

Учредитель: Издательство "НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ"

Главный редактор

КАНТОВИЧ Л.И., д.т.н., проф.

Зам. гл. редактора:

ИВАНОВ С.Л., д.т.н., проф.

ЛАГУНОВА Ю.А., д.т.н., проф.

Редакционный совет:

КОЗОВОЙ Г.И., д.т.н.

(сопредседатель)

ТРУБЕЦКОЙ К.Н., акад. РАН, д.т.н.

(сопредседатель)

АНТОНОВ Б.И.

ГАЛКИН В.А., д.т.н.

КОЗЯРУК А.Е., д.т.н., проф.

КОСАРЕВ Н.П., д.т.н., проф.

МЕРЗЛЯКОВ В.Г., д.т.н., проф.

НЕСТЕРОВ В.И., д.т.н., проф.

ЧЕРВЯКОВ С.А., к.т.н.

Редакционная коллегия:

АБРАМОВИЧ Б.Н., д.т.н., проф.

АНДРЕЕВА Л.И., д.т.н.

ГАЛКИН В.И., д.т.н., проф.

ГЛЕБОВ А.В., к.т.н.

ЕГОРОВ А.Н. (Белоруссия)

ЖАБИН А.Б., д.т.н., проф.

ЗЫРЯНОВ И.В., д.т.н.

МУХОРТИКОВ С.Г., д.т.н., проф.

МЫШЛЯЕВ Б.К., д.т.н., проф.

ПЕВЗNER Л.Д., д.т.н., проф.

ПЕТРОВ В.Л., д.т.н., проф.

ПЛЮТОВ Ю.А., к.т.н., доц.

ПОДЭРНИ Р.Ю., д.т.н., проф.

САМОЛАЗОВ А.В.

СЕМЕНОВ В.В., к.т.н.

СТАДНИК Н.И. (Украина), д.т.н., проф.

ТРИФАНОВ Г.Д., д.т.н., доц.

ХАЗАНОВИЧ Г.Ш., д.т.н., проф.

ХОРЕШОК А.А., д.т.н., проф.

ЮНГМЕЙСТЕР Д.А., д.т.н., проф.

Редакция:

БЕЛЯНКИНА О.В.

ДАНИЛИНА И.С.

Телефон редакции:

(499) 269-53-97

Факс: (499) 269-55-10

Email: gma@novtex.ru

http://novtex.ru/gormash

СОДЕРЖАНИЕ

ПОДЗЕМНЫЕ РАБОТЫ

Хорешок А. А., Маметьев Л. Е., Цехин А. М., Борисов А. Ю. Адаптация узлов крепления дискового инструмента исполнительных органов проходческих комбайнов к монтажу и демонтажу 3

Жабин А. Б., Фомичев А. Д. Некоторые результаты исследований при эксплуатации стволопроходческого агрегата АСП-8,0 8

Отроков А. В., Хазанович Г. Ш., Афонина Н. Б. Выбор параметров погружных органов проходческих комбайнов с нагревающими звездами 12

ОТКРЫТЫЕ РАБОТЫ

Гузев А. А., Кисляков В. Е. Работа, совершаемая механизмами подъема рукояти обратной механической лопаты, при черпании из-под воды 17

НАДЕЖНОСТЬ. ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Андреева Л. И., Крагель А. А. Применение антиадгезионных материалов для продления ресурса деталей и узлов горных машин 21

Коротков В. А., Агафонов Э. Ж., Веснин А. М. Восстановление и упрочнение роторов эксгаустеров наплавкой 24

Сербин В. М. Влияние конструктивных и технологических параметров спиральных классификаторов на износостойкость их рабочих органов 28

НАУЧНЫЕ РАЗРАБОТКИ

Степанов А. Г. Аварийное торможение подъемных установок сверхглубоких шахт 33

Городилов Л. В. Исследование характеристик двухсторонних гидроударных систем 42

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

ГОРНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА

Editor-in-Chief

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

Deputy Editor-in-Chief:

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

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

Editorial Council:

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

TRUBETSKOY K.N. (co-chairman),

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

ANTONOV B.I.

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

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

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

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

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

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

Editorial Board Members:

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

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

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

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

EGOROV A.N. (Belarus)

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

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

MUKHORTIKOV S.G., Dr. Sci. (Tech.)

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

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

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

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

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

SAMOLAZOV A.V.

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

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

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

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

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

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

Editorial Staff:

BELYANKINA O.V.

DANILINA I.S.

CONTENTS

UNDERGROUND MINING

Khoreshok A. A., Mametyev L. E., Tsekhn A. M., Borisov A. Yu. Devices for Improvement of Processes of the Cutting of Effectors of Roadheaders with the Disk Tool 3

Zhabin A. B., Fomichev A. D. Some Research Results in the Operation Barrel Deepening АСП-8,0 8

Otrokov A. V., Khazanovich G. Sh., Afonina N. B. Selecting Parameters of Loading Tunneling Machines with Loading Organs with Raking Sprockets 12

SURFACE MINING

Guzeev A. A., Kislyakov V. E. The Action, Accomplishing of Mechanism for Lifting of Back Digger During Scooping out of the Water 17

RELIABILITY. DURABILITY

Andreeva L. I., Kragel A. A. Application of Anti-Adhesive Materials for Extending the Life of Details and Knots of for Mining Machines 21

Korotkov V. A., Agafonov E. J., Vesnin A. M. Rehabilitation and Strengthening Rotors Exhauster Cladding 24

Serbin V. M. Influence of Constructive and Technological Parameters of Spiral Qualifiers on Wear Resistance of their Working Bodies 28

RESEARCH AND DEVELOPMENT

Stepanov A. G. Reduction Dynamic Loads During Emergency Braking Shaft Hoisting Installation 33

Gorodilov L. V. Investigation of Characteristics of Two-Sided Hydropercussion Systems 42

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

УДК 622.232.83.054.52

А. А. Хорешок, д-р техн. наук, проф., **Л. Е. Маметьев**, д-р техн. наук, проф.,
А. М. Цехин, канд. техн. наук, доц., **А. Ю. Борисов**, ст. преп., КузГТУ, г. Кемерово

E-mail: bau.asp@rambler.ru

Адаптация узлов крепления дискового инструмента исполнительных органов проходческих комбайнов к монтажу и демонтажу^{НГ*}

Описаны технические решения различных вариантов конструкций узлов крепления дискового инструмента на коронках исполнительных органов проходческих комбайнов избирательного действия при монтаже и демонтаже в процессе эксплуатации.

Ключевые слова: проходческий комбайн, исполнительный орган, коронка, призма, узел крепления, дисковый инструмент, монтаж и демонтаж.

A. A. Khoreshok, L. E. Mametyev, A. M. Tsekhin, A. Yu. Borisov

Devices for Improvement of Processes of the Cutting of Effectors of Roadheaders with the Disk Tool

The essence of technical solutions of various options of designs of fastening knots of the disk tool on heads of effectors the roadheaders of selective action is opened at installation and dismantle in exploitation.

Keywords: roadheader, effector, head, prism, fastening knot, disk tool, installation and dismantle

Область применения дискового инструмента горных машин

Рост энерговооруженности горных комбайнов вызвал необходимость разработки новых конструкций рабочих инструментов и узлов их креплений на рабочих органах. Правильный выбор конструкций рабочих инструментов, геометрических, силовых и кинематических параметров процесса разрушения, материалов и технологий изготовления позволяют снизить удельные энергозатраты, повысить прочность и износостойкость.

Одним из перспективных направлений по повышению эффективности процесса разрушения структурно-неоднородных забойных массивов механическим способом является использование дискового инструмента на рабочих органах проходческих, очистных и буровых машин.

* Символом "НГ" обозначены статьи, поступившие с Недели горняка.

Для проведения горных выработок по углю и смешанному забою с крепкими породными прослойками и отдельными включениями на кафедре горных машин и комплексов КузГТУ им. Т. Ф. Горбачева были разработаны и испытаны в производственных условиях четыре экспериментальные коронки с двухпорными узлами крепления дисковых инструментов различной конструкции для проходческих комбайнов избирательного действия. Испытания позволили установить преимущества коронки четвертого типа с биконическими дисковыми инструментами диаметром $D = 160$ мм и углом заострения $\varphi = 30...35^\circ$ [1].

Недостатками данных коронок проходческих комбайнов избирательного действия являются низкая погрузочная способность на стол питателя и трудоемкость монтажа и демонтажа узлов крепления дискового инструмента.

Для решения этих проблем целесообразно использование рабочих органов в виде сменных кон-

структивных модулей, содержащих дисковые инструменты с узлами крепления для взаимной увязки процессов разрушения, дробления негабаритов и своевременной погрузки разрушенной горной массы на стол питателя комбайна.

В рамках этого направления были разработаны радиальные коронки, реализующие режимы реверсивного движения дискового инструмента на трехгранных призмах с узлами крепления, обеспечивающими регулирование шага разрушения и параметров дробления негабаритов [2, 3].

Кроме того, на существующие исполнительные органы с поперечно-осевыми (аксиальными) коронками проходческих комбайнов отечественного и зарубежного производства предложено размещать четырехгранные призмы с дисковыми инструментами в межкорончатом пространстве на корпусе раздаточного редуктора.

При этом одним из самых трудоемких и продолжительных процессов при эксплуатации любых исполнительных органов как с резовыми, так и с дисковыми инструментами является их монтаж и демонтаж, особенно на месте эксплуатации в проходческом забое.

Анализ конструкций узлов крепления дискового инструмента к исполнительным органам проходческих комбайнов

На рис. 1 представлена конструкция узла крепления дискового инструмента к передней грани трехгранной призмы 1, которая, в свою очередь, является частью корпуса реверсивной радиальной коронки. Предложены два варианта конструктивного исполнения узла крепления [4].

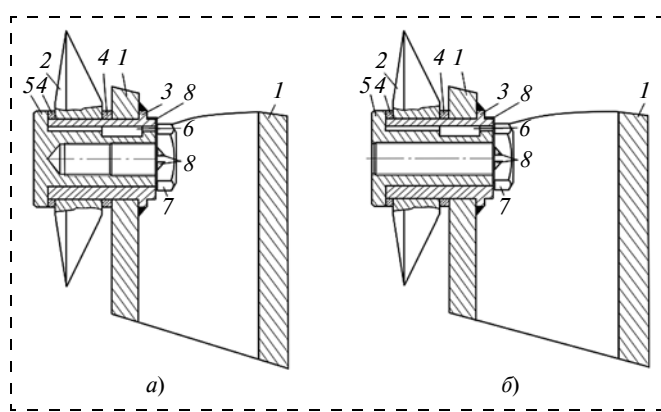


Рис. 1. Конструктивные исполнения узлов крепления дискового инструмента на трехгранных призмах*:
а — с глухим резьбовым отверстием; б — со сквозным резьбовым отверстием

* Обозначения позиций 1—б на рис. 1—4 совпадают.

В первом исполнении узел крепления дискового инструмента 2 в трехгранной призме 1 содержит ось 5 с упорным буртиком, внутри которой выполнено глухое резьбовое отверстие (см. рис. 1, а). Во втором исполнении резьбовое отверстие выполнено сквозным (см. рис. 1, б). Оба исполнения содержат трехгранную призму 1, дисковый инструмент 2, установленный с возможностью вращения на жестко закрепленной цапфе-втулке 3 с дистанционными торцовыми шайбами 4 в виде упорных подшипников, зафиксированных в осевом направлении внутренней торцовой поверхностью буртика оси 5. Ось 5 размещена внутри цапфы-втулки 3 и сопряжена с ней цилиндрической поверхностью и шпоночным соединением со шпонкой-фиксатором 6 и имеет резьбовое отверстие, внутри которого размещен крепежный винт 7, зафиксированный от проворота через стопорную шайбу 8 и собственную шестигранную головку, жестко прижатую к торцу цапфы-втулки 3.

При монтаже, в обоих исполнениях, на наружную поверхность консоли выступающей перед гранью трехгранной призмы 1 цапфы-втулки 3 сначала устанавливают первую дистанционную торцовую шайбу 4, за ней дисковый инструмент 2 с возможностью вращения через подшипник скольжения, затем вторую дистанционную торцовую шайбу 4, а во внутреннюю цилиндрическую поверхность цапфы-втулки 3 со шпоночным пазом продвигают в осевом направлении ось 5 с упорным буртиком. С противоположной свободной внутренней стороны трехгранной призмы 1 вставляют крепежный винт 7 со стопорной шайбой 8 до соединения с глухим или сквозным резьбовым отверстием. После этого гаечным инструментом закручивают крепежный винт 7 до упора, а усики стопорной шайбы 8 блокируют головку крепежного винта 7 от произвольного раскручивания при разрушении проходческого забоя дисковым инструментом 2.

Представленные на рис. 1 технические решения позволили провести исследования по оценке напряженно-деформированного состояния элементов унифицированных узлов крепления дискового инструмента [2] и выявить рациональные места расположения инструмента и средств, улучшающих демонтажную пригодность.

Несмотря на то что в узле крепления дискового инструмента в трехгранной призме (рис. 2) [4] монтажно-демонтажный винт 9 с удлиненной шестигранной головкой выполняет такую же функцию, как и крепежный винт 7 (см. рис. 1), начальный

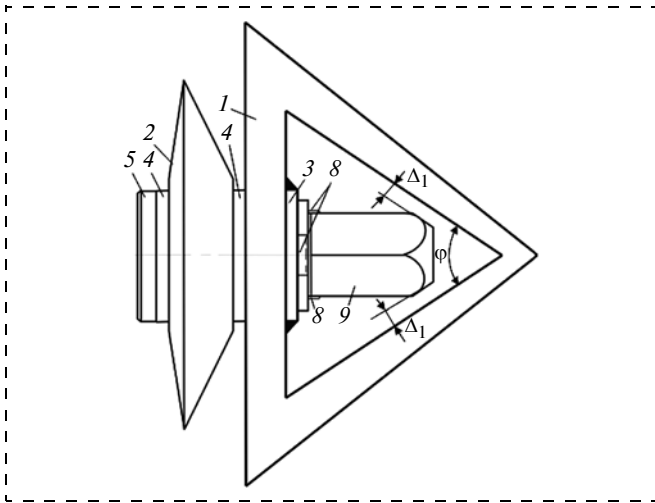


Рис. 2. Узел крепления дискового инструмента винтом с удлиненной шестигранной головкой после монтажа

этап монтажа имеет некоторые отличия. Прежде всего, винт 9 ориентируют и направленным движением размещают в свободном внутреннем пространстве трехгранной призмы 1 до ввинчивания в начало резьбы в отверстии оси 5 с буртиком с учетом зазора Δ_1 в зоне двухгранного угла φ и начальной позиции оси 5. В дальнейшем операция сборки и закрепления винта 9 с шестигранной головкой во внутреннем свободном пространстве трехгранной призмы 1 аналогична описанной выше (см. рис. 1, а).

Для улучшения процесса демонтажа узлов крепления дисковых инструментов из трехгранных призм корпусов коронок предложены два варианта технических решений. В первом варианте (рис. 3, а) внутреннее пространство трехгранной призмы 1 содержит монтажно-демонтажный винт 8 со стопорной шайбой 7, который резьбовой частью контактирует с резьбовым гнездом оси 5 с упорным буртиком и шпонкой 6, а шестигранной головкой с увеличенной длиной L через конический торец — с внутренними гранями трехгранной призмы. При демонтаже ось 5 с упорным буртиком монтажно-демонтажным винтом 8 продвигается по шпоночному каналу неподвижной цапфы-втулки 3, жестко прикрепленной к забойной грани трехгранной призмы. На консольной наружной поверхности цапфы-втулки 3 с возможностью вращения размещен дисковый инструмент 2 с дистанционными торцовыми упорными шайбами 4. Длина хода резьбы соответствует подвижности шпоночного соединения на сопряженную длину $l_{\text{макс}}$ с цапфой-втулкой 3 до полной разборки узла крепления с использованием глухого резьбового гнезда в оси 5 с упорным буртиком.

Данное техническое решение является одним из лучших, так как позволяет адаптировать приведенное выше техническое решение (см. рис. 1, а) к условиям демонтажа с использованием того же самого инструмента, что и при монтаже, например обычных гаечных ключей со значительно меньшей трудоемкостью.

Во втором варианте (см. рис. 3, б) [4] демонтаж узла крепления дискового инструмента в отличие от базового (см. рис. 1, б) осуществляется с помощью длинного винта 9 (см. рис. 3, б), расположенного в сквозном резьбовом отверстии оси 5 с упорным буртиком. Упорная часть винта 9 выполнена в виде конуса с наружным углом α , конгруэнтным внутреннему углу φ трехгранной призмы 1.

Несмотря на то что вариант демонтажа узла крепления дискового инструмента усложняет конструкцию на одну инвентарно-обслуживаемую деталь, он использует два рабочих пространства: внешнее с торца оси с буртиком и внутреннее в трехгранной призме. Это уменьшает трудоемкость

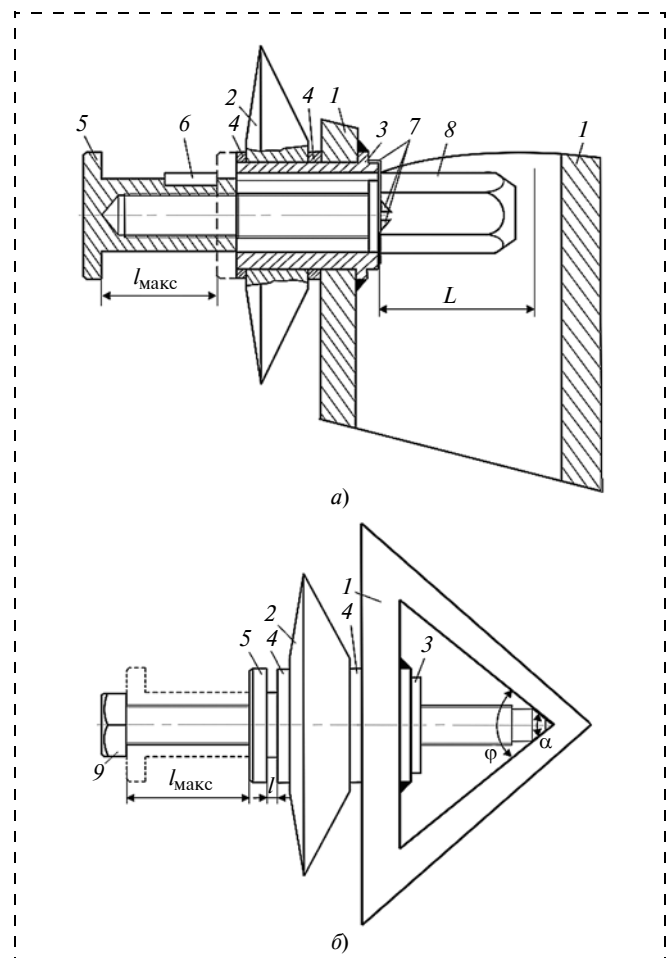


Рис. 3. Демонтаж узла крепления дискового инструмента из трехгранной призмы по первому (а) и второму (б) вариантам

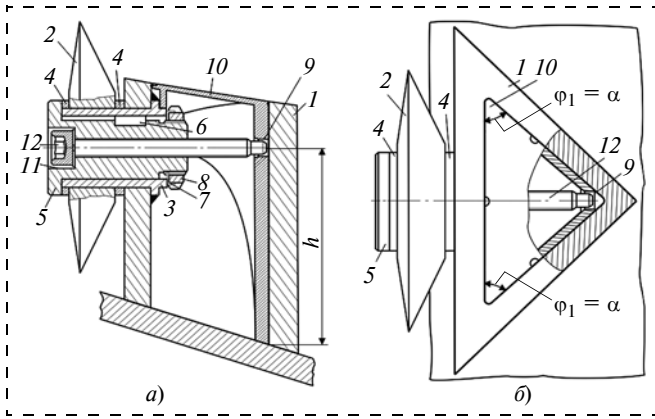


Рис. 4. Устройство для защиты внутреннего пространства трехгранной призмы от продуктов разрушения:
а — конструкция узлов крепления; *б* — герметизирующий профиль крышки

демонтажа при заштыбовке внутреннего пространства призмы.

Для защиты внутреннего пространства трехгранной призмы от заштыбовки продуктами разрушения предложено техническое решение [5], обеспечивающее закрепление специальной трехгранной крышки 10 (рис. 4).

Крышка 10 имеет стойку со сквозным отверстием 9 на высоте h (см. рис. 4, *а*). В отверстии 9 размещен коническо-цилиндрический хвостовик длинного крепежного винта 12, цилиндрическая головка которого расположена в торцовом углублении 11 оси 5 с упорным буртиком. На рис. 4, *а* представлен совместный узел крепления дискового инструмента 2 и трехгранной крышки 10, а на рис. 4, *б* — герметизирующий профиль крышки 10. Хвостовая часть оси 5 с буртиком содержит наружную резьбу с гайкой 8 и стопорной шайбой 7. Крепежный винт 12 закреплен во внутреннем резьбовом отверстии оси 5 с упорным буртиком.

Трудоемкость технического обслуживания и ремонта снижается за счет срока службы, который многократно превышает срок службы режцового инструмента на конструкциях модернизируемых коронок. Практика эксплуатации режцового инструмента на серийных коронках показала, что в каждую рабочую смену заменяется от 3 до 5 режцов, а при присечке породных прослоек происходит интенсивный износ кулаков-режцедержателей, для восстановления которых требуется демонтаж коронки с выдачей ее на поверхность шахты, а далее в мехцех или на ремзавод.

Кроме того, применение дискового инструмента повышает безопасность работ за счет исключения фрикционного воспламенения пылегазовой смеси при замене трения скольжения режца на трение

качения диска в процессе разрушения неоднородных углепородных забойных массивов.

Для поперечно-осевых аксиальных режцовых барабанных коронок стреловидных исполнительных органов проходческих комбайнов избирательного действия предложен вариант узла крепления двухстороннего дискового инструмента на четырехгранных призмах (рис. 5) к корпусу раздаточного редуктора в межкорончатом пространстве [6]. В целом узел крепления содержит четырехгранную призму 1, дисковые инструменты 2, цапфы-втулки 3, приваренные к внутренним поверхностям граней-стоек, дистанционные торцовые шайбы 4, оси 5 с упорными буртиками. Наружные цилиндрические поверхности осей 5 через шпонки 6 сопряжены с внутренними поверхностями цапф-втулок 3. Оси 5 через резьбовые хвостовики жестко прикреплены стопорными шайбами 7 и гайками 8 к внутренним торцовым поверхностям цапф-втулок 3, создавая возможность свободного вращательного движения дисковым инструментам 2 и дистанционным торцовым шайбам 4. К боковым стенкам четырехгранной призмы 1 приварены бонки 9 с резьбовыми гнездами для крепления крышки 10. Сквозные внутренние резьбовые отверстия в осях 5 закрыты винтами 12, головки которых размещены в цилиндрических углублениях со стороны внешних торцов упорных буртиков осей 5.

В процессе эксплуатации в межкорончатом пространстве исполнительного органа с поперечно-осевыми аксиальными режцовыми барабанными коронками образуется целик угля, который в режиме строгального движения разрушается дисковым инструментом с узлами крепления на четырехгранных призмах.

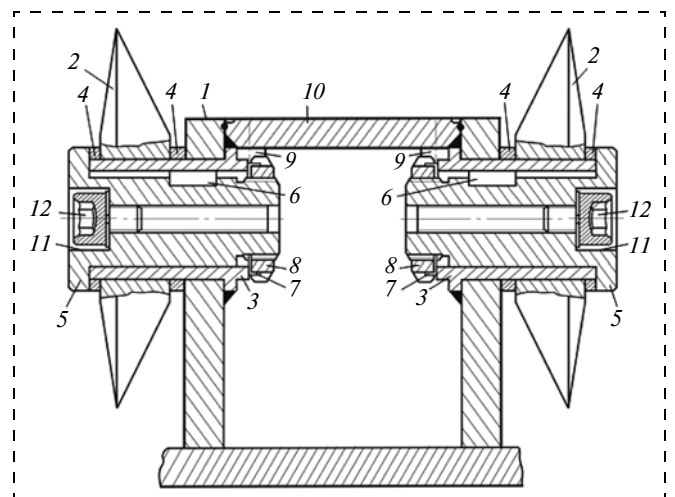


Рис. 5. Узлы крепления дисковых инструментов в четырехгранной призме

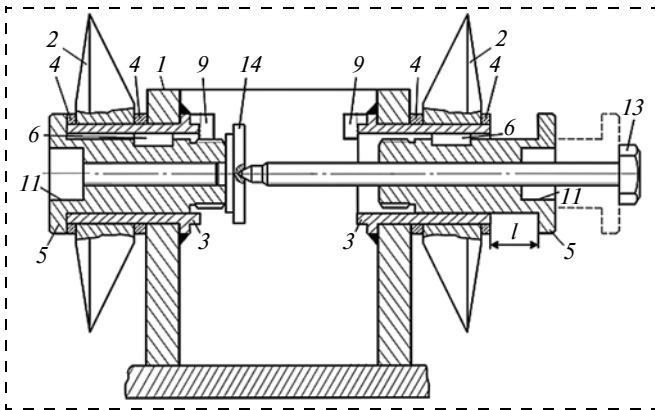


Рис. 6. Демонтаж двух дисковых инструментов из четырехгранной призмы

При демонтаже узлов крепления дисковых инструментов (рис. 6) [6] с каждой стороны боковых граней четырехгранной призмы 1 в торцевой поверхности осей 5 с упорным буртиком при помощи шестигранного ключа извлекаются болты 12 из цилиндрических углублений 11 и обеспечивается свободный доступ для работы с демонтаким винтом 13. Затем извлекается четырехгранная крышка 10 (см. рис. 5). После чего из внутреннего пространства четырехгранной призмы 1 (см. рис. 6) демонтируют круглые шлицевые гайки 8 со стопорными шайбами 7. Далее через демонтаким винт 13 и трехступенчатую шайбу-вкладыш 14 осуществляют демонтаж одной из осей 5 с упорным буртиком. Затем демонтаким винт 13 сначала закручивают в резьбовое гнездо оставшейся оси 5 до упора в гнездо трехступенчатой шайбы-вкладыша 14, средняя ступень которой с упором зацентрирована относительно цапфы-втулки 3 демонтированного узла.

Таким образом, четырехгранные призмы на корпусе раздаточного редуктора в межкорончатом пространстве содержат конструктивный модульный блок из двух соосных дисковых инструментов с унифицированными узлами крепления, позволяющими осуществлять ремонтные операции и замену дисков на месте эксплуатации.

Выводы и рекомендации

Установлено, что для уменьшения продолжительности и числа операций по монтажу и демонтажу породоразрушающего инструмента на коронках проходческих комбайнов избирательного действия со стреловидным исполнительным органом в призабойном пространстве горной выработки целесообразно вместо резцового использовать дисковый инструмент, как наиболее износостойкий.

Применение дискового инструмента с узлами крепления на четырехгранных или трехгранных призмах в стреловидных исполнительных органах проходческих комбайнов позволит, при условии эффективного пылеподавления, свести до минимума температуру и фрикционное искрение в зоне разрушения забойных массивов, а также уменьшить вероятность воспламенения пылегазовой смеси.

Рекомендовано уменьшить трудоемкость монтажно-демонтажных операций за счет использования унифицированных узлов крепления дисковых инструментов на трехгранных призмах для радиальных реверсивных коронок [3—5] и на четырехгранных призмах, размещенных на корпусе раздаточного редуктора стреловидного исполнительного органа с поперечно-осевыми коронками [6].

В целом представленные технические решения по компоновкам узлов крепления дискового инструмента в виде унифицированных конструктивных модулей позволят максимально адаптировать к условиям эксплуатации в проходческих забоях наиболее перспективную систему технического обслуживания и ремонта по фактическому техническому состоянию, целевая функция которой содержит параметры минимизации трудоемкости восстановления работоспособности.

Разработки и рекомендации получены в рамках выполнения государственного задания Минобрнауки России рег. № 01201456209 по теме "Исследование параметров технологий и техники для выбора и разработки инновационных технических решений по повышению эффективности эксплуатации выемочно-проходческих горных машин в Кузбассе".

Список литературы

1. Хорешок А. А., Маметьев Л. Е., Борисов А. Ю., Мухортиков С. Г. Совершенствование конструкции продольно-осевых коронок проходческого комбайна избирательного действия // Горное оборудование и электромеханика. 2010. № 5. С. 2—6.
2. Хорешок А. А., Маметьев Л. Е., Борисов А. Ю., Мухортиков С. Г., Воробьев А. В. Разработка реверсивных коронок для проходческих комбайнов с дисковым инструментом на сменных трехгранных призмах // Горное оборудование и электромеханика. 2013. № 9. С. 40—44.
3. Пат. 2455486 Российская Федерация, МПК Е 21 С 25/18, Е 21 С 27/24 (2006.01). Исполнительный орган проходческого комбайна / Маметьев Л. Е., Хорешок А. А., Борисов А. Ю., Кузнецов В. В., Мухортиков С. Г.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО "Кузбас. гос. техн. ун-т им. Т. Ф. Горбачева". № 2010141881/03; заявл. 12.10.2010; опубл. 10.07.2012, Бюл. № 19. 14 с.

4. Пат. 128898 Российская Федерация, МПК Е 21 С 27/00 (2006.01). Узел крепления дискового инструмента в трехгранной призме / Маметьев Л. Е., Хорешок А. А., Борисов А. Ю., Мухортиков С. Г., Воробьев А. В.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО "Кузбас. гос. техн. ун-т им. Т. Ф. Горбачева". № 2013100882/03; заявл. 09.01.2013; опубл. 10.06.2013, Бюл. № 16. 2 с.

5. Пат. 134586 Российская Федерация, МПК Е 21 С 27/00 (2006.01). Устройство для защиты внутреннего пространства трехгранной призмы от продуктов разрушения / Маметьев Л. Е., Хорешок А. А., Борисов А. Ю.,

Цехин А. М.; патентообладатель ФГБОУ ВПО "Кузбас. гос. техн. ун-т им. Т. Ф. Горбачева". № 2013127350/03; заявл. 14.06.2013; опубл. 20.11.2013, Бюл. № 32. 2 с.

6. Пат. 136086 Российская Федерация, МПК Е 21 С 25/18, Е 21 С 27/24 (2006.01). Исполнительный орган проходческого комбайна избирательного действия / Маметьев Л. Е., Хорешок А. А., Борисов А. Ю., Цехин А. М.; патентообладатель ФГБОУ ВПО "Кузбас. гос. техн. ун-т им. Т. Ф. Горбачева". № 2013135402/03; заявл. 26.07.2013; опубл. 27.12.2013, Бюл. № 36. 3 с.

УДК 622.254.5

А. Б. Жабин, д-р техн. наук, проф., А. Д. Фомичев, асп., ТулГУ, г. Тула

E-mail: zhabin.tula@mail.ru

Некоторые результаты исследований при эксплуатации стволопроходческого агрегата АСП-8,0*

Представлены результаты испытаний стволопроходческого агрегата в стволе Ново-Усольского месторождения Пермского края, описана методика проведения испытаний, выполнено сравнение экспериментальных параметров и показателей с расчетными.

Ключевые слова: агрегат стволопроходческий АСП-8,0, экспериментальное исследование агрегата, показатели производительности, показатели нагруженности исполнительного органа, погружной режим работы

A. B. Zhabin, A. D. Fomichev

Some Research Results in the Operation Barrel Deepening АСП-8,0

The results of tests barrel deepening in the trunk of the New Usolsk field Perm region, describes the method of testing, and a comparison of the experimental parameters and indicators calculated.

Keywords: barrel deepening АСП-8,0, experimental study unit, performance, indicators of loading executive body, immersion mode

Стволопроходческие агрегаты АСП являются первым стволопроходческим оборудованием, разработанным на Скуратовском опытно-экспериментальном заводе. В настоящее время закончена эксплуатация одного стволопроходческого агрегата АСП-8,0 (рис. 1) на Ново-Усольском месторождении Пермского края.

Работая в паре с погружной машиной 2КС2У/40, агрегат обеспечивает комплексную механизацию при проходке стволов диаметром 8 м. При этом возможен как комбайновый, так и бу-

ровзрывной способ проходки в зависимости от крепости встречающихся пород.

Основным преимуществом данного комплекса являются удачная реализация схемы проходки ствола, невысокая стоимость агрегата, высокие показатели производительности в сравнении с буровзрывным способом проходки, малое количество людей, обслуживающих данный агрегат, и как результат — выгодные экономические показатели строительства ствола.

Агрегат запустили в эксплуатацию в стволе на глубине 266 м, а в конце эксплуатации он дошел до глубины 500 м.

* Описание конструкции агрегата и расчет шнеково-фрезерного исполнительного органа опубликованы в номерах 1 и 3 за этот год [1, 2].

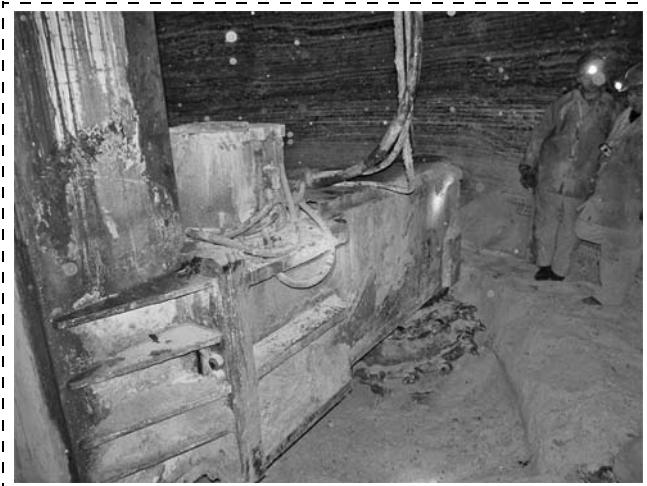


Рис. 1. Агрегат стволопроходческий АСП-8,0 в стволе ЗАО "ОГСК" [3]

На глубине 398 м при разрушении каменной соли с пределом прочности на одноосное сжатие $\sigma_{сж} = 28$ МПа был проведен замер производительности, а также силовых и энергетических показателей работы исполнительного органа при использовании шнековой фрезы с 50-ю резцами ПС-2. Измерения осуществлялись специальной аппаратурой, установленной на внутреннем кольце АСП (рис. 2), которая включала в себя: датчики 1 давления гидроцилиндров поворота исполнительно-

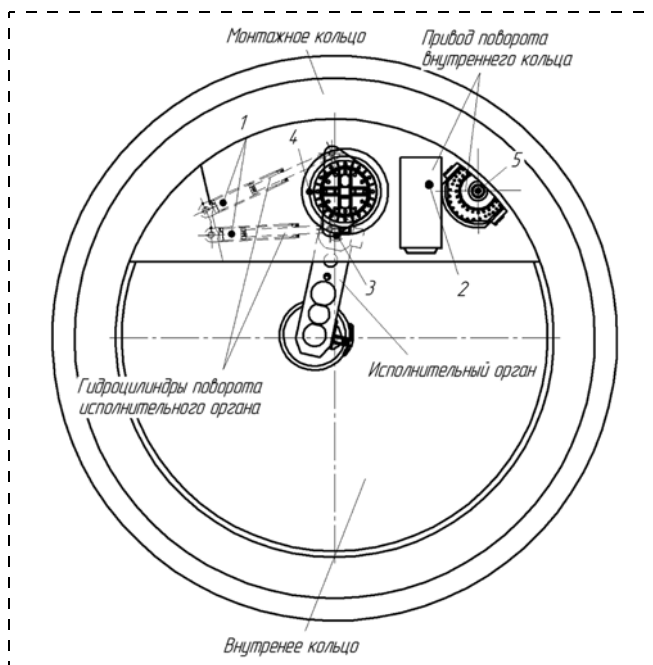


Рис. 2. Схема расположения измерительной аппаратуры: 1 — датчики давления гидроцилиндров поворота исполнительного органа; 2 — датчики давления привода поворота внутреннего кольца; 3 — амперметр привода шнековой фрезы исполнительного органа; 4 — энкодер поворота исполнительного органа; 5 — энкодер поворота внутреннего кольца

го органа; датчики 2 давления привода поворота внутреннего кольца; амперметр 3 привода шнековой фрезы, датчики положения исполнительного органа в пространстве. С помощью этой аппаратуры определялись производительность по отбойке Q_0 , затрачиваемая мощность N , крутящий момент на валу фрезы M и усилие подачи исполнительного органа P_y .

Производительность по отбойке Q_0 и нагруженность исполнительного органа замерялись путем нанесения 15 меток на монтажном кольце, вокруг которого вращалось внутреннее кольцо, осуществляя разработку забоя. Разработка забоя проводилась по заданным отметкам, при этом измерялись сила тока в приводе вращения фрезы, давление в гидроцилиндрах поворота колонны, давление в приводе поворота внутреннего кольца и время на прохождение каждой отметки. Подача фрезы во время эксперимента осуществлялась непрерывно. При возникновении задержки в подаче исполнительного органа измерение времени приостанавливалось, после устранения задержки замер времени продолжался. Нагруженность исполнительного органа определялась по показаниям амперметра и датчиков давления гидроцилиндров подачи.

Расчет *производительности по отбойке*, $м^3/мин$, выполнялся по формуле

$$Q_0 = S v_{п},$$

где S — активная площадь разрушения забоя; $v_{п}$ — скорость подачи исполнительного органа на основании измеренного времени прохождения между метками.

Расчет *затрачиваемой мощности*, кВт, на разрушение забоя проводился по формуле

$$N = P \eta_p,$$

где P — полезная мощность электродвигателя вращения фрезы, кВт, которая определялась по показаниям силы тока I [4]

$$P = \sqrt{3} I U_{ном} \cos \varphi \eta_{э},$$

где $U_{ном}$ — номинальное напряжение сети, В; $\cos \varphi$ — коэффициент мощности; $\eta_{э}$ — КПД электродвигателя; η_p — КПД редуктора вращения фрезы.

Крутящий момент, $кН \cdot м$, вычислялся исходя из соответствующей ему мощности по следующей зависимости [3]

$$M = \frac{9,55 N}{n_{и.о}},$$

где $n_{и.о}$ — частота вращения исполнительного органа $мин^{-1}$.

Усилие подачи, кН, определялось исходя из показаний датчика давления, установленного в приводе поворота внутреннего кольца, по зависимости

$$P_y = \frac{967 \Delta P}{D_y - \frac{D_{и.о}}{2}},$$

где ΔP — текущее давление в приводе внутреннего кольца; D_y — диаметр обрабатываемого уступа; $D_{и.о}$ — диаметр исполнительного органа.

Результаты расчетов, выполненные с учетом замеров при использовании фрезы с 50-ю резцами ПС-2, представлены в таблице.

С учетом особенностей технологии работы агрегата были установлены показатели его технической и эксплуатационной производительности в реальных условиях работы. Результаты измерений представлены на рис. 3.

Выполненные исследования и замеры показывают (см. таблицу и рис. 3), что при работе агрегата в указанных выше условиях при использовании фрезы с 50-ю резцами ПС-2 среднее значение производительности по отбойке $Q_0 = 0,57 \text{ м}^3/\text{мин}$ не-

Показатели производительности по отбойке и нагруженности исполнительного органа агрегата при разрушении каменной соли с $\sigma_{сж} = 28 \text{ МПа}$

Показатель	Производительность по отбойке Q_0 , $\text{м}^3/\text{мин}$	Усилие подачи P_y , кН	Крутящий момент M , $\text{кН} \cdot \text{м}$	Мощность N , кВт
Максимальный	0,88	50,0	42,3	177,2
Минимальный	0,18	11,8	25,1	105,0
Средний	0,57	25,5	35,9	150,3

Примечание: "средний" показатель — один из промежуточных между максимальным и минимальным.

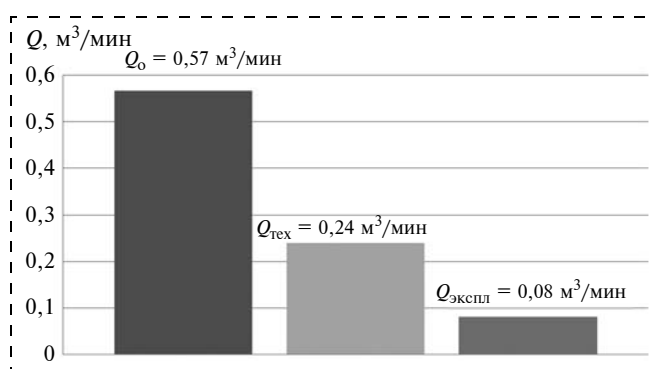


Рис. 3. Показатели производительности при работе АСПИ-8,0 на Новоусольском месторождении на глубине 398 м по породе с $\sigma_{сж} = 11...28 \text{ МПа}$: Q_0 — производительность по отбойке; $Q_{тех}$ — техническая производительность; $Q_{экспл}$ — эксплуатационная производительность

много ниже заданной в техническом задании производительности $0,5 \text{ т}/\text{мин}$ ($0,61 \text{ м}^3/\text{мин}$ для пород с заданной плотностью). Максимальная мощность привода вращения фрезы составила $177,2 \text{ кВт}$, а максимальное усилие подачи — 50 кН , что меньше параметров, указанных в технической характеристике агрегата (номинальная мощность привода фрезы — 250 кВт , максимальное усилие подачи фрезы — 220 кН).

Техническая производительность, соответствующая среднему значению $Q_0 = 0,57 \text{ м}^3/\text{мин}$, составляет $Q_{тех} = 0,24 \text{ м}^3/\text{мин}$ и учитывает затраты времени на следующие операции: зарубка исполнительного органа в вертикальном и горизонтальном направлениях; монтаж тубингового кольца; перемещение агрегата в вертикальном направлении с последующей его корректировкой в пространстве; опускание и поднятие элементов внутреннего кольца, а также монтаж и демонтаж агрегата к тубинговой обделке. Предпоследняя операция необходима для осуществления отгрузки разрушенной породы погрузочной машиной 2КС2/У40.

Эксплуатационная производительность $Q_{экспл} = 0,08 \text{ м}^3/\text{мин}$ и включает в себя затраты времени, связанные со следующими операциями: погрузка разрушенной породы погрузочной машиной 2КС2/У40; доставка необходимого оборудования при монтаже тубинговой обделки и бетонирование. Из вышеизложенного следует, что резкое снижение производительности агрегата в реальных условиях связано с недостаточной производительностью погрузочной машины 2КС2/У40, что, в свою очередь, заметно сдерживает производительность агрегата и длительность процедуры монтажа тубинговой обделки.

Для сравнения усилий, действующих на исполнительный орган и полученных в результате проведения эксперимента, с теоретическими результатами можно воспользоваться существующей методикой расчета [5]. Расчет проводился для резцов в соответствии с принятой схемой их расстановки на исполнительном органе (см. рис. 8 в статье [2]). Результаты нагруженности исполнительного органа при заданной средней производительности, полученной на основании проведенного эксперимента (см. таблицу), представлены ниже.

Теоретические показатели нагруженности исполнительного органа агрегата при разрушении каменной соли с $\sigma_{сж} = 28 \text{ МПа}$

Производительность по отбойке Q_0 , $\text{м}^3/\text{мин}$, по результатам эксперимента	0,57
Усилие подачи P_y , кН	39,3
Крутящий момент M , $\text{кН} \cdot \text{м}$	25,5
Мощность N , кВт	106,9

Дополнительно выполнен расчет производительности агрегата по методике [5] при показателях мощности, полученных в результате экспериментальных замеров. Результаты расчета приведены на рис. 4, на котором также для сравнения показаны результаты, полученные в ходе выполнения эксперимента.

На приведенных графиках видно, что показания производительности, полученные теоретическим путем, оказались больше значений производительности, полученных экспериментальным путем при проходке ствола при равных значениях расхо-

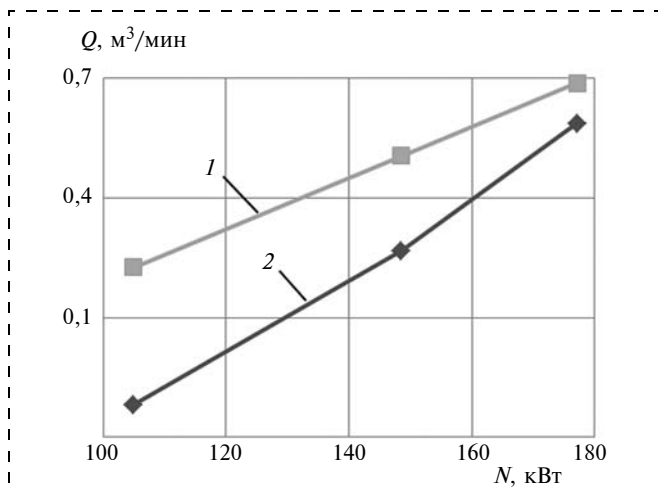


Рис. 4. Зависимости теоретической (1) и экспериментальной (2) производительности по отбою от мощности, затрачиваемой на разрушение

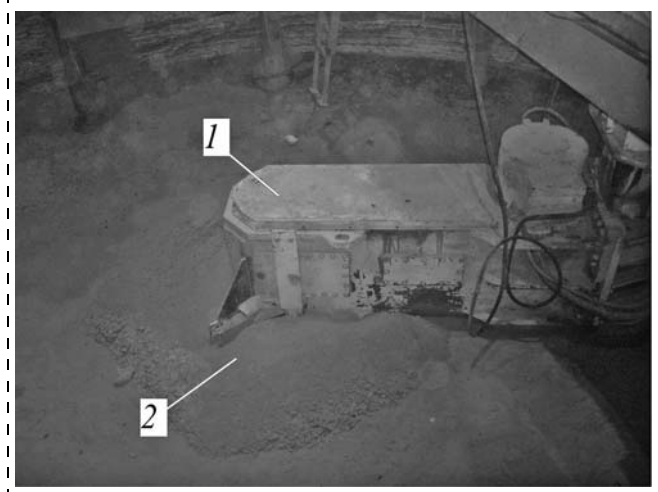


Рис. 5. Погружной режим работы шнековой фрезы: 1 — рукоять исполнительного органа; 2 — неотгруженная горная порода

дуемой мощности. Например, при расходуемой мощности привода фрезы $N = 150$ кВт значение теоретической производительности составило $Q_T = 0,81$ м³/мин, а значение производительности, полученной экспериментально, — $Q_0 = 0,57$ м³/мин, т. е. ниже на 42,1 %. Следует отметить, что схема разрушения, реализованная в данном агрегате, отличается от схемы работы проходческих и добычных комбайнов с корончатыми, шнековыми и барабанными исполнительными органами. Особенностью работы шнековой фрезы данного агрегата является ее вертикальная ориентация, при которой разрушенная порода непрерывно находится с ней в контакте. Наличие неотгруженных объемов разрушенной горной массы в зоне работы фрезы обуславливает так называемый "погружной" режим ее работы и приводит к переизмельчению и перемешиванию породы (рис. 5), сопровождающиеся ростом нагруженности и энергоемкости процесса разрушения. Поэтому существующие методики расчета [5] требуют корректировки в части учета погружного режима работы исполнительного органа. В связи с этим необходимо установить усовершенствованные зависимости для расчета производительности, необходимые для оптимизации работы и создания автоматизированной системы управления новыми агрегатами АСП-8,0/7,0, проектирование которых ведется в настоящее время на Скуратовском опытно-экспериментальном заводе.

Список литературы

1. Жабин А. Б., Фомичев А. Д. Стволопроходческий агрегат АСП-8,0 // Горное оборудование и электромеханика. 2014. № 1. С. 3–5.
2. Жабин А. Б., Поляков Ан. В., Фомичев А. Д. Расчет шнеко-фрезерного исполнительного органа стволопроходческого агрегата АСП-8,0 // Горное оборудование и электромеханика. 2014. № 3. С. 3–8.
3. Объединенная горно-строительная компания, проектирование и строительство вертикальных стволов горнодобывающих комплексов. М.: ЗАО "ОГСК". [Электронный ресурс]. URL: <http://ogsk.ru/>.
4. Архипцев Ю. Ф. Асинхронные электродвигатели. М.: Энергия, 1975. 96 с.
5. РД 1321–77. Комбайны проходческие избирательного действия. Расчет исполнительных органов. Методика.

Выбор параметров погрузочных органов проходческих комбайнов с нагребными звездами

Сформулирована и решена задача выбора параметров погрузочных органов проходческих комбайнов с нагребными звездами. Обоснованы целевая функция, ограничения и дополнительные критерии качества поиска рациональных вариантов технических решений. Выполнены поиск и анализ параметров погрузочного органа для комбайна КП-21, найдено рациональное решение с минимальной энергоемкостью погрузки.

Ключевые слова: проходческий комбайн, погрузочный орган с нагребными звездами, выбор параметров, инженерная методика

A. V. Otkov, G. Sh. Khazanovich, N. B. Afonina

Selecting Parameters of Loading Tunneling Machines with Loading Organs with Raking Sprockets

The problem of the choice of parameters of the loading shovel tunneling machines with stars was formulated and solved. The objective function, constraints, and additional quality criteria rational search of the technical solutions were substantiated. The parameters of the loading body to combine КП-21 were searched and analysed, a rational solution with minimal energy consumption of loading was founded.

Keywords: driving combine, loading organ with raking sprockets, choice of parameters, engineering method

Введение

Для проведения горных выработок широко применяются проходческие комбайны избирательного действия с погрузочными органами с нагребными звездами. Однако в открытых источниках практически отсутствуют данные об исследованиях таких погрузочных органов и, учитывая разнообразные варианты их компоновок, сочетаний параметров, можно сделать вывод о необходимости разработки инженерной методики выбора основных параметров погрузочных органов с нагребными звездами.

1. Задача выбора параметров погрузочных органов

Проведенные на кафедре "Технология и комплексы горных, строительных и металлургических производств" Шахтинского института (филиала) ЮРГПУ (НПИ) им. М. И. Платова теоретические и экспериментальные исследования [1] рабочих процессов взаимодействия с горной массой погрузочных органов с нагребными звездами проходческих комбайнов избирательного действия позволили разработать математические модели формирования производительности и нагрузок таких органов [2], на основании которых разрабо-

тана инженерная методика выбора их основных параметров [3].

Необходимость разработки инженерной методики обусловлена разнообразием возможных сочетаний таких параметров, как координаты центров вращения нагребных звезд, внешние диаметры d_{zv} и радиусы (диаметры) центральных втулок нагребных звезд r_1 , расстояние между центрами звезд L_{zv} , расстояние от кромки питателя до центров вращения звезд L_0 , ширина захвата материала нагребными звездами B_1 , число Z , высота и угол установки лучей Θ и др. (рис. 1).

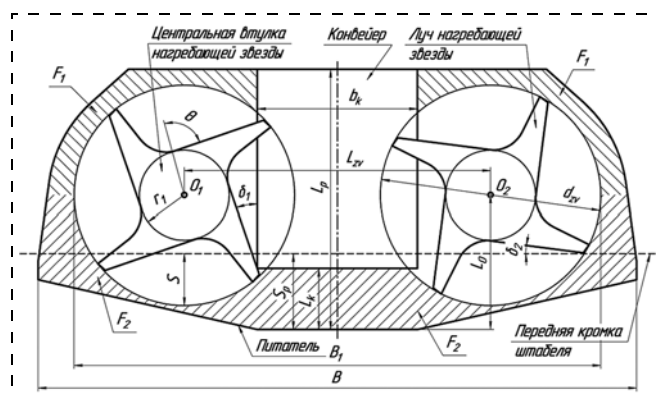


Рис. 1. Расчетная схема погрузочного органа

Для оценки эффективности получаемых технических решений целесообразно рассматривать удельную энергоёмкость погрузки горной массы [3]. При этом производительность погрузочного органа, как ограничение, задается разрушающим органом комбайна. Критерий удельной энергоёмкости погрузки косвенно включает в себя многие показатели функционирования машины. Снижение удельных энергозатрат E ведет к уменьшению момента сопротивления M_c , повышению производительности Q , надежности, уменьшению требуемой мощности привода. Производительность Q зависит от глубины внедрения плиты S_p и звезды S .

Удельная энергоёмкость погрузки:

$$E = 2\pi \frac{M_c}{Q}, \text{ Дж/м}^3. \quad (1)$$

При проектировании погрузочного органа кроме целевой функции определены система ограничений и дополнительные приоритетные параметры для выбора вариантов исполнения погрузочных органов, в которых значения удельных энергоёмкостей одинаковы. К таким дополнительным показателям качества относятся (см. рис. 1) площади "мертвых зон" F_1 и F_2 и направление вектора потока погружаемого материала, которые характеризуются углами "встречи" лучей нагребающей звезды с конвейером δ_1 и с передней кромкой штабеля δ_2 .

Система ограничений включает в себя кинематические, габаритные и силовые соотношения. Габаритные ограничения определяются условиями эксплуатации проходческого комбайна: шириной питателя B ; длиной питателя L_p ; углом установки питателя α (углом наклона питателя к осевой плоскости); расстоянием от передней кромки приемного бункера скребкового конвейера до передней кромки питателя L_k ; шириной приемного конвейера b_k . Силовые и энергетические ограничения учитывают максимальные и средние моменты сопротивлений на валах нагребающих звезд и энерговооруженность привода погрузочного органа.

Таким образом, задача выбора рациональных параметров погрузочного органа с нагребающими звездами формулируется следующим образом: выбрать численные значения конструктивных параметров погрузочного органа с заданной конструктивно-кинематической схемой, обеспечивающего по производительности разрушающий орган проходческого комбайна так, чтобы при заданной совокупности габаритных силовых и энергетических ограничений удельная энергоёмкость была бы наименьшей.

2. Выбор параметров погрузочных органов

На примере проходческого комбайна КП-21 с нагребающими звездами производства ОