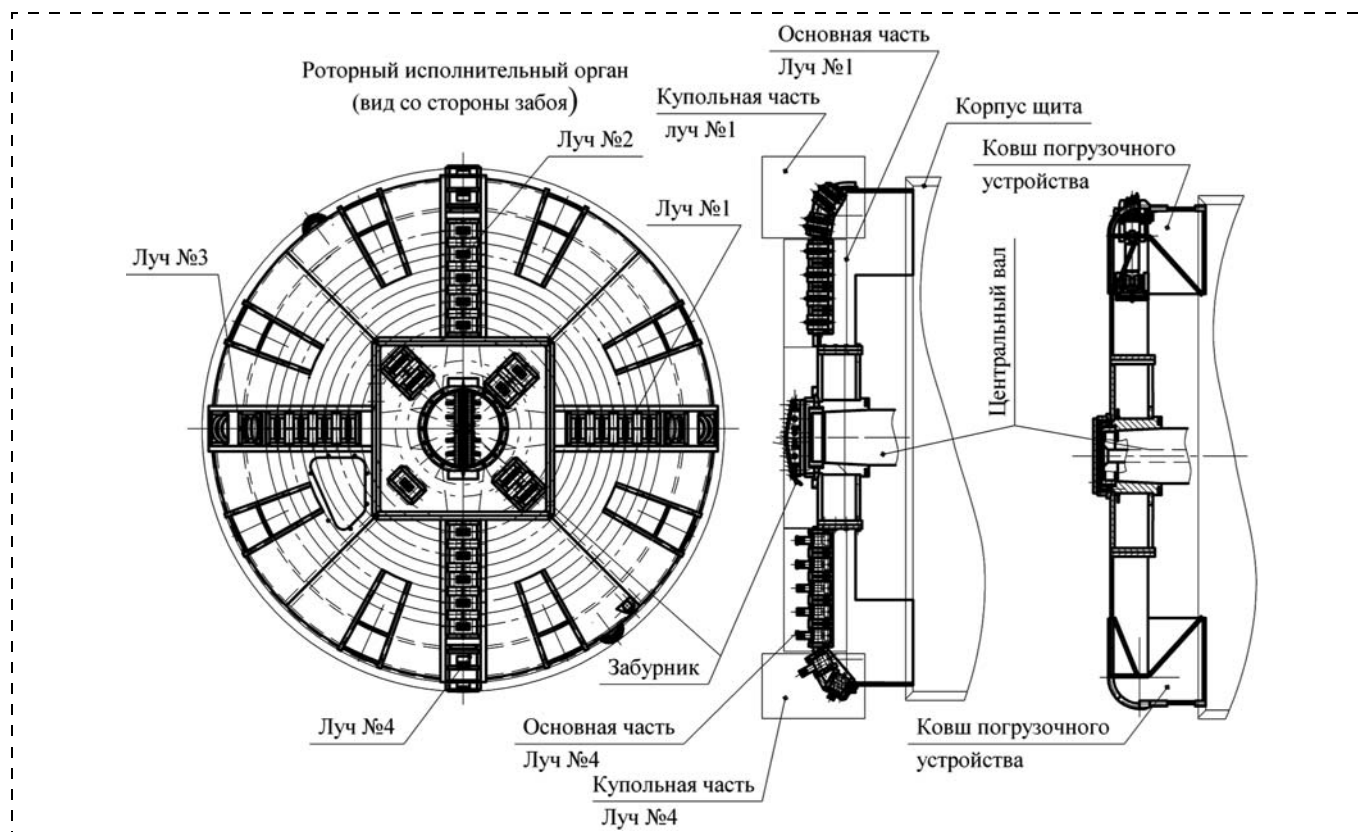


Рис. 3. Конструктивная схема роторного исполнительного органа

другого, разрушающие воздействия будут передаваться породе одновременно. Эти воздействия не будут совместными, поскольку эффективного суммирования действующих напряжений не произойдет и общий объем разрушения не увеличится [2, 3].

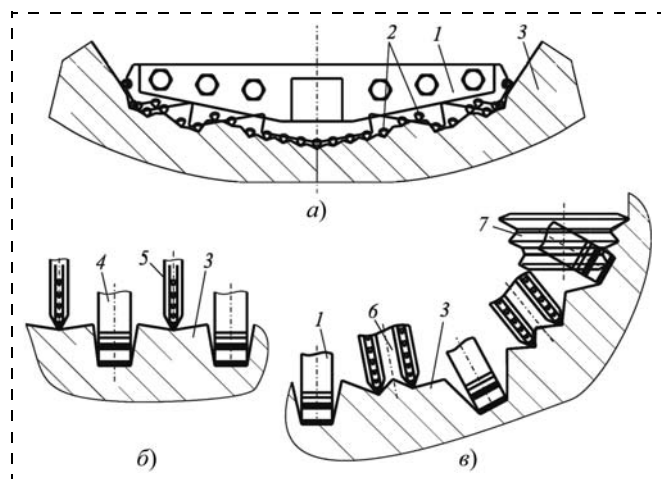


Рис. 4. Схемы разрушения породного массива роторным исполнительным органом:

a — забурник; *б* — основная часть; *в* — купольная часть; 1 — забурник; 2 — круглые штыревые резцы забурника; 3 — породный массив; 4 — резец типа ШБМ; 5 — одиночная дисковая шарошка; 6 — спаренная дисковая шарошка; 7 — групповая дисковая шарошка

При расчете параметров роторного исполнительного органа щита и разрушения им забоя было принято решение выделить три основных его участка, а именно:

разрушение породного массива забурником исполнительного органа (см. рис. 3 и 4, *a*);

разрушение породного массива основной частью исполнительного органа (см. рис. 3 и 4, *б*);

разрушение породного массива купольной частью исполнительного органа (см. рис. 3 и 4, *в*).

Процесс разрушения породного массива забурником исполнительного органа осуществляется резанием рабочим инструментом (резцами). При работе резцы образуют в породе бороздки, размеры и взаимное расположение которых определяются глубиной резания h , шириной бороздки у основания, равной ширине резца b , и шагом резания t — расстоянием между центрами или одноименными точками соседних бороздок. Работа резцов забурника протекает в полублокированном режиме, поскольку $t > b$ и $t < b + 6h$ [3].

Процесс разрушения породного массива основной и купольной частями роторного исполнительного органа характеризуется нарезанием щели

(определенной глубины и конфигурации) резцовым инструментом с последующим скалыванием образовавшихся целиков одиночной 5 и спаренной 6 дисковыми шарошками соответственно. При этом работа резцового инструмента осуществляется в условиях "резание в щели" и характеризуется отсутствием бороздки развала. Здесь параметрами щелевого резания являются глубина резания и ширина резца [3].

Метод определения нагрузок и режимов работы роторного исполнительного органа

В настоящее время апробированной методики расчета нагрузок и режимов работы роторных исполнительных органов щитовых машин различного конструктивного исполнения и реализующих различные схемы механического разрушения забоя не существует. На исполнительный орган щитовой машины воздействует весьма сложная система нагрузок, которую непросто оценить с высокой степенью точности. Положения методики расчетов, приведенные ниже, дают понимание подхода, принятого нами для расчета роторного исполнительного органа комплекса КТПМ-6.0, и могут быть применены и к другим щитовым машинам, когда это покажется подходящим. Отметим, что данная методика использована для предварительной оценки режимов работы исполнительного органа. Методика будет доработана после проведения экспериментальных исследований и проверки правильности функционирования экспериментального образца достаточно сложной щитовой машины и отдельных ее элементов. Отечественный и зарубежный опыт создания действительно новых щитовых машин свидетельствует о том, что этот процесс, как правило, сильно затягивается и удорожается, заканчиваясь иногда полной неудачей, если он не включает этап экспериментальных исследований или проводимые исследования выполняются на недостаточном научном уровне.

Сложность расчета параметров роторного исполнительного органа комплекса КТПМ-6.0 заключается в том, что только часть рабочих нагрузок на вал ротора поддается логическому расчету. На вал ротора действуют нагрузки от сопротивления горной породы резанию (разрушению); силы тяжести породы в ковшах; трения породы в ковшах о невращающуюся часть ротора; внутреннего

трения и инерции породы в ковшах при его перекапании; ударов о ковши падающих глыб и просыпей породы; задевания козырьков за забой; сопротивления разрушению и захвату глыб и осыпей породы на подошве забоя и др. Только нагрузки от сопротивления резанию и силы тяжести породы можно рассчитать относительно точно. Попытки расчетного определения остальных нагрузок связаны с чрезмерными допущениями. Поэтому для проверочного расчета роторного исполнительного органа принят способ определения суммарного крутящего момента и усилия подачи по тем слагаемым, в которых можно не сомневаться (от сопротивления резанию, трению и тяжести горной породы), с введением поправочных коэффициентов, учитывающих удельные веса других нагрузок.

В общем случае общие крутящие моменты на валу роторного исполнительного органа определяются по выражениям [1, 4, 5]:

$$M_{кр} = M_{рез} + M_{тр} + M_x + M_{п.п}; \quad (1)$$

$$M_{max} = M_{кр} + M_{пр}, \quad (2)$$

где $M_{рез}$ – крутящий момент, необходимый только для разрушения породы; $M_{тр}$ – крутящий момент, необходимый для преодоления сопротивления трению рабочей поверхности ротора по породе; M_x – момент, идущий на преодоление сопротивления вращению ротора при холостом ходе; $M_{п.п}$ – момент, необходимый для перемещения разрушенной породы из нижней части щита вверх в ковшах ротора; $M_{пр}$ – крутящий момент, необходимый для преодоления сопротивления препятствий (валунов и др.), а также прослоек пород со значительно отличающимися от основной горной массы коэффициентом крепости.

Момент $M_{рез}$ вычисляется по формуле [4, 5]:

$$M_{рез} = \sum_{i=1}^N M_{рез i}, \quad (3)$$

где $M_{рез i}$ – момент, необходимый для разрушения горной породы однородным инструментом; N – число однородных инструментов.

При этом

$$M_{рез i} = P_{зср} m \sum_{i=1}^{i=n_l} r_i, \quad (4)$$

где $P_{зср}$ — среднее значение силы резания резцовым инструментом или среднее значение усилия перекатывания шарошечного; m — число резцов (шарошек) в линии резания; r_i — радиус i -й линии резания, м; n_d — число линий резания однородным инструментом на исполнительном органе.

Конструкция роторного исполнительного органа комплекса КТПМ-6.0 во многом отличается от конструкции исполнительных органов проходческих и очистных комбайнов, и поэтому существуют отличия в методе расчета нагрузок на рабочем инструменте исполнительного органа. Однако при сохранении общей основы и последовательности методов расчета нагрузок на рабочем инструменте исполнительных органов проходческих и очистных комбайнов [6–8] нами принималось, что суммарные нагрузки на исполнительном органе в целом могут быть приняты как совокупность (сумма) нагрузок, действующих на единичный (однородный) породоразрушающий инструмент. При этом:

определение нагрузок на забурнике роторного исполнительного органа (см. рис. 4, а) при разрушении породного массива осуществлялось по методике [9, 10], утвержденной Минтопэнерго РФ и содержащей уточненные расчетные зависимости, предусмотренные ОСТ 12.44.197–81;

расчет усилий на резцовом инструменте основной и купольной частей ротора (см. рис. 4, б и в) проводился по РТМ 12.14.001–77 "Машины очистные. Струговые установки. Расчет сил на резцах струга. Методика";

расчет усилий на шарошечном инструменте (одинарной шарошке основной части исполнительного органа) выполнялся по зависимостям [10], полученным при разрушении пород шарошкой диаметром 150 мм с углом заострения 45° и радиусом закругления вершины обода 2 мм с учетом поправочных коэффициентов;

расчет усилий на шарошечном инструменте (сдвоенной шарошке купольной части исполнительного органа) предполагал следующее. Анализ работ [2, 3] показал, что усилие перекатывания, приходящееся на один диск в спаренной шарошке (см. рис. 4, в), меньше подобной величины, приходящейся на одиночную дисковую шарошку в среднем на 28 %. Величины напорных усилий — на

20 %. Поэтому усилия определялись по приведенным в работах [2, 3] формулам:

$$P'_z = 1,28 \cdot 0,5P_z = 0,64P_z; \quad (5)$$

$$P'_y = 1,2 \cdot 0,5P_y = 0,6P_y, \quad (6)$$

где P_z и P_y — усилие перекатывания и усилие подачи на одинарной шарошке, рассчитанные по формулам [10].

При расчете крутящего момента $M_{тр}$ использована концепция преобразования возникающего вертикального горного давления в горизонтальную составляющую и дальнейшее ее приложение на рабочую поверхность ротора. Данная концепция принята из следующих соображений.

Проверочный расчет щита следует выполнять на аварийную нагрузку, которая возникает в наиболее тяжелых условиях работы щита, при выходе из зоны устойчивых в зону неустойчивых грунтов, а также при длительных остановках щита в пластичных грунтах. Принимается наиболее невыгодное сочетание внешних нагрузок: воздействие вертикального горного давления и расчетное давление на щит считают равномерно распределенными [1].

Кроме того, при проектировании щитовой машины должны приниматься в расчет нагрузки от вертикального и горизонтального давления грунта [1]. Нагрузки, учитываемые при проектировании щитовой машины, определяются в соответствии с требованиями к обделке тоннеля, т.е. постоянной крепи тоннеля. Определение точной величины вертикального горного давления на щит связано с некоторыми трудностями. Тем не менее, с точки зрения подтверждения безопасности и работоспособности конструкции щита, давление грунта в расчетах принимается равным "как на крепь". Данный методический подход предлагается многими авторами [1, 5]. При этом, в общем случае, для расчета разгружающего давления грунта применяются уравнение Терцаги и гипотеза сводообразования проф. М.М. Протождяконова [1].

Метод воздействия грунта должен выбираться особенно тщательно после детального изучения результатов геологических изысканий и изучения грунтовых условий (расположение грунтовых вод, наличие грунтов, состоящих из нескольких слоев, и т.д.). При предварительном расчете и разработке методики проверочного расчета роторного ис-

полнительного органа использование уравнения Терцаги и учет сцепления глины привело к получению отрицательного значения момента трения. Поэтому в дальнейшем мы остановились на использовании гипотезы сводообразования проф. М.М. Протодяконова.

В случае, когда глубина заложения больше диаметра тоннеля (в нашем случае $H = 60 \text{ м} > D = 6 \text{ м}$), допускается принимать разгружающее давление грунта для расчета нагрузок, поскольку ожидается сводообразование. Однако известны случаи, когда в среднепластичных глинах на щит оказывалось давление от веса полного столба грунта над ним. Поскольку говорить о забое с устойчивой к обрушению породной кровли без детального изучения свойств грунта над щитом (тоннелем) и прочности окружающего щит грунтового массива не совсем корректно, поэтому нами выполнены расчеты расстояния от свода давления до дневной поверхности по зависимостям [11]. Результаты расчета показали, что во всех рассматриваемых случаях (породы прочностью 0,5, 10 и 40 МПа) расстояние от вершины свода давления до дневной поверхности менее высоты свода давления. На основании этого в дальнейших расчетах горное давление нами принималось от веса толщи породы над тоннелем.

Окончательно были получены следующие зависимости для учета рабочей поверхности ротора по породе:

$$M_{\text{тр}} = \frac{\pi \xi_0 q f_{\text{тр}} \gamma}{24f} \left[1 + 2 \operatorname{tg} \left(45^\circ - \frac{\varphi}{2} \right) \right] D^4; \quad (7)$$

$$P_{\text{тр}} = \frac{\pi \xi_0 \gamma}{8f} \left[1 + 2 \operatorname{tg} \left(45^\circ - \frac{\varphi}{2} \right) \right] D^3, \quad (8)$$

где ξ_0 — коэффициент бокового давления; γ — средняя плотность породы; q — вертикальное горное давление; $f_{\text{тр}}$ — коэффициент трения поверхности ротора по породе; f — коэффициент крепости горных пород по шкале проф. М.М. Протодяконова; φ — угол внутреннего трения породы; D — диаметр исполнительного органа.

При расчете момента M_x с некоторыми допущениями можно считать [4]

$$M_x = M_{\text{т.з}} + M_{\text{т.п}}, \quad (9)$$

где $M_{\text{т.з}}$ — момент на преодоление сопротивления трению в зазоре между ротором исполнительного

органа и корпусом щита; $M_{\text{т.п}}$ — момент на преодоление сопротивления трению в подшипниках исполнительного органа.

Момент, необходимый для перемещения разрушенной породы из нижней части щита вверх в ковшах ротора, рассчитывался по известной методике [2].

В результате экспериментальных исследований [1, 12] установлено, что при проходке тоннеля в песчаных породах значения крутящего момента исполнительного органа распределяются следующим образом. На резание (разрушение) породы приходится 4...6 %; на преодоление сопротивления трению в зазоре между ротором исполнительного органа и корпусом щита — 5...7 %; на преодоление сопротивления трению рабочей поверхности ротора по породе — 80...87 %. Остальные потери составляют 4...7 %. При проходке тоннелей в глинистых породах часть крутящего момента, идущая на преодоление сопротивления трению рабочей поверхности ротора по породе, меньше и составляет 60...70 %, а момент, идущий на резание, имеет большие значения (до 20...25 %). По этой причине, а также для учета суммарного влияния всех труднопрогнозируемых величин (момента и усилия, идущих на преодоление сопротивления препятствий, момента и усилия, идущих на преодоление сопротивления вращению ротора при холостом ходе, и некоторых других неучтенных величин) в зависимости (1) и (2) введен поправочный коэффициент, равный 1,25.

Разработанная методика расчета нагрузок и режимов работы роторного исполнительного органа реализована в виде прикладной расчетной программы, позволяющей моделировать любые условия работы роторного исполнительного органа с нахождением рациональных режимов и предусматривающей корректировку по результатам экспериментальных и промышленных испытаний, а также и при дальнейшей эксплуатации комплекса.

В заключительной части статьи (см. апрельский номер журнала) будут опубликованы разделы:

- Построение расчетных схем расположения породных прослоек и результаты проверочного расчета роторного исполнительного органа комплекса КТПМ-6.0.
- Рекомендации по параметрам и режимам работы роторного исполнительного органа.

Список литературы

1. **Самойлов В.П., Меркин В.Е.** Руководство по проектированию и строительству тоннелей щитовым способом. М.: Метро и тоннели, 2009. 448 с.
2. **Разрушение** горных пород проходческими комбайнами. Разрушение агрегированными инструментами / Л.И. Барон, Л.Б. Глатман, Ю.Н. Козлов и др. М.: Наука, 1977. 160 с.
3. **Солод В.И., Гетопанов В.Н., Рачек В.М.** Проектирование и конструирование горных машин и комплексов: учеб. для вузов. М.: Недра, 1982. 350 с.
4. **Щитовые** проходческие комплексы / В.А. Бреннер, А.Б. Жабин, М.М. Щеголевский и др.: учеб. пособие. М.: Горная книга, Изд-во МГГУ, 2009. 447 с.
5. **Клорикьян В.Х., Ходош В.А.** Проходческие щиты и комплексы. М.: Недра, 1977. 326 с.
6. **ОСТ 12.44.197–81.** Комбайны проходческие со стреловидным исполнительным органом. Расчет эксплуатационной нагруженности трансмиссии исполнительного органа. Методика.
7. **ОСТ 12.44.258–84.** Комбайны очистные. Выбор параметров и расчет сил резания и подачи на исполнительных органах. Методика.
8. **РД 1321–77.** Комбайны проходческие избирательного действия. Расчет исполнительных органов. Методика.
9. **Метод** расчета усилий, действующих на поворотные резцы при разрушении горных пород. М.: НПЦ "ПИГМА-ЦЕНТР" АГН РФ, 1998. 5 с.
10. **Леванковский И.А.** Научные основы создания высокоэффективных инструментов для разрушения горных пород и породосодержащих композитов: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. М., 1999. 38 с.
11. **Каретников В.Н., Клейменов В.Б., Нуждихин А.Г.** Крепление капитальных и подготовительных горных выработок: справочник. М.: Недра, 1989. 571 с.
12. **Самойлов В.П.** Экспериментальные исследования – важный этап создания щитовых тоннелепроходческих машин. М.: ОАО ЦНИИС, 2007. 154 с.

УДК 622.285

В.А. Потапенко, д-р техн. наук, проф., ген. директор, ЗАО "ПНИУИ", г. Новомосковск

E-mail: pnuii2@mail.ru

Механизированные крепи для выемки угля с закладкой выработанного пространства

Представлены конструкции и технические характеристики механизированных крепей, разработанных для выемки угля с сухой закладкой выработанного пространства.

Ключевые слова: механизированная крепь, выемка угля, закладка выработанного пространства.

V.A. Potapenko

Mechanized Timbers for Coal Excavation with Mined-Out Space Filling

Mechanized timber designs and technical characteristics have been presented developed for coal excavation with dry filling of the mined-out space.

Keywords: mechanized timbering, coal excavation, mined-out space filling.

На шахтах Донецкого бассейна при разработке пологих угольных пластов малой мощности в результате подрывки при проведении подготовительных выработок и ведении очистных работ образуется много пустой породы, которая выдается

на поверхность. Существующие технологии оставления породы в выработанном пространстве очистных забоев и бутовых полосах малоэффективны из-за отсутствия специальных механизированных крепей, позволяющих совмещать про-



Рис. 1. Общий вид секции крепи ВЗК

цессы выемки угля и закладки выработанного пространства.

По заказу шахт им. А.Г. Стаханова п.о. "Красноармейскуголь" и ОАО "УК шахта Красноармейская-Западная № 1" институтом ПНИУИ разработаны механизированные крепи поддерживающего типа ВЗК, КЗ и КЗ-01 для очистных забоев с закладкой выработанного пространства породой, образующейся при подготовке и отработке выемочного столба.

Секция крепи ВЗК (рис. 1) четырехстоечная с двухрядным расположением телескопических стоек состоит из:

основания катамаранного типа с четырехзвенным направляющим механизмом фиксации перекрытия относительно основания и классической

схемой компоновки его по центру крепи вдоль ее продольной оси между гидростоек;

перекрытия с управляемой передней консолью, снабженной выдвижным козырьком, и шарнирной задней (закладочной) консолью.

Секция крепи оборудована механизмом подъема забойной части основания, выдвижными бортами перекрытия межсекционных зазоров, балкой для присоединения секции к забойному конвейеру, гидроцилиндром ее передвижения.

Задняя консоль перекрытия снабжена передвижным вертикальным ограждением и гидродомкратом перемещения закладочного трубопровода, подвешиваемого к ней.

Система управления крепью — ручная и электрогидравлическая.

Техническая характеристика секции крепи ВЗК

Высота секции, мм.	1000...1550
Число гидростоек в секции, шт.	4
Соппротивление крепи, кПа	550
Соппротивление секции, кН	4960
Среднее давление на почву пласта, МПа	1,8
Шаг установки секции, м.	1,5
Шаг передвижки, м	0,63
Шаг закладки, м	1,26 (0,63)

Секция крепи КЗ (рис. 2) двухрядная четырехстоечная с направляющим однозвенным механизмом и шарнирным основанием катамаранного типа с направляющей балкой, обеспечивающей гидродомкратом выдвижку секции крепи и конвейера, а также гидроцилиндром перемещения закладочного трубопровода. Центральная направляющая балка оснащена регулируемым механизмом подъема завальной стороны конвейера. Секция

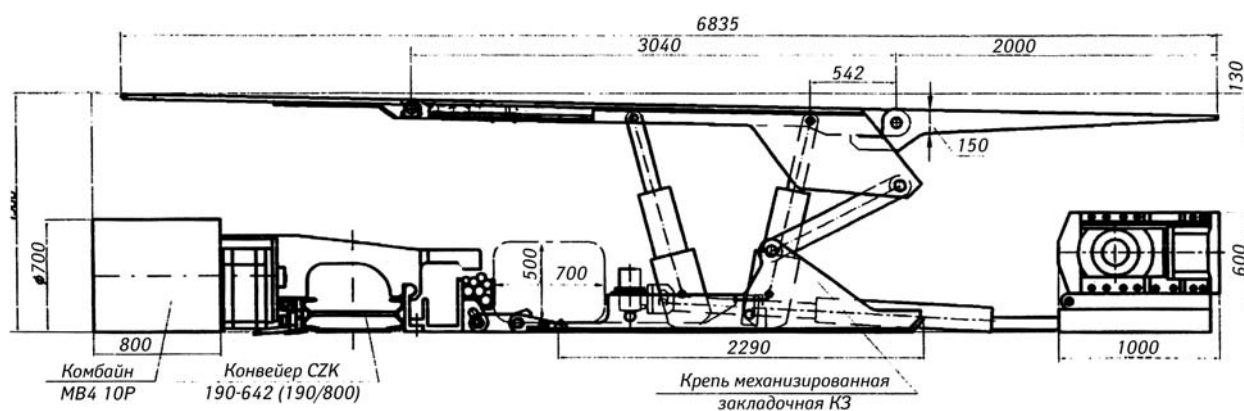


Рис. 2. Конструктивная схема секции крепи КЗ в увязке с забойным и закладочным оборудованием

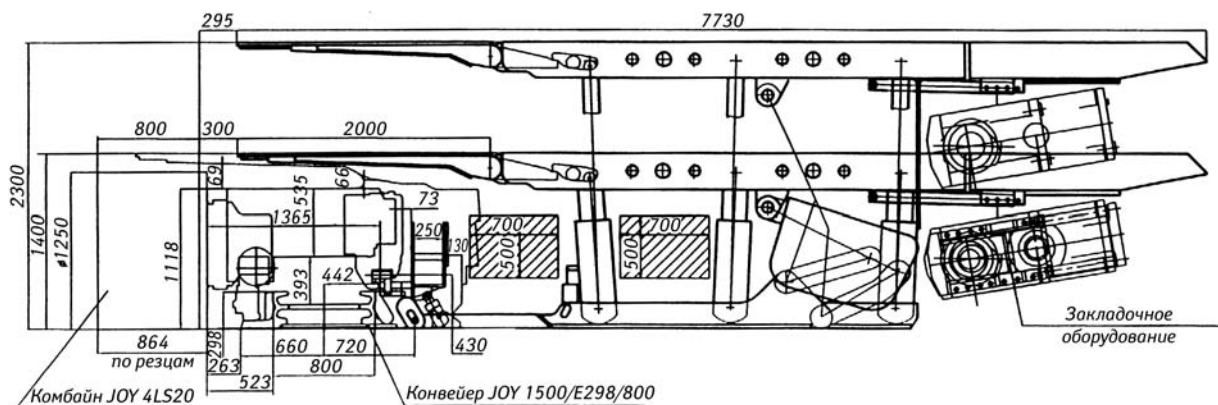


Рис. 3. Конструктивная схема секции крепи КЗ-01 в увязке с забойным и закладочным оборудованием

снабжена гидравлическим устройством подъема основания, выдвижным бортом завальной части перекрытия, забойной активной консолью и задней (закладочной) жесткой шарнирной консолью. Проход для обслуживающего персонала предусмотрен перед передним рядом гидростоек, так как при минимальной высоте крепи 550 мм выдерживать проход высотой 400 мм между рядами стоек не представляется возможным из-за конструктивной толщины перекрытия и основания. Система управления — электрогидравлическая.

Техническая характеристика секции крепи КЗ

Высота секции, мм:	
минимальная	550 (1070)
максимальная	1030 (1500)
Соппротивление крепи, кПа	575...658
Соппротивление секции, кН	5884...6742
Коэффициент раздвижности:	
гидравлической	1,87
общей	2,7
Среднее давление на почву, МПа	2,6...3,0
Шаг установки секции, м	1,5
Шаг передвижки секции, м	0,8
Шаг закладки, м	1,6

Секция крепи КЗ-01 (рис. 3) трехрядная пятистоечная с четырехзвенным направляющим механизмом состоит из:

жесткого основания катамаранного типа с устройством подъема основания и центральной направляющей балкой с гидроцилиндром для передвижения секции крепи и конвейера;

перекрытия с управляемой передней и задней (закладочной) консолями, выдвижными бортами

и гидроцилиндром перемещения закладочного оборудования.

Задняя консоль имеет возможность трансформироваться в ограждение.

Техническая характеристика секции крепи КЗ-01

Высота секции, мм:	
минимальная	1100
максимальная	2300
Соппротивление секции, кН	7900
Соппротивление крепи, кПа	670
Соппротивление на передней консоли перекрытия, кН/м	245
Соппротивление на задней (закладочной) консоли, кН/м	1630
Число гидростоек, шт.	5
Коэффициент гидравлической раздвижности	2
Коэффициент начального распора	0,76
Среднее давление на почву, МПа	3,7
Шаг установки секции, м	1,5
Шаг передвижки секции, м	0,8
Шаг закладки, м	0,8
Размеры секции при минимальной конструктивной высоте, мм:	
ширина	1440
длина с передней и задней консолями	7590
длина без консолей	3900

Секции в составе механизированных комплексов используются:

для полной закладки выработанного пространства при ведении очистных работ в целях уменьшения оседания земной поверхности при подработке промышленных и других объектов;

оставления породы в шахтах в связи со значительным объемом ее добычи при проходческих и очистных работах;

при возведении бутовых полос в целях поддержания подготовительных выработок в зоне опорного давления.

К.А. Головин¹, д-р техн. наук, проф., **А.В. Лежебоков**², канд. техн. наук,
Н.С. Леонтьев¹, асп., **А.Е. Пушкарёв**¹, д-р техн. наук, проф.,

¹ТулГУ, г. Тула,

²ЗАО "Инвестиционно-строительная компания"

E-mail: kagolovin@inbox.ru

Особенности определения режимов работы гидросъемников высокого давления на установках гидроструйной цементации

Рассмотрены виды гидросъемников. Представлен стенд и описаны испытания по определению зависимостей, характеризующих режимы работы и позволяющие обосновать рациональные параметры гидросъемника высокого давления. Проанализированы результаты стендовых испытаний гидросъемника и установлены зависимости потери мощности на трение от возрастающего давления.

Ключевые слова: гидроструйная технология, стендовые испытания, гидросъемник, потери мощности, давление.

K.A. Golovin, A.V. Lejebokov, N.S. Leontiev, A.E. Pushkarev

Specific Calculation of Swivels Parameters for "Jet-Grouting" Machines

Types of the swivels are revues. Procedure of best work parameters calculation and experimental stand are presents. Loosing of power for friction in correlation with water pressure has get by experimental research.

Keywords: jetting technology, jet-grouting, experimental research, swivel, loosing of power, pressure.

В настоящее время в горной отрасли и строительстве большое внимание уделяется развитию технических средств для бурения и технологий разрушения породного массива, повышающих эффективность и безопасность производства работ.

К числу таких технологий относятся технологии, основанные на энергии высокоскоростных струй: гидроструйное и гидромеханическое бурение, гидроструйная цементация неустойчивых пород и др. [1, 2]. При этом задача подачи воды под высоким давлением в буровую колонну осуществляется с помощью гидросъемника (рис. 1). Такая компоновка бурового оборудования позволяет успешно реализовывать как гидромеханическое бурение, так и гидроструйную цементацию.

Гидросъемник предназначен для передачи высоконапорной воды от питающего трубопровода внутрь вращающейся буровой колонны [2–4]. Одним из недостатков гидросъемника является относительно невысокий ресурс работы узла передающего высокоабразивный материал — водоце-

ментную суспензию под значительным давлением во вращающуюся буровую колонну. Возникающее трение внутри гидросъемника является определяющим фактором теплообразования. Нагрев уплотняющих элементов приводит к значительному

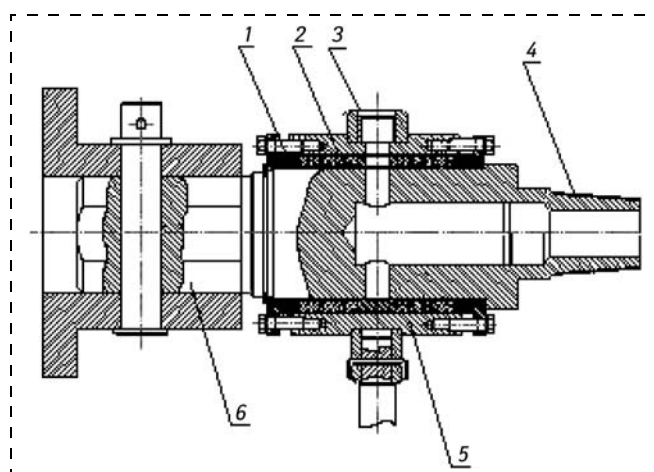


Рис. 1. Конструктивная схема гидросъемника:

1 — манжетное уплотнение; 2 — механизм предварительного поджатия; 3 — штуцер подвода суспензии; 4 — буровой вал; 5 — корпус гидросъемника; 6 — шпиндель вращателя

износу оборудования. Важной задачей является обеспечение режима работы гидросъемника, при котором температура в области трения уплотнения и вала не достигла предельно допустимой для материала уплотнения величины.

Оценка теплового режима работы манжетных уплотнений включает определение тепловыделения Q_f и отвода теплоты от зоны контакта через тело вала Q_B и потоком рабочей жидкости (вода, цементный раствор и т.п.) через уплотнение Q_M . С учетом этого уравнение теплового баланса будет иметь вид:

$$Q_f = Q_B + Q_M. \quad (1)$$

Принято считать, что в манжетном уплотнении вала основной теплоотвод происходит через вал [5]. В стационарном состоянии, когда температура в каждой точке во времени не меняется, температура в сечении вала под кромкой манжеты составляет T_y . От зоны контакта манжеты и вала теплота отводится внутрь корпуса гидросъемника на длине вала L_1 в рабочую жидкость с температурой T_B , с другой стороны вне корпуса гидросъемника на длине L_2 вала – в воздух с температурой T_0 . Температура T_y в зоне контакта зависит от длины вала. Минимальная длина теплоотдающей части определяется тепловой характе-

ристической вала m : $L_1 \geq 2,5/m_1$; $L_2 \geq 2,5/m_2$. В зоне контакта температура повышается до T_y в соответствии с уравнениями

$$\Delta T_{y1} = \frac{4Q_{B1}}{\pi \lambda_B m_1 th(m_1, L_1) D^2};$$

$$\Delta T_{y2} = \frac{4Q_{B2}}{\pi \lambda_B m_2 th(m_2, L_2) D^2}, \quad (2)$$

где Q_{B1} и Q_{B2} – тепловые потоки от вала соответственно в рабочую жидкость и в воздух, Вт; λ_B – теплопроводность вала, Вт/(м²·°С); m_1 и m_2 – тепловые характеристики вала, м⁻¹; $th(m_1, L_1)$ и $th(m_2, L_2)$ – величины, зависящие от тепловой характеристики и длины вала.

$$m_1 = \sqrt{4\alpha_1/(\lambda_B D)};$$

$$m_2 = \sqrt{4\alpha_2/(\lambda_B D)}, \quad (3)$$

где α_1 и α_2 – коэффициенты теплоотдачи вала к среде, Вт/(м²·°С); D – диаметр вала, м.

Для гидросъемников характерным является режим работы с весьма значительным расходом. В связи с этим становится актуальным учет охлаждающего воздействия потока рабочей жидкости на манжетах [6].

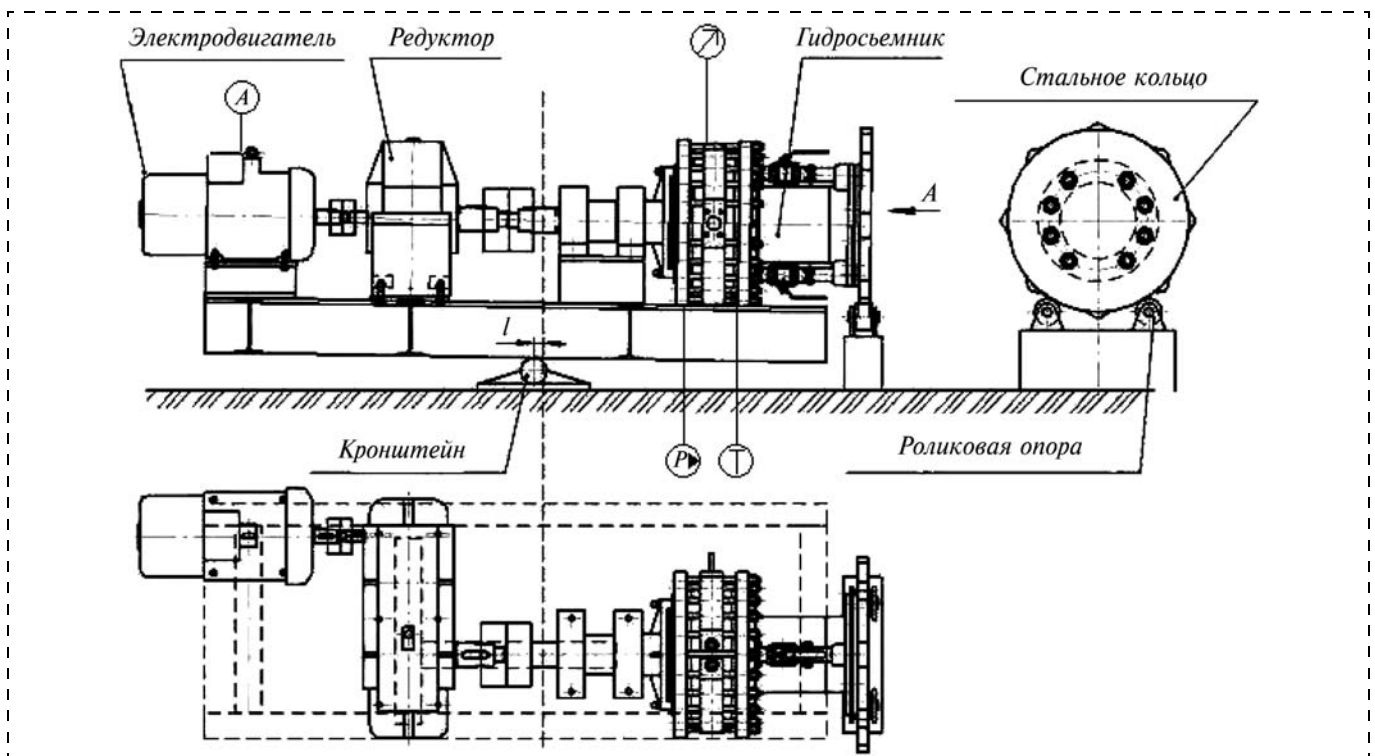


Рис. 2. Конструктивная схема стенда

Уравнение теплового баланса для манжет при установившейся температуре рабочей жидкости будет представлено выражением:

$$Q_M = c_B q_B Q_B (T_{B1} - T_{B0}), \quad (4)$$

где c_B — теплоемкость рабочей жидкости, ккал/(кг·К); q_B — плотность рабочей жидкости, кг/дм³; Q_B — расход рабочей жидкости в теплообменнике, л/ч; T_{B0} — начальная температура рабочей жидкости, °С; T_{B1} — конечная температура рабочей жидкости, °С.

Для определения зависимостей, характеризующих режимы работы гидросъемника высокого давления, был разработан стенд, представляющий собой конструкцию, размещенную на массивной сварной раме и состоящую из электродвигателя, соединенного посредством кулачковой муфты с трехступенчатым редуктором, выходного вала, который через цепную муфту и промежуточный вал соединен с входным фланцем гидросъемника (рис. 2).

В качестве объекта испытаний был выбран гидросъемник ГИС, изготовленный ООО "БЕЛРА-Центр" по заказу фирмы "Geo&Sea" (рис. 3). Гидросъемник работает в макроклиматических районах с морским климатом на открытом воздухе при температуре рабочей жидкости и окружающей среды от +5 до +45 °С.

Гидросъемник установлен на опоре, при этом его корпус жестко зафиксирован относительно рамы стенда. На выходном фланце гидросъемника закреплено стальное кольцо, на внешней поверхности которого навариваются профилированные кулачки. Кольцо опирается на роликовую опору, установленную на кронштейне, закрепленном на фундаменте.

В процессе работы стенда обеспечивается вращение выходного вала гидросъемника с частотой 15 мин⁻¹, что соответствует рабочей частоте при бурении. Для имитации динамической нагрузки рама стенда помещается на шарнирную опору, размещенную в непосредственной близости от центра масс стенда на расстоянии / таким образом, чтобы выходной фланец гидросъемника с кольцом опирался на роликовые опоры с возможностью вертикального перемещения вокруг оси шарнира (см. рис. 2). При вращении поверхность кольца взаимодействует с подшипниковой опорой и при прохождении кулачка происходит моделирование



Рис. 3. Гидросъемник ГИС

боковых колебаний оси гидросъемника под действием радиальной нагрузки. Роль радиальной нагрузки выполняет вес стенда относительно шарнира.

Вода к гидросъемнику подается под давлением по гибкому рукаву. Привод вращения вала осуществляется от редуктора привода буровой колонны.

Результаты замеров

Давление P , МПа	Сила тока I , А	Потери мощности $N_{\text{п}}$, кВт
0	5	0,0
2	7	0,8
4	8	1,1
6	10	1,9
8	11	2,3
10	12	2,7
12	13	3,0
14	15	3,8
16	16	4,2
18	18	4,9
20	20	5,7
22	22	6,5
24	23	6,8
26	24	7,2
28	24	7,2
30	24	7,2
32	24,5	7,4
34	25	7,6
36	25	7,6

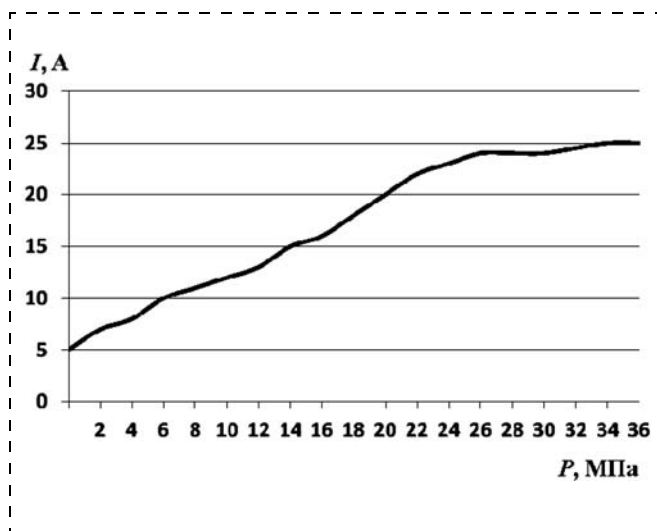


Рис. 4. Зависимость силы тока от давления

В ходе испытаний был выполнен контроль тока в цепи электродвигателя (с помощью амперметра) и температуры рабочей жидкости в гидросъемнике с помощью электрического термометра.

В таблице и на рис. 4 представлены результаты замеров силы тока от возрастающего давления в гидросъемнике.

Потери мощности N_{π} , расходуемые на преодоление возникающих нагрузок, определяются по формуле:

$$N_{\pi} = U(I_P - I_0), \quad (5)$$

где U – напряжение, равное 380 В; I_0 – сила тока при холостом ходе, А; I_P – сила тока при максимальном рабочем давлении, А.

При аппроксимации результатов замеров с помощью прикладной программы Microsoft Office Excel была получена расчетная формула для опре-

деления потери мощности от повышающегося давления внутри гидросъемника

$$N_{\pi} = 3,1 \ln(P) - 1,775, \quad (6)$$

где P – давление.

Индекс корреляции для данного выражения составил $R = 0,91$, что подтверждает адекватность аппроксимации данных.

Анализ результатов экспериментальных исследований позволяет охарактеризовать возникающие потери мощности на трение от давления, что в свою очередь позволяет оценить режимы работы и определить рациональные параметры уплотняющих элементов гидросъемника высокого давления.

Список литературы

1. Бреннер В.А., Жабин А.Б., Пушкарёв А.Е., Щеголевский М.М. Гидроструйные технологии в промышленности. Гидроабразивное резание горных пород. М.: Изд-во МГГУ, 2003. 279 с.
2. Бреннер В.А., Жабин А.Б., Пушкарёв А.Е., Щеголевский М.М. Гидроструйные технологии в промышленности. Гидромеханическое разрушение горных пород. М.: Изд-во АГН, 2000. 343 с.
3. Жабин А.Б., Головин К.А., Поляков Ан.В. Разрушение горных пород импульсными высокоскоростными струями воды // Горное оборудование и электромеханика. 2006. № 4. С. 43–46.
4. Бреннер В.А., Пушкарёв А.Е., Головин К.А. Исследование гидроабразивного разрушения горных пород // Известия Тульского гос. ун-та. Сер. Экология и безопасность жизнедеятельности. Вып. 3. Тула, 1997. С. 342–345.
5. Кондаков Л.А. Уплотнения и уплотнительная техника: справочник / Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.Б. Овандер и др.; под общ. ред. А.И. Голубева, Л.А. Кондакова. М.: Машиностроение, 1986. 464 с.
6. Лаптев Ю.Н., Глухов В.И. и др. Гидросистемы высоких давлений. М.: Машиностроение, 1973. 152 с.

Д.А. Задков, канд. техн. наук, доц., филиал СПГГУ, г. Воркута,
А.А. Банников, инж., гл. спец., ООО "ЕвразХолдинг", г. Новокузнецк,
Д.И. Шишлянников, асп., **К.П. Талеров**, асп., СПГГУ, г. Санкт-Петербург,
К.А. Головин, д-р техн. наук, проф., ТулГУ, г. Тула

E-mail: 4varjag@mail.ru

Способ отделения угля от массива при отработке трещиновато-слоистых угольных пластов

Рассмотрены структура, сопротивляемость резанию угольных пластов и избирательные способы отделения угля от массива.

Ключевые слова: угольный пласт, трещиноватость, слоистость, разрушение, выемочный модуль, повышение эффективности.

D.A. Zadkov, A.A. Bannikov, D.I. Shishlyannikov, K.P. Talerov, K.A. Golovin

Method for Separating Coal from Array when Developing Layered-Cracked Coal Seams

There were considered the structure, the resistance to cutting coal seams and the electoral process of separating coal from array.

Keywords: coal seam, jointing, bedding, fracture, module excavation, increasing efficiency.

Несмотря на длительный путь развития выемочных машин, разрушающих угольные пласты механическим способом, до настоящего времени не решены задачи снижения удельного расхода энергии, выделения мелких классов пыли и переизмельчения угля при добыче.

Известно, что угольные пласты обладают существенной анизотропией прочностных свойств. Влияние интенсивности трещиноватости, слоистости, наличия твердых включений, прослоев породы на процессы добычи угля в очистных забоях отмечается практически всеми исследователями, занимавшимися этими вопросами. Однако эти наработки не находят должного отражения в конструкциях выемочных машин.

Современные комбайны с роторными исполнительными органами, получившими наибольшее распространение, разрушают угольный массив сплошным фрезерованием серпообразными срезами со скоростями резания 2...4 м/с и, как следствие, с большим выходом мелких классов угля и пыли.

По оценкам исследователей [1], от подводимой к резам энергии расходуется на образование тре-

щин и отделение кусков угля от массива 2...3 %, на образование пыли крупностью до 0,1 мм — 60...80 %. В общем балансе это составляет 1,8...2,8 % от поступающей к очистному комбайну энергии. На процесс резания, включающий скол, трение резцов о массив, раздавливание мелких кусков и выступов, образование пыли, расходуется около 65 % энергии, а непосредственно на скол элементов крупностью $d = 6...10$ мм (т.е. полезный продукт) — только 1...2 %.

Характер анизотропии и степень влияния ее на прочностные свойства рассмотрены на примере угольных пластов Воркутского месторождения.

Различают кососекающую и нормальную к слоистости системы трещиноватости. Нормальная к слоистости трещиноватость представлена в угольных пластах Воркутского месторождения I, II и реже III системами. Эти трещины закрыты, выдержаны по направлению и интенсивности [2, 3]. Нормальные к слоистости системы трещиноватости взаимопересекаются, каждая существует независимо от других. Наклон трещин к плоскости напластования близок к 90° , отклоняясь в отдельных случаях на $10...15^\circ$. Интервалы между трещинами составляют от 2...10 до 20...40 мм.

При анализе трещиноватости был использован способ непосредственного измерения нормального расстояния между трещинами в горных выработках. В результате проведенных наблюдений и замеров параметров трещиноватостей, нормальных к слоистости по пластам "Четвертый" и "Мощный" шахты "Комсомольская" ОАО "Воркутауголь", выделено три группы по раскрытости трещин:

1) закрытые трещины (рис. 1: *а* – пласт "Четвертый"; *б* – пласт "Мощный");

2) начальное раскрытие трещин (см. рис. 1: *в* – пласт "Четвертый"; *г* – пласт "Мощный");

3) блоковое разрушение под действием "отжима" (см. рис. 1: *д* – пласт "Четвертый"; *е* – пласт "Мощный").

Явно прослеживается наличие I, иногда трудно прослеживается присутствие II и эпизодически, довольно редко, встречается III системы трещиноватостей нормальных к слоистости. Кососекущую трещиноватость с плоскостями скольжения в данной статье не рассматриваем из-за ее несистемного проявления.

Геометрические параметры нераскрытых трещин нормальных к слоистости соразмерны с геометрическими параметрами режущих кромок резцов (см. таблицу). Поэтому такая трещиноватость пластов не может не влиять на процесс резания.

Результаты экспериментальных исследований (рис. 2) подтверждают, что при выраженной слоистости и при раз-

Параметры трещиноватости массива и режущих кромок резцов

Рис. 1	Расстояния между трещинами, мм	Размер режущих кромок резцов b_p , мм
<i>а, б</i>	10...20	12...18
<i>в, г</i>	10...20	
<i>д, е</i>	20...40	

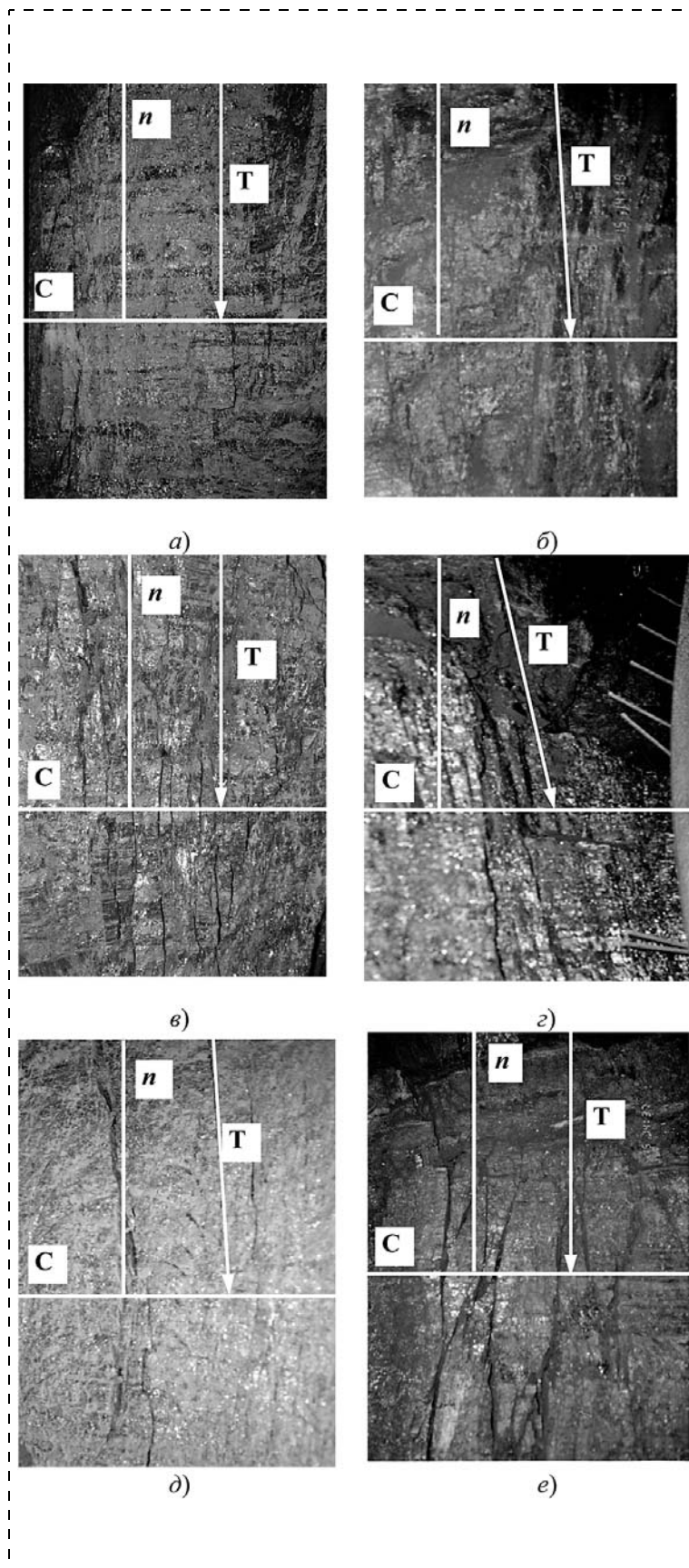


Рис. 1. Характер раскрытия трещин при техногенном воздействии на пласт:
 С – направление слоистости; *n* – нормаль к слоистости; Т – направление трещиноватости

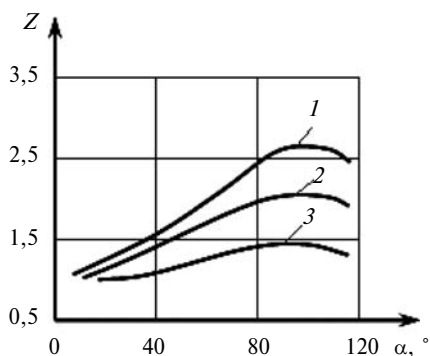


Рис. 2. Зависимости усилия резания от угла срезов к направлению трещиноватости

витых I и II системах "нормальной трещиноватости" пласта "Четвертый" усилие резания наиболее существенно изменяется от угла среза к направлению слоистости (кривая 1) и к направлению трещин I системы нормальной трещиноватости (кривая 2). Менее значимо усилия изменяются с изменением угла среза к направлению трещин II системы трещиноватости (кривая 3). На оси ординат представлена величина $Z = Z_i/Z_0$, где Z_i – измеренные значения силы резания, Z_0 – усилия резания при $\alpha = 0^\circ$.

При умеренной и слабо выраженной слоистости силы резания поперек напластования во всех измерениях были больше, чем вдоль напластования на 10...20 %.

Несмотря на значительное влияние трещиноватости углей на эффективность процесса резания, положительный эффект при резании углей может быть достигнут только в случае соответствия параметров среза (толщина среза и направление резания, характер активных сил) параметрам трещиновато-слоистой и прочностной структуры угольного пласта.

Для комбайнов с буровыми и шнековыми исполнительными органами, при работе которых часть траектории резания перпендикулярна к плоскости напластования, ориентация трещиноватости не имеет существенного значения. При этом избирательность по месту среза, направлению и очередности срезов и поддержание постоянной их толщины не возможны из-за свойственной исполнительным органам комбайнов кинематики движений.

Выход из этой ситуации видится в переходе на избирательные технологии и соответствующие технические средства добычи угля в очистных забоях.

Основой избирательной технологии, определяющей ее особенности, является способ отделения угля от массива (СОУМ).

Переход к избирательным способам отделения угля от массива может быть осуществлен при использовании очистных механизированных комплексов новых структур и возможностей, в частности, комплексов фронтальных модульного исполнения (КФМ). Выемочной машиной в КФМ являются унифицированные модули [4], которые могут применяться для фронтальной отработки пластов избирательными способами как длинными, так и короткими забоями.

На основе анализа возможных фронтально-избирательных способов отделения угля от массива выделим два основных способа для отработки пластов с выраженными системами трещиноватости и напластования.

СОУМ № 1 (рис. 3, а): фронтальный с одновременной отработкой лавы длиной L локальными забоями шириной l_L расположенными перед секцией главной крепи, параллельными заходками с ослаблением угольного массива подрезной щелью высотой $H_{щ}$ и разрушением массива забоя отдельными сколами (срезами) с шагом t в направлении преобладающей трещиноватости, начиная с обрушения нижнего слоя (на щель) и заканчивая ско-

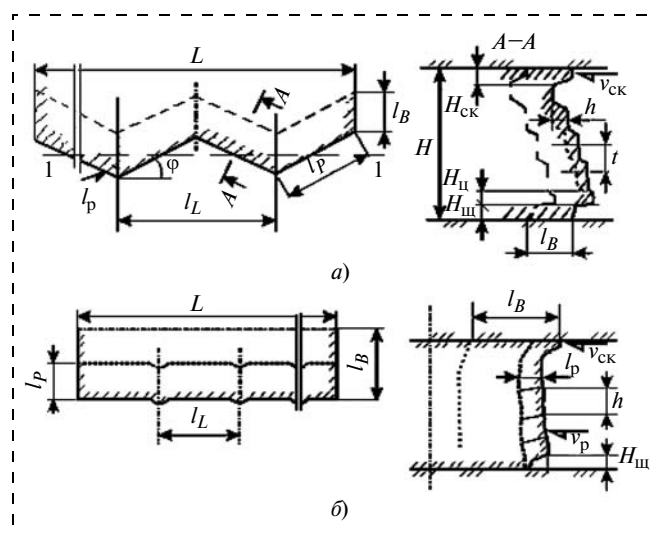


Рис. 3. Фронтально-избирательные способы отделения угля от массива: v_p – направление движения резцовой коронки при осуществлении сколов; $v_{ск}$ – направление движения секции крепи

лом целика у кровли мощностью $H_{ск}$. Этот способ целесообразно применять при значительных дезинтеграции призабойной части массива трещиноватостью под углом φ к границе подрезной щели, отжиме и слоистости. В этом случае возможны сколы толщиной до 30 см, а очередность устанавливается из условий максимального ослабления первым вынимаемым слоем последующих слоев пласта. За цикл выемки, заканчивающийся передвижкой секции крепи, забой отрабатывается на расстояние l_B , равное шагу передвижки секции.

На рис. 3, а также обозначено: $H_{щ}$ — мощность самообрушения; 1-1 — граница подрезной щели.

СОУМ № 2 (см. рис. 3, б): фронтальный с одновременной отработкой лавы параллельными заходками и разрушением массива локального забоя шириной l_L избирательными сколами длиной l_p по плоскостям, разделяющим слои пласта, одновременно по всей ширине локального забоя в направлении подвигания фронта лавы. Последовательность сколов по мощности пласта H определяется структурными свойствами пласта и требованиями минимальной энергоемкости разрушения массива за цикл, устойчивости технологического процесса и разрушения массива без выхода негабаритов.

При этом комплексы фронтальные модульные, осуществляющие избирательные способы отделения угля от массива, по сравнению с комбайновыми и струговыми обеспечивают:

значительное снижение выхода мелких классов угля и пылеобразования, так как средняя тол-

щина среза $h \geq 100$ мм и поддерживается постоянной за цикл среза;

избирательность по месту и последовательности во времени отделения угля от массива срезами или сколами в локальном забое в зависимости от хрупкости и степени ослабления пласта слоистостью, толщины и прочности угольных и породных слоев, слагающих пласт;

согласование направлений срезов (сколов) с направлением трещин кососекущих и нормальных к слоистости систем трещиноватости;

добычу угля с высокой интенсивностью, с отработкой столбов длинными забоями и эффективную выемку целиков — короткими забоями.

Список литературы

1. Фролов А.Г. К методике решения задач увеличения выхода крупных классов и уменьшения пылеобразования при добыче угля // Науч. сообщ. ИГД им. А.А. Скочинского, 1972. Вып. 100. С. 152–161.
2. Гусельников Л.М. Изучение трещиноватости пород на глубоких горизонтах Воркутского месторождения // ЦНИЭИуголь. Сер. Добыча угля подземным способом. 1978. № 2. С. 36–38.
3. Приходько Ю.Н., Терентьев В.Н. Сходство и различие тектонических нарушений различных размеров на Воркутском месторождении // Материалы по геологии и полезным ископаемым. Сыктывкар, 1976. Вып. 8.
4. Габов В.В. Способы разрушения угля для создания модульных комплексов. СПб.: СПГИ (ТУ), 1999. 103 с.

Сердечно поздравляем профессора А.Б. Жабина и всех членов Тульского отделения Академии горных наук с 15-летием!

Считаем, что ваши работы, начатые под руководством профессора В.А. Бреннера и продолжаемые в настоящее время Тульским отделением Академии горных наук, его учениками профессорами А.Б. Жабиным, А.Е. Пушкаревым, К.А. Головиным и другими, посвященные разработке основ теории гидроабразивного резания пород, гидромеханических и вибрационных исполнительных органов проходческих комбайнов, являются существенным вкладом в развитие теории и практики российского горного машиностроения, а монографии на эти темы активно используются в учебном процессе СПГГУ.

*От Горно-электромеханического факультета,
Кафедры конструирования горных машин и
технологии машиностроения СПГГУ
декан, профессор
заведующий кафедрой, профессор*

*В.П. Зубов
В.В. Габов*

В.В. Семенов, ген. директор, ОАО "Копейский машиностроительный завод",
И.Г. Шмакин, канд. техн. наук, доц., **А.Б. Жабин**, д-р техн. наук, проф.,
П.Н. Чеботарев, асп., ТулГУ, г. Тула

E-mail: zhabin.tula@mail.ru

Установление связей предела прочности калийных руд на сжатие с показателями их сопротивляемости резанию

Установлены корреляционные связи между показателями сопротивляемости резанию калийных руд, определяемыми различными способами, и пределом прочности на одноосное сжатие, а также между пределами прочности калийных руд на одноосное сжатие и сдвиг.

Ключевые слова: калийная руда, сопротивляемость резанию, предел прочности.

V.V. Semenov, I.G. Shmakin, A.B. Zhabin, P.N. Chebotarev

Establishment of Correlations of Potash Ore Compressive Strengths and Their Cutting Resistance Indices

Correlations between potash ore cutting resistance indices defined in different ways and uniaxial compression strength are established, as well as between of potash ore uniaxial compression and shearing strengths.

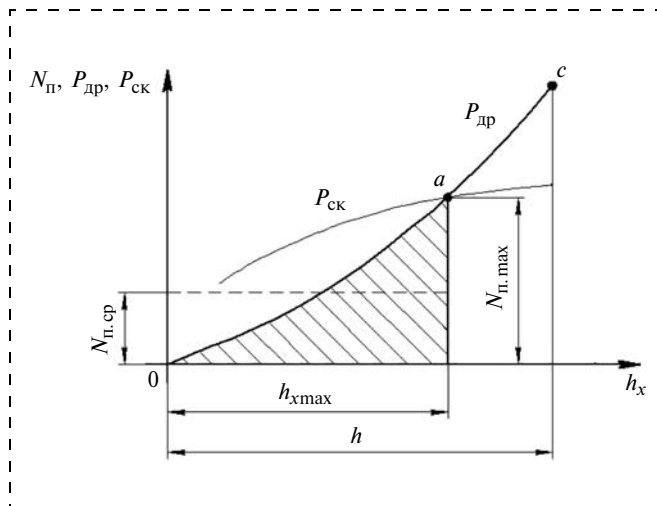
Keywords: potash ore, cutting resistance, strength.

Прочностные свойства калийных руд оказывают существенное влияние на формирование усилий на режущем инструменте и являются одним из решающих факторов, определяющих возможную производительность комбайнов и возможную область их применения. В качестве показателя, характеризующего прочностные свойства калийных руд, обычно используют сопротивляемость их резанию [1–5]. Этот показатель определяется в шахтных или лабораторных условиях при помощи специальных установок ДКС-3 и СДМ-1 или стандартных резцов как отношение усилия резания соответствующего инструмента к его глубине резания. Такое разнообразие методов определения сопротивляемости резанию и значительный разброс получаемых значений вносят неудобства в определении приоритетности того или иного метода и путаницу в расчетные формулы, точность которых будет зависеть от того, какой метод определения этого показателя выбран конструктором. Между тем, существует широко распространенный показатель прочностных свойств горных пород и

других материалов — предел прочности материала на одноосное сжатие $\sigma_{сж}$. Наши исследования по установлению взаимосвязей предела прочности калийных руд с показателями их сопротивляемости опираются на результаты экспериментальных и теоретических исследований по определению сопротивляемости калийных руд резанию различными установками и инструментами, их удовлетворительную сходимость, а также основные закономерности резания калийных руд [4, 5].

Для установления связей предела прочности калийных руд с показателями их сопротивляемости обратимся к расчетной схеме нагрузок на переднюю грань резца в процессе одного элементарного цикла разрушения, представленной на рисунке и лежащей в основании закономерностей разрушения калийных руд режущим инструментом. Процесс резания калийных руд представляет собой чередование процессов дробления и скола [6].

Среднее усилие резания в направлении вектора скорости резания практически острым резцом, когда нормальными силами, действующими на



Расчетная схема нагрузок на переднюю грань резца в процессе одного элементарного цикла разрушения

заднюю и боковые грани, можно пренебречь, определяется по зависимости

$$P_{z.c.p} = N_{п.c.p}(\sin\alpha + f_{п}\cos\alpha), \quad (1)$$

где $N_{п.c.p}$ — среднее значение нормальной силы резания, действующей на переднюю грань резца; α — угол резания инструмента, °; $f_{п}$ — коэффициент трения соли по передней поверхности резца.

При этом $N_{п.c.p}$ определяется из выражения

$$N_{п.c.p} = \frac{\int_0^{h_{x\max}} P_{др} dh_x}{h_{x\max}}, \quad (2)$$

где $P_{др}$ — усилие дробления; h_x — текущее заглубление резца в массив в процессе дробления; $h_{x\max}$ — максимальное заглубление резца в массив при резании с глубиной h , при котором усилие дробления $P_{др}$ будет равно усилию скола $P_{ск}$.

Отношение

$$e = \frac{h_{x\max}}{h} \quad (3)$$

принято называть коэффициентом полноты заглубления резца в массив.

Усилие дробления рассчитывается по зависимости [6]

$$P_{др} = \left(\frac{\operatorname{tg}\varphi_k}{2\sin\alpha} h_x^2 + \frac{a_k}{\sin\alpha} h_x \right) \tau_d K_F K_{об}, \quad (4)$$

где φ_k — конструктивный угол между боковой гранью резца и его осью в плане, °; a_k — длина главной режущей кромки резца; τ_d — предельные разрушающие напряжения дробления; K_F — параметр, учитывающий форму контактной поверхности передней грани резца с массивом; $K_{об}$ — параметр, учитывающий влияние дополнительной обнаженной поверхности при полублокированном резании.

Точка a (см. рисунок) соответствует отделению крупного элемента скола при максимальном усилии $N_{п.\max}$, когда усилия дробления $P_{др}$ и скола $P_{ск}$ равны. Точка c соответствует усилию дробления $P_{др}$ при глубине резания h .

Для решения поставленной задачи мы воспользовались экспериментальными данными, представленными в работе [7] по определению сопротивляемости резанию калийных руд A (Н/мм) Старобинского и Верхнекамского месторождений установками ДКС-3 и СДМ-1, а также резцами Д6.22 (РС-14) в блокированном режиме. Анализ показал, что они хорошо согласуются с достаточной для практики точностью с расчетными данными, полученными при использовании зависимости (1).

Для установления связи между предельными напряжениями дробления и показателями сопротивляемости резанию калийных руд, основываясь на результатах анализа экспериментальных данных [8], представим уравнение (4) для резцов с углом приострения в плане $\varphi_k = 0^\circ$ в следующем виде:

$$P_{др} = \frac{a_k}{\sin\alpha} h_x \tau_{di} K_F K_{об}. \quad (5)$$

Поскольку передняя грань резцов Д6.22 (РС-14) и резцов установок ДКС-3 и СДМ-1 является плоской, то параметр $K_F = 1$. Тогда зависимость $P_{др} = f(h_x)$ будет прямолинейной, что подтверждается результатами ранее выполненных исследований [4]. После интегрирования по уравнению (2) получим

$$N_{п.c.p} = \frac{a_k}{2\sin\alpha} h_{x\max} \tau_{di} K_F K_{об}, \quad (6)$$

где τ_{di} — разрушающие напряжения массива в заданном направлении.

Заменив в этом уравнении величину $h_{x.\max}$ на произведение eh и подставив $N_{п.ср}$ в формулу (1), найдем

$$P_{з.ср} = \frac{(\sin\alpha + f_{п} \cos\alpha) a_k e h \tau_{di} K_F K_{об}}{2 \sin\alpha}. \quad (7)$$

Разделим $P_{з.ср}$ из этого уравнения на h и после преобразований получим уравнение связи между разрушающими напряжениями и сопротивляемостью резанию

$$\tau_{di} = \frac{2A_i \sin\alpha}{(\sin\alpha + f_{п} \cos\alpha) a_k e K_F K_{об}}, \quad (8)$$

где A_i – сопротивляемость резанию любым стандартным резцом.

С учетом того, что $\tau_{di} = \sigma_i \sqrt{\lambda(1-\lambda)}$, где $\lambda = \tau_{di}/\sigma_i$ после преобразований выражение (8) примет вид

$$\sigma_i = \frac{2A_i \sin\alpha}{(\sin\alpha + f_{п} \cos\alpha) a_k e K_F K_{об} \sqrt{\lambda(1-\lambda)}}, \quad (9)$$

где σ_i – предел прочности калийной руды на одноосное сжатие.

Формула (9) устанавливает связь между пределом прочности на сжатие и сопротивляемостью резанию.

На основании исследования отношений показателей сопротивляемости резанию калийных руд к разрушающим напряжениям по опытным и расчетным величинам для различных геометрических параметров инструментов (установки ДКС-3 и СДМ-1 и резцы РС-14) из выражения (9) получены следующие зависимости для определения предела прочности калийных руд на одноосное сжатие, МПа:

$$\begin{aligned} \sigma_{сж} &= 0,128 \bar{A}_{ДКС}; \sigma_{сж} = 0,088 \bar{A}_{СДМ}; \\ \sigma_{сж} &= 0,09 A_p; \tau = 0,33 \sigma_{сж}, \end{aligned} \quad (10)$$

где $\bar{A}_{ДКС}$, $\bar{A}_{СДМ}$ и A_p – сопротивляемость калийных руд резанию, определяемая приборами ДКС-3, СДМ-1 и резцом РС-14 соответственно, Н/мм; τ – предел прочности калийной руды на сдвиг, МПа.

Таким образом, установленные связи (10) между различными прочностными показателями калийных руд помогут значительно сократить объемы проводимых экспериментальных исследований, улучшить качество обработки опытных результатов и ориентировать конструкторов на правильный выбор конструктивных и режимных параметров исполнительных органов при проектировании новых соледобывающих комбайнов и совершенствовании существующих машин.

Список литературы

1. **Пинский В.Л.** Развитие техники и технологии добычи калийных руд в России // Горный журнал. 2007. № 8. С. 13–17.
2. **Режимы работы комбайнов для добычи калийных руд** / В.А. Бреннер, И.С. Зильберт, В.А. Зыков и др. М.: Недра, 1978. 216 с.
3. **Старков Л.И., Земсков А.Н., Кондрашов П.И.** Развитие механизированной разработки калийных руд. Пермь: Соликамск, 2007. 522 с.
4. **Шмакин И.Г., Романов В.А., Браккер И.И.** К исследованию усилий при резании калийных солей // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. Новосибирск, 1980. № 6. С. 53–57.
5. **Определение** рационального типа поворотного резца для соледобывающих комбайнов / И.Г. Шмакин, В.А. Романов, И.И. Браккер, Г.А. Гиршович // Деп. рук. в ЦНИЭИуголь. М., 1985. № 3559.
6. **Виброактивное разрушение горных пород проходческими комбайнами** / В.А. Бреннер, И.П. Кавыршин, В.А. Кутлунин и др. Тула: Тульский полиграфист, 2000. 203 с.
7. **Проскуряков Н.М., Пермяков Р.С., Черников А.К.** Физико-механические свойства соляных пород. Л.: Недра, 1973. 271 с.
8. **Романов В.А., Шмакин И.Г.** О связи предельных напряжений дробления передней поверхностью резца с показателями сопротивляемости угля разрушению // Механизация горных работ на угольных шахтах: Сб. науч. тр. ТулПИ. Тула, 1975. С. 77–81.

Повышение производительности и энергоэффективности электровозной откатки

Приведены достоинства электровозов с асинхронными двигателями с векторным управлением. Даны теоретические и экспериментальные значения времени разгона и торможения, показатели экономии электроэнергии.

Ключевые слова: электровоз с векторным управлением, время разгона, время торможения, экономия электроэнергии.

V.A. Pivnev

Increase of Output and Energy Efficiency of the Electric Locomotive Haulage

The article describes the advantages of the contact electric locomotive with asynchronous electric motor with vector control. It also gives the theoretical and experimental values of the acceleration/deceleration time as well as the levels of energy efficiency.

Keywords: contact electric locomotive with asynchronous electric motor with vector control, acceleration time, deceleration time, energy efficiency.

Введение

Увеличение производительности и энергоэффективности электровозной откатки связано с созданием электроприводов рудничных электровозов на основе двигателей переменного тока.

В настоящее время основным типом тягового привода шахтного электровоза является привод с двигателями постоянного тока последовательного возбуждения, которые управляются с помощью релейно-контакторной системы управления (РКСУ). Недостатками такого привода являются:

- малая жесткость тяговой характеристики и невозможность автоматического перехода в тормозной режим;
- большие колебания тягового усилия в процессе пуска и торможения из-за ограниченного числа позиций контроллера;
- рассеивание электроэнергии на резисторах контроллера.

Замена двигателя постоянного тока на более дешевый (в 2–3 раза при той же мощности), надежный и простой в обслуживании асинхронный электродвигатель с короткозамкнутым ротором возможна при использовании новых разработок в

области силовой электроники и микропроцессорной техники. Для управления асинхронным электродвигателем требуются новые алгоритмы управления. Одним из таких алгоритмов управления является алгоритм векторного управления [1], позволяющий создать высокодинамичный электропривод.

Применение асинхронного электропривода с векторным управлением в электротранспорте позволяет достичь по сравнению со схемами с РКСУ и двигателями постоянного тока:

- экономии электроэнергии от 50 до 65 %, так как отсутствуют пусковые и тормозные резисторы в силовых цепях тяговых электродвигателей, при этом в режиме торможения осуществляется рекуперация энергии в контактную сеть;
- существенного увеличения межремонтного срока обслуживания механической части электропривода, так как в двигателе отсутствует коллектор, при этом разгон и торможение осуществляются плавно без рывков;
- возможности работы электровоза как в одиночном варианте, так и в составе спарки с управлением одним машинистом из головного электровоза;

носителем друг друга на половину ширины импульса. Общая схема тягового электропривода с векторной системой управления, установленного в электровозе К-14МЭ, представлена на рис. 2.

Входным управляющим сигналом для системы управления является сигнал задания по току I_{s2}^* , определяющий момент двигателя и формируемый машинистом.

Для наилучшего использования входного питающего напряжения и снижения коммутационных потерь, в ключах инвертора, применено формирование выходного напряжения инвертора на основе пространственно векторной модуляции [2].

Снижение времени разгона и торможения при применении векторной системы управления

Снижение цикла электровозной откатки возможно при повышении скорости движения или увеличении сцепного веса, при этом время разгона и торможения не должно превышать допустимых норм.

Независимое управление моментом асинхронного тягового электропривода с векторной системой управления позволяет организовывать устройства защиты от юза и буксования на рельсовом транспорте, что крайне важно с точки зрения безопасности. Замедление состава с использованием асинхронного электропривода требует постоянного слежения за моментом торможения, обеспечиваемым двигателем, и его скоростью. При переходе из тягового режима в режим электрического торможения и при обратных переходах никаких переключений в силовой цепи не происходит. Асинхронный тяговый двигатель переводится в генераторный режим за счет понижения частоты напряжения на статорной обмотке относительно фактической скорости движения, а инверторы переводятся в режим выпрямления. Отдельный преобразователь возвращает энергию торможения обратно в сеть. При обрыве сети и пропадании напряжения во время режима торможения энергия торможения питает преобразователь и систему управления.

Качение колеса по рельсу происходит за счет силы сцепления

$$F_{\text{сцеп}} = P_{\text{к}} \Psi_{\text{к}}; P_{\text{к}} = \frac{M_{\text{д}} i}{R}, \quad (2)$$

где $M_{\text{д}}$ — момент двигателя; i — передаточное отношение; R — радиус колеса; $\Psi_{\text{к}}$ — коэффициент сцепления [3].

Коэффициент сцепления $\Psi_{\text{к}}$, равный отношению максимально возможной силы сцепления к действительной нагрузке колеса на рельс, зависит от состояния поверхности рельсов и колес, от нагрузки колеса на рельс и скорости движения и может изменяться в широких пределах от 0,13 до 0,07. При очень загрязненных рельсах коэффициент сцепления может быть даже менее 0,04. Реально для организации системы торможения электроприводом имеется информация только о моменте двигателя и частоте вращения его вала.

Уравнение движения тягового привода при торможении имеет вид

$$J \frac{d\omega}{dt} = -M_{\text{д}} + M_{\text{с}}. \quad (3)$$

Приведенный к валу двигателя момент инерции J состава и двигателя с редуктором для данной конфигурации состава остается неизменным.

Момент сопротивления $M_{\text{с}}$ зависит от многих факторов и не может быть определен заранее. Поэтому, регулируя задание по току I_{s2}^* (задание по тяге), можно регулировать тормозную силу, избегая режима юза. Надо отметить, что электропривод с векторной системой управления позволяет иметь тормозной момент, превышающий номинальный момент в несколько раз. Торможение и разгон без контроля над частотой вращения двигателя легко приводят к режиму юза и буксованию.

Время торможения тягового асинхронного электропривода оценим с учетом следующих исходных данных:

- привод: два асинхронных трехфазных электро-двигателя с короткозамкнутым ротором ВА200L4 номинальной мощностью 45 кВт (номинальное скольжение 0,016, КПД — 0,9, $\cos \varphi$ — 0,92, синхронная частота вращения $\omega_{\text{с}} = 157$ рад/с);
- масса груженого состава $m = 110$ т;
- радиус колеса электровоза $R = 0,34$ м;
- передаточное отношение редуктора $i = 14,74$.

Поскольку приведенный момент инерции

$$J = m \left(\frac{R}{i} \right)^2, \text{ то с учетом конкретных параметров}$$

имеем $J = 58 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Примем ограничение по моменту при торможении (выбран произвольно, реализовать можно и большую кратность момента) $M_{\text{торм}} = 2M_{\text{н}}$. Так как

$$M_{\text{н}} = \frac{P_{\text{н}}}{\omega_{\text{н}}}, \omega_{\text{н}} = \omega_{\text{с}}(1 - s), \text{ то с учетом конкретных}$$

параметров имеем: $\omega_{\text{н}} = 154 \text{ рад/с}$, $M_{\text{н}} = 292 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $M_{\text{торм}} = 584 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Учитывая, что электровоз приводят в движение два электродвигателя

$$M_{\text{max}} = 2M_{\text{торм}},$$

из уравнения движения (3), пренебрегая моментом сопротивления, находим ожидаемое время торможения от номинальной до нулевой частоты:

$$\Delta t = \Delta \omega J / M_{\text{max}};$$

$$t_{\text{торм}} = \frac{\omega_{\text{н}} J}{M_{\text{max}}}; t_{\text{торм}} = \frac{154 \cdot 58}{2 \cdot 584} = 7,6 \text{ с.}$$

Время торможения получено без учета коэффициента сцепления колесных пар с рельсами, при этом тормозной момент ограничен. Реальное

время торможения в электроприводе с векторной системой управления без ограничения тормозного момента может быть меньше или больше указанного значения, и связано с состоянием рельсового пути. Для организации автоматической защиты от юза в микроконтроллер необходимо заложить модель уравнения движения (3) с уставками по току I_{s2}^* и моменту инерции J . На каждом шаге вычислений контролируется снижение реальной скорости тягового электродвигателя и скорость, вычисленная согласно выражению (3). Рассогласование по частоте служит сигналом для изменения задания по току I_{s2}^* . Защита от буксования построена по этому же принципу. Получены зависимости тормозного пути груженого электровоза от задания тормозного тока (тока I_{s2}^*) для различных коэффициентов сцепления. На рис. 3 приведены графики процесса торможения состава для коэффициента сцепления $\Psi_{\text{к}} = 0,13$. Измерялся реальный ток I_{s2} , пропорциональный сигналу за-

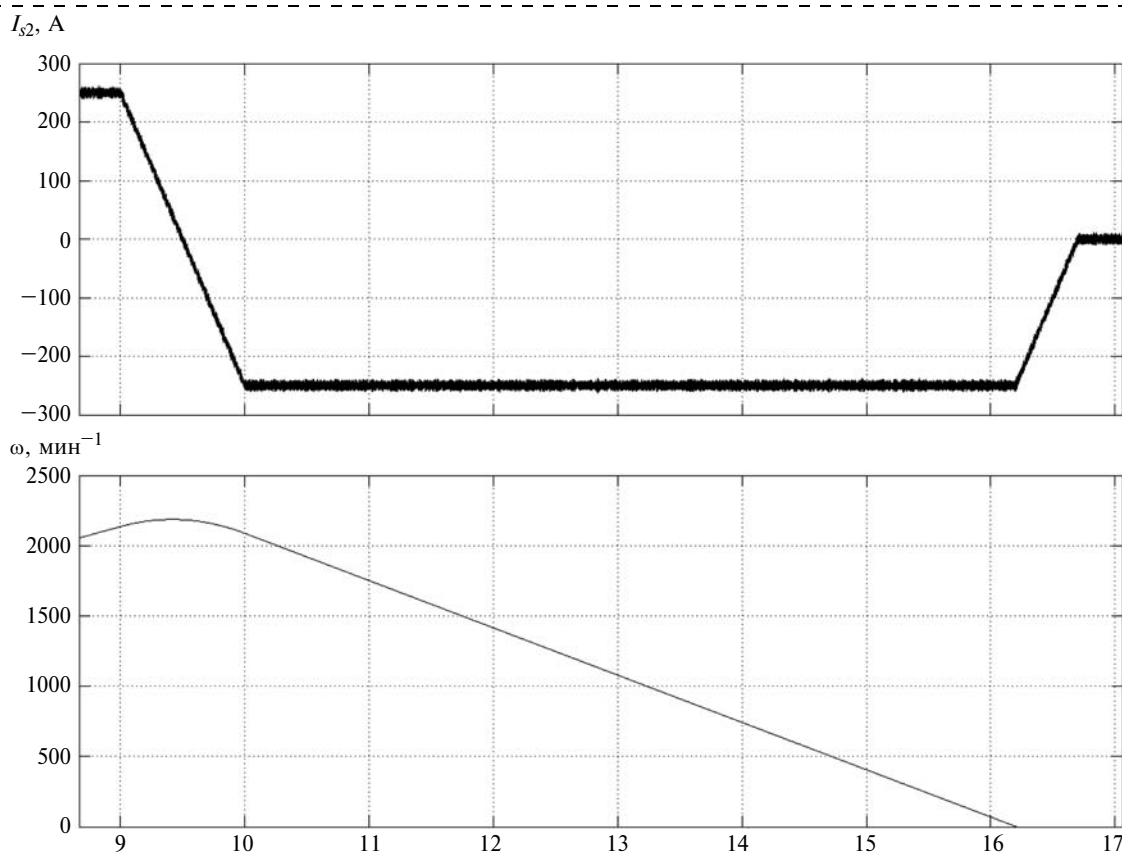


Рис. 3. График торможения состава с коэффициентом сцепления $\Psi_{\text{к}} = 0,13$

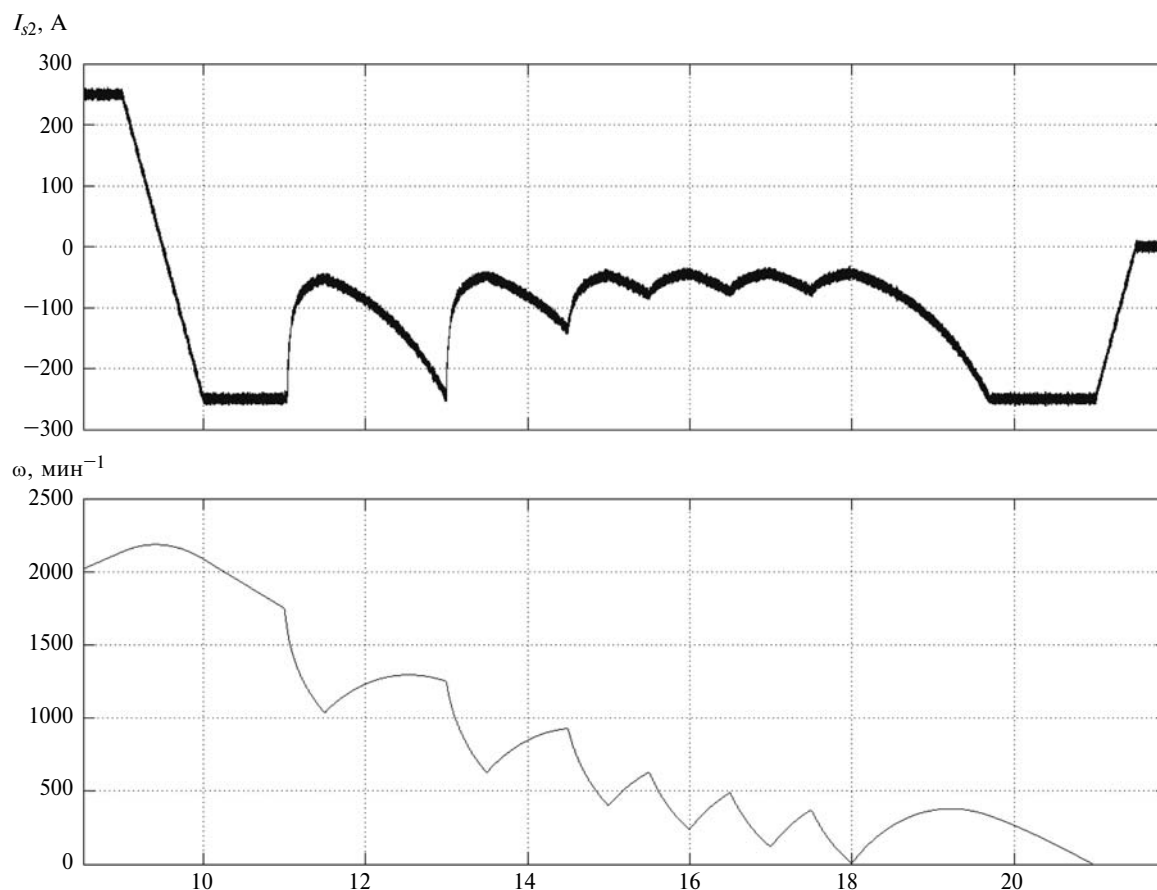


Рис. 4. График торможения состава с коэффициентом сцепления $\Psi_k = 0,07$

дания I_{s2}^* (ток стабилизируется ПИ-регулятором тока) и частотой двигателя.

На рис. 4 приведены графики процесса торможения состава для коэффициента сцепления $\Psi_k = 0,07$.

Уменьшение коэффициента сцепления приводит к увеличению времени торможения, несмотря на работу системы защиты от юза. Реализация подобных характеристик в приводе постоянного тока возможна только при существенном усложнении системы управления на базе силовых ключей, при этом отсутствует рекуперация электроэнергии.

Экономия электроэнергии при рекуперативном торможении

Рекуперативное торможение в асинхронном тяговом электроприводе позволяет отдавать энергию торможения обратно в сеть. В движущемся электропоезде запасена кинетическая энергия, которую

можно оценить для конкретного электропоезда К-14МЭ и груженных вагонеток

$$W = \frac{mv^2}{2}, \text{ Дж.} \quad (4)$$

Исходные данные для расчета: масса электровоза К-14МЭ – 14 т; масса вагонетки – 4,2 т; число вагонеток – 10; грузоподъемность вагонетки – 10 т; общая движущаяся масса составит $m = (14 + 4,2 \cdot 10 + 10 \cdot 10) \cdot 10^3 = 156 \cdot 10^3$ кг.

Допустимая скорость движения, по условиям торможения электропривода с векторной системой управления, – 20 км/ч или 5,5 м/с.

Следовательно, кинетическая энергия:

$$W = 0,5 \cdot 156 \cdot 10^3 \cdot 5,5^2 = 23\,595 \text{ кДж.}$$

В течение одного рейса примем в среднем два торможения и, учитывая КПД трансмиссии, электродвигателей и преобразователя частоты, кинети-

ческая энергия, которую можно использовать для рекуперации,

$$W_p = 2359 \cdot 2 \cdot 0,8 \cdot 10^3 = 3775 \text{ кДж} \\ (1,04 \text{ кВт} \cdot \text{ч}).$$

Так как в течение рейса электровоз К-14МЭ в среднем потребляет 18 кВт·ч электроэнергии, то экономия электроэнергии при рекуперативном торможении на один рейс составит 5,7 %.

Реализация тягового привода с векторной системой управления на электровозе К-14МЭ

С августа 2004 г. на участке внутрирудничного транспорта № 1 Кировского рудника проводились промышленные испытания подземного электровоза с использованием асинхронного электропривода с векторной системой управления. В январе 2006 г. десять электровозов К-14МЭ с асинхронным электроприводом вошли в эксплуатацию на объединении ОАО "Апатит". Внедрением модернизированных электровозов занималось ООО "ПАПАЛЕО", г. Санкт-Петербург.

На рис. 5 показаны графики переходных процессов при торможении электровоза К-14 до модернизации, с электроприводом постоянного тока.

В электровозе установлены два электродвигателя постоянного тока с последовательным возбуждением ДК812 Х5 мощностью 45 кВт.

Время торможения составляет 16,5 с, при этом тормозной путь составил 22 м. Низкая начальная скорость (13 км/ч) объясняется удлиненным тормозным путем.

На рис. 6 приведены графики переходных процессов электровоза К-14МЭ с векторной системой управления в процессе торможения полностью груженого состава.

Время торможения равно 6,4 с, при этом тормозной путь составил 16,9 м. Низкая начальная ско-

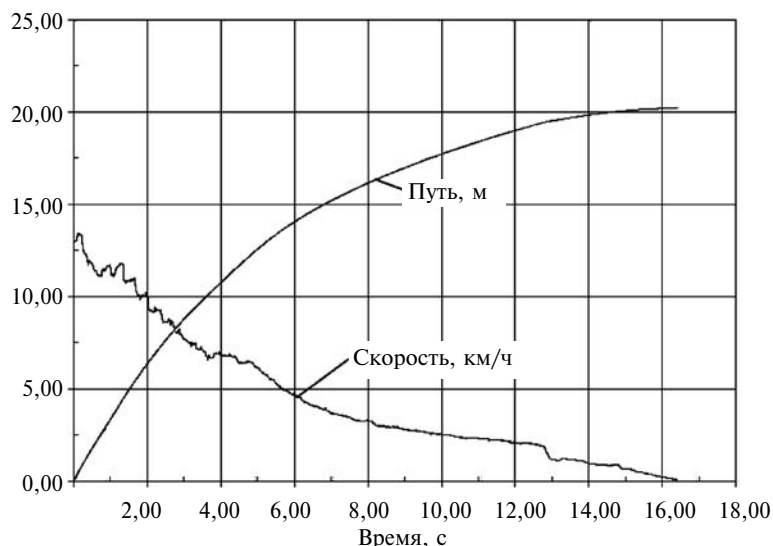


Рис. 5. График торможения состава с электровозом К-14 с электроприводом постоянного тока

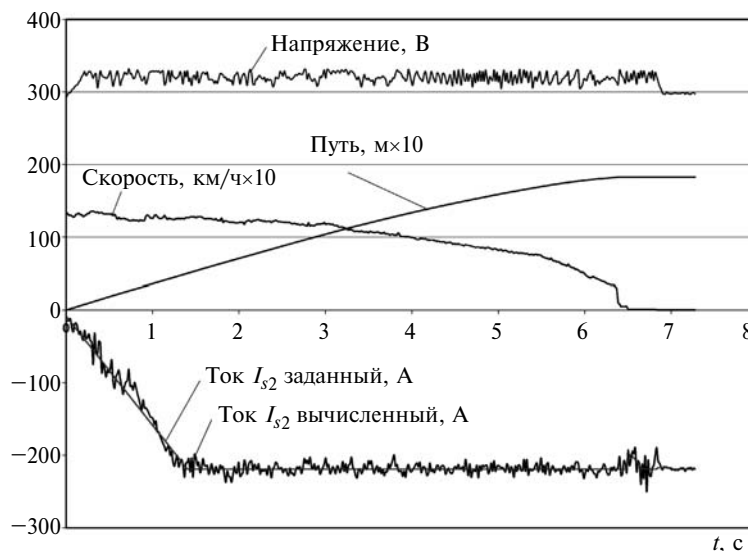


Рис. 6. График торможения состава с электровозом К-14МЭ с электроприводом переменного тока с векторной системой управления

рость (13 км/ч) объясняется необходимостью иметь одинаковые начальные условия для сравнения с приводом постоянного тока. Таким образом, тормозной путь в тяговом электроприводе переменного тока с векторной системой управления сокращается на 5,1 м по сравнению с приводом постоянного тока, что составляет 30 % от тормозного пути привода переменного тока.

Заклучение

1. Применение векторной системы управления в тяговом электроприводе позволяет уменьшить время разгона и торможения состава путем уменьшения влияния буксования и юза средствами электропривода, чем ускоряется процесс электровозной откатки. Плавное регулирование скорости и автоматический переход в режим рекуперативного торможения снижают динамические нагрузки на механическую часть электропривода.

2. Сравнение тормозных характеристик тяговых электроприводов постоянного и переменного тока электровозов К-14 и К-14МЭ позволяет утверждать, что электропривод переменного тока элек-

тровоза К-14МЭ с векторной системой управления позволяет снизить тормозной путь на 30 %.

Список литературы

1. Рудаков В.В., Столяров И.М., Дартау В.А. Асинхронные электроприводы с векторным управлением. Л.: Энергоатомиздат, Ленинградское отд., 1987. 136 с.
2. Пронин М.В., Воронцов А.Г., Калачиков П.Н., Емельянов А.П. Электроприводы и системы с электрическими машинами и полупроводниковыми преобразователями (моделирование, расчет применение) / под ред. Е.А. Крутякова. Санкт-Петербург: Силовые машины "Электросила", 2004. 252 с.
3. Волотковский С.А. Рудничная электровозная тяга. 4-е изд. М.: Недра, 1981. 389 с.

УДК 622.23.5:622.235

Л.С. Ушаков, д-р техн. наук, проф., Госуниверситет–УНПК, г. Орел

E-mail: oushakov2007@mail.ru

К истории внедрения импульсных технологий в горном деле

Представлены результаты ряда поисковых опытно-конструкторских работ, выполненных в СССР и РФ, по обоснованию параметров разрушения горных пород и угля ударными нагрузками и разработке ударно-скалывающих исполнительных органов стругового типа и избирательного действия. Испытания, проведенные в представительных горно-геологических условиях, позволили установить перспективность использования импульсной техники для выполнения подготовительных и очистных работ подземным способом.

Ключевые слова: безвзрывной способ, горные породы, ударный способ разрушения, исполнительные органы, шахтные испытания.

L.S. Oushakov

On the History of the Introduction of Pulse Technology in the Mining

Presents the results of a number of search development work carried out in the USSR and Russia, to validate the parameters of rock and coal impact and the development of shock-shear plow type of executive and selective action. Tests carried out in representative geological conditions, enabled us to establish the perspective of using pulse techniques for preparation and clean-up operations in podzemnyh conditions.

Keywords: without blasting, rock, percussive way of destruction, the executive bodies, mine tests.

Применение безвзрывного (механического) способа отбойки пород от массива при подземной добыче полезных ископаемых является предпочтительным, однако принцип силового резания, доминирующий в современных очистных и проходческих комбайнах, ограничивает их область

применения породами средней крепости. Твердые породные включения для таких горных машин являются препятствием к их широкому применению (повышенная динамичность процесса резания, уменьшение ресурса горных машин, увеличенный расход резцов и т.д.).

Перспективным является ударный способ разрушения продуктивных пород со сложной структурой и неоднородными физико-механическими свойствами композитов. Современный уровень развития импульсной техники позволяет широко использовать гидравлические молоты в качестве отбойных устройств ударно-скалывающих исполнительных органов горных машин. В зависимости от технологической схемы отработки месторождений продуктивных пород, вынимаемой мощности и других факторов могут быть использованы машины избирательного и стругового принципа действия.

В данном направлении в различные годы был выполнен комплекс исследовательских и опытно-конструкторских работ и проведены испытания полноразмерных образцов машин для непосредственного механического разрушения продуктивных пород и ударно-скалывающего исполнительного органа избирательного действия.

Машина ОМК-1 (рис. 1), разработанная в соответствии с Постановлением Госкомитета СССР по науке и технике, имела струговой исполнительный орган из семи активных породоразрушающих инструментов, набранных кассетным способом в вертикальной направляющей раме, по хвостовикам которых наносятся удары тяжелой ударной массой, приводимой в возвратно-поступательное движение двумя импульсными гидравлическими приводами, при несимметричном рабочем цикле. В конце рабочего хода производился удар по хвостовикам инструментов, в результате

чего осуществлялось разрушение массива. Конструкция машины предусматривала ее работу в длинном забое по челноковой схеме. Подача на забой и создание усилия поджатия инструментов к забою осуществлялись шагающим механизмом подачи при распоре стабилизирующих гидроцилиндров в кровлю и почву выработки. При работе машины выполнялось важное технологическое требование — образование ровной поверхности почвы выработки, необходимой для ее зачистки. Испытания проводились в течение трех месяцев на предприятии ПО "Северо-Востокзолото" и позволили определить основные технико-экономические показатели ее работы и перспективы применения в условиях многолетней мерзлоты [1, 2].

Горный манипулятор. Ударный способ разрушения продуктивных пород, реализованный по варианту горно-проходческой машины избирательного действия, представлен на рис. 2 [3].

Основу исполнительного органа составляет гидравлический манипулятор с пятью степенями подвижности отбойного устройства, который обеспечивает различное позиционирование гидравлического молота в зоне его досягаемости (обслуживания). В отличие от стрелового исполнительного органа с фрезой данный рабочий орган горной машины имеет возможность ориентировать породоразрушающий инструмент гидравлического молота с учетом меняющейся конфигурации груди забоя, наличия трещин в породе, крупных твердых включений и других особенностей. Эти свойства рабочего органа важны для раз-

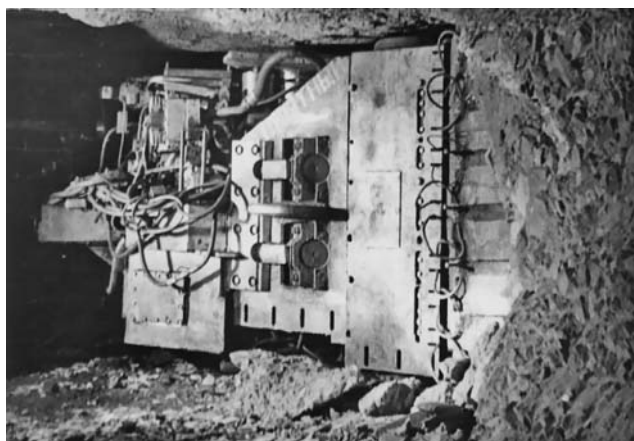


Рис. 1. Машина ОМК-1 для непосредственного механического разрушения многолетнемерзлых пород в забое прииска "Экспериментальный"



Рис. 2. Манипулятор с гидравлическим молотом на подрывке почвы горной выработки

работки неоднородных продуктивных пластов сложной структуры. Экспериментальный образец горного манипулятора испытан на шахте им. Костенко ПО "Карагандауголь" при ремонте горной выработки и позволил увеличить производительность в несколько раз в сравнении с ранее принятой технологией подрывки почвы выработки [4].

Для повышения избирательности и погрузочной способности исполнительного органа была разработана **горно-проходческая машина с гидравлическим манипулятором 4 большой несущей способности** (рис. 3), с семью степенями подвижности каретки, на которой подвижно установлен гидравлический молот 1, снабженный дополнительным откидным ковшом (скребком) 2 и приводом 3, задающим положение ковша. В повернутом назад состоянии ковш не препятствует исполнительному органу производить разрушение забоя по всей зоне обслуживания. В тех случаях, когда машина 5 работает по слабым породам (пескам), она может разрушать массив методом экскавации в любой доступной зоне выработки. При накоплении от-

битой горной массы перед машиной ковш используется также для ее навалки на лоток погрузчика 6. Таким образом, данный рабочий орган имеет расширенные технологические возможности, необходимые для работы в сложных горно-геологических условиях [5].

Учитывая тот факт, что гидравлические молоты в настоящее время получили широкое распространение в строительстве и при разрушении природных и искусственных материалов, а отечественные и зарубежные фирмы добились высоких технических и эксплуатационных показателей работы гидравлических молотов [6, 7], представляется целесообразным на основе полученного предыдущего опыта и конкретных требований производства разработать программу по созданию такой высокопроизводительной машины для предприятий угольной и горнорудной промышленности. Обладателем научных идей и технической документации по данной проблеме являются Проблемная НИЛ "Импульсные технологии" ФГОУ ВПО "Государственный университет — Учебно-научно-производственный комплекс" (г. Орел) и ОАО "Копейский машиностроительный завод".

Список литературы

1. Лазуткин А.Г., Ушаков Л.С., Бодров Е.М. и др. Шахтные исследования исполнительного органа очистной машины для механического разрушения вечномёрзлых россыпей // Колыма. 1974. № 6.
2. Лазуткин А.Г., Ушаков Л.С., Волков В.В. и др. Импульсная машина для подземной отбойки вечномёрзлых продуктивных песков // ФТПРПИ. 1984. № 4.
3. Ушаков Л.С., Альсенов Ж.К., Кравченко В.А. и др. Горно-проходческая машина с ударно-скалывающим исполнительным органом // Уголь. 1989. № 11. С. 34–36.
4. Ревский Д.Ф., Лазуткин А.Г., Ушаков Л.С. и др. Выбор параметров разрушения твердых включений, сопутствующих песчано-глинистым рудам для создания ударного исполнительного органа выемочной машины // Сборник "Горно-металлургическая промышленность". 1976. № 11.
5. Ушаков Л.С., Котылев Ю.Е., Кравченко В.А. Гидравлические машины ударного действия. М.: Машиностроение, 2000. 416 с.
6. Ушаков Л.С. Импульсные технологии и гидравлические ударные механизмы: учебное пособие для вузов. Орел: ОрелГТУ, 2009. 250 с.
7. Ушаков Л.С. Гидравлические схемы ударных устройств и исполнительные органы для горных, строительных и дорожных работ // Горное оборудование и электромеханика. 2010. № 4. С. 17 – 20.

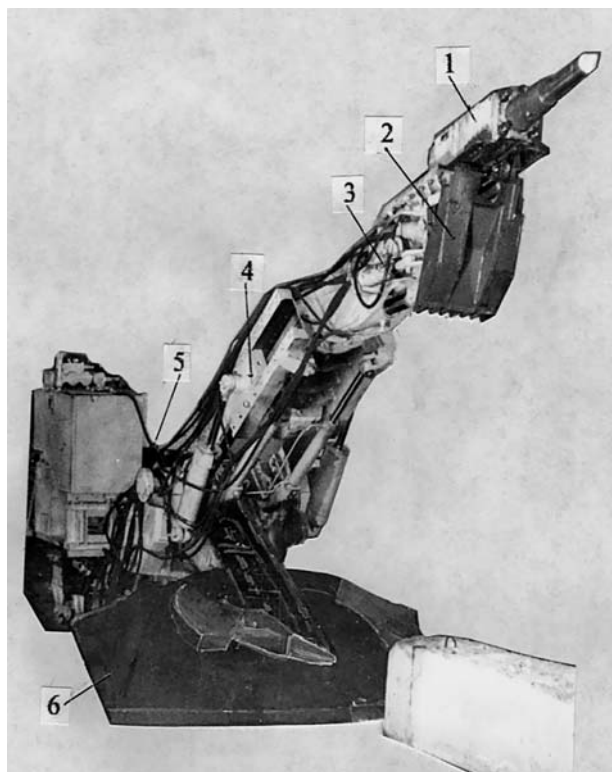


Рис. 3. Горно-проходческая машина с манипулятором и гидравлическим молотом

Л.В. Лукиенко, д-р техн. наук, зав. каф., **В.В. Исаев**, асп.,
НИ РХТУ им. Д.И. Менделеева, г. Новомосковск,
К.А. Головин, д-р техн. наук, проф., ТулГУ, г. Тула
E-mail: lukienko_lv@mail.ru

Применение вычислительного эксперимента для исследования процесса изнашивания тяжело нагруженных зубчато-реечных передач*

Представлены результаты исследования с использованием вычислительного эксперимента влияния изнашивания на напряженно-деформированное состояние зубчатого колеса.

Ключевые слова: изнашивание, напряженно-деформированное состояние, зубчато-реечная передача.

L.V. Lukienko, V.V. Isaev, K.A. Golovin

Application of Computational Experiments for Following the Process of Ip-Wear Hard Loaded-Governmental Rack and Pinion Gear

The results of studies using computer experiment the influence of wear on the stress-strain state of the gear.

Keywords: wear process, stress-strain state, rack and pinion gear.

Зубчато-реечные передачи, обладающие рядом преимуществ, получили весьма широкое распространение при перемещении машин, работающих со значительными нагрузками, при динамическом характере их приложения (очистные комбайны, подъемные установки, перемещение шлюзовых ворот, тяжелых станков). Важным вопросом при их разработке является возможность прогнозирования на стадии проектирования их ресурса для сравнения различных конструктивных вариантов.

Наиболее сложным при решении этой важной научно-технической задачи является обоснованное определение интенсивностей изнашивания материалов элементов зацепления. Аналитически эту величину можно определить лишь ориентировочно. Решить эту задачу можно либо на основе анализа опыта эксплуатации подобных систем, что требует значительных затрат времени и вложения средств, либо по результатам экспериментальных исследований.

В этой области накоплен значительный опыт, анализ которого показал [1], что весьма перспективно применение ускоренных модельных испы-

таний на машинах трения образцов, моделирующих работу объектов исследования. Достоинство подобного вида исследований состоит в относительно низких затратах на их проведение, а также возможности, используя более простые модельные образцы и применяя теорию подобия, получить достоверные результаты в лабораторных условиях.

Подобный подход к решению задач изучения вопросов долговечности и интенсивности изнашивания сокращает сроки испытания в 2–5 раз и снижает затраты на них в 3–10 раз. Сокращение длительности испытаний может быть достигнуто: за счет увеличения нагрузки P (используется при испытании узлов с большими удельными нагрузками на контакте); форсирования скорости $v_{ск}$ (используется при испытаниях тяжело нагруженных узлов трения); при форсировании нагрузки и скорости (рекомендуется для промежуточных вариантов нагрузок и скоростей).

Наиболее современным решением этой задачи является использование вычислительного эксперимента. Для его проведения может быть использован программный комплекс APM WinMashine, который, обладая дружественным интерфейсом,

* Статья публикуется в редакции авторов.

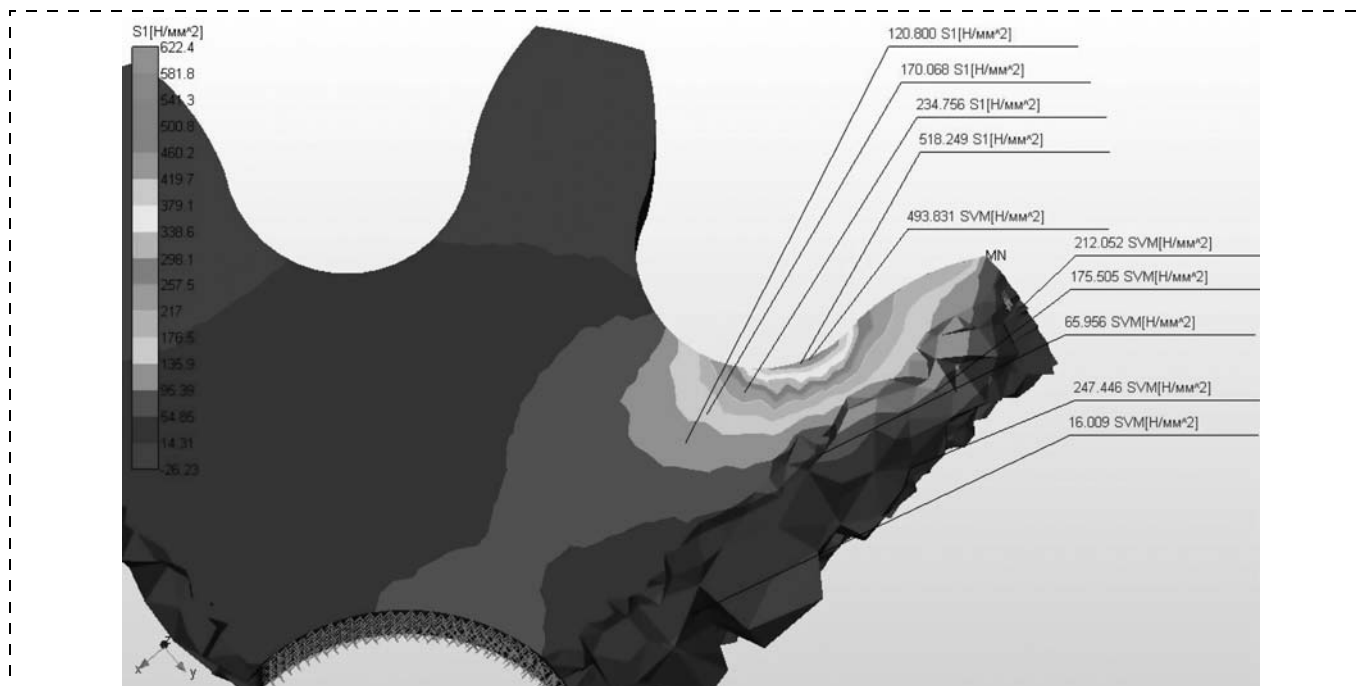


Рис. 1. Пример результатов расчета твердотельной модели зубчатого колеса

предназначен для подготовки расчетных моделей в целях исследования их напряженно-деформированного состояния (модули APM Studio и APM Structure) с использованием метода конечных элементов.

В работе проведены исследования зубчатого колеса толщиной 58 мм, изготовленного из стали 30ХГС и предназначенного для работы с цевочной рейкой с шагом зацепления 100 мм и диаметром цевки 50 мм, имеющего радиус профиля зуба 75 мм. Тангенциальная нагрузка на колесо составила 250 кН; толщина зуба по окружности вершин – 20 мм. При расчетах в качестве конечного элемента была принята равносторонняя пирамида с гранью длиной 7 мм. Фрагмент рассчитанной твердотельной модели представлен на рис. 1. Как видно, наиболее нагруженным местом является ножка зуба. Поэтому при проектировании необходимо избегать концентрации напряжений в этом месте. С этой целью впадина зуба конструктивно должна быть оформлена по окружности с отсутствием подрезания зуба.

Анализируя представленные результаты, можно отметить хорошее совпадение с полученными ранее результатами при проведении подобных опытов на машине трения СМЦ-2 и в шахтных условиях при исследовании изнашивания зубчато-реечных механизмов перемещения очистных комбайнов.

Исходя из анализа условий работы движителя зубчато-реечной системы подачи очистного комбайна, были определены следующие критерии, подобие которых необходимо выдержать при экспериментальных исследованиях: геометрическое подобие, подобие деформаций и напряжений, подобие материала, подобие твердостей, подобие температурных полей, подобие пути трения, подобие трения качения с проскальзыванием.

Проводя анализ зависимости эквивалентных (SVM) и главных (S1) напряжений от радиуса профиля зуба (рис. 2), можно отметить незначительное снижение напряжений при увеличении радиуса профиля зуба. Таким образом, определяющими критериями при выборе радиуса профиля зуба будут выполнение геометрического условия вписываемости зубьев колеса в профиль цевки рейки и обеспечение минимизации скорости скольжения в зацеплении [1].

При моделировании работы зубчато-реечной передачи с использованием роликовых аналогов на машине СМЦ-2 необходимо соблюдать условия подобия работы модели реальному узлу. Только в этом случае можно получить достоверные результаты испытаний. Недостаточный учет особенностей работы движителя при моделировании может привести к возникновению значительных погрешностей.

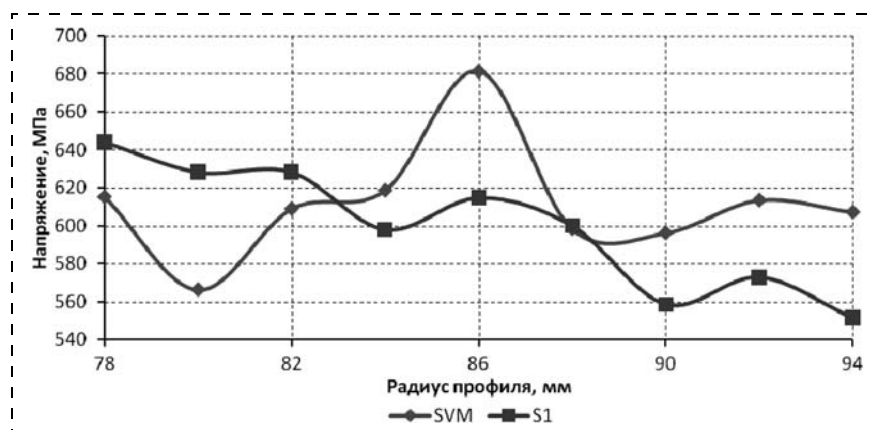


Рис. 2. Зависимость напряжений от радиуса профиля зуба колеса

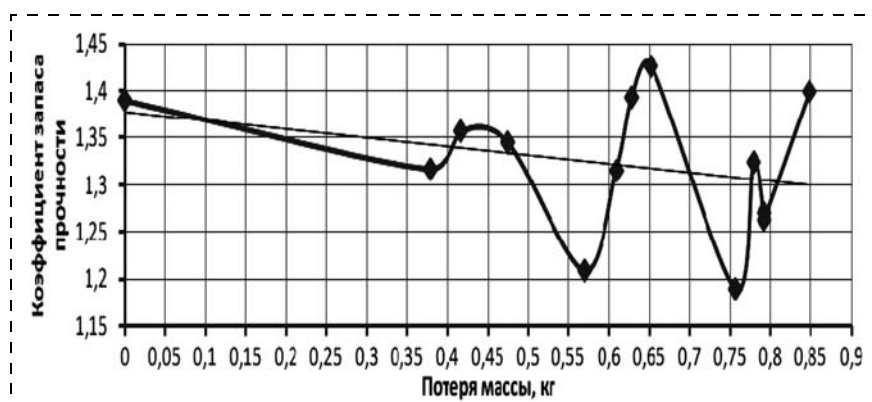


Рис. 3. Зависимость коэффициента запаса прочности от потери массы (массового износа) колеса

При проведении эксперимента было исследовано напряженно-деформированное состояние колеса, имеющего изношенный профиль. Такое моделирование проводилось за счет уменьшения исходного профиля зуба колеса при помощи инструментов, встроенных в программу APM Studio. Обработка результатов эксперимента (рис. 3) позволила установить, что полученные результаты находятся в пределах допустимой погрешности, а зависимость коэффициента запаса прочности от момента инерции относительно продольной оси

колеса может быть аппроксимирована уравнением прямой линии с коэффициентом детерминации $R^2 = 0,6859$. На графике видно, что потеря массы колеса на 0,1 кг влечет за собой коэффициент запаса прочности на 0,22 %.

Сравнивая оба вида экспериментальных исследований, можно отметить, что вычислительный эксперимент обладает несомненными достоинствами: значительной экономией времени, снижением материальных затрат, возможностью свободного управления характеристикой контактирующего профиля. Однако при этом необходимо помнить, что применение вычислительного эксперимента имеет реальный смысл только в том случае, когда есть экспериментальная база, с которой можно сопоставить результаты вычислительного эксперимента.

Примененный метод исследования и полученные результаты позволили установить перспективность использования вычислительного эксперимента для исследования из-

нашивания тяжело нагруженных зубчато-реечных передач и подтвердить сделанные ранее выводы [1] о характере влияния геометрических параметров на эксплуатационные характеристики тяжело нагруженных зубчато-реечных передач.

Список литературы

1. Бреннер В.А., Лукиенко Л.В. Повышение ресурса бесцепных систем подачи угледобывающих комбайнов. Новомосковск: Новомосковский институт РХТУ им. Д.И. Менделеева, 2004. 204 с.

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

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

Сдано в набор 19.12.2011. Подписано в печать 26.01.2012. Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 5,88. Уч.-изд. л. 6,14. Заказ GO212. Цена свободная.

Журнал зарегистрирован Федеральной службой по надзору за соблюдением законодательства в сфере массовых коммуникаций и охране культурного наследия. Свидетельство о регистрации ПИ № ФС77-19854 от 15 апреля 2005 г.

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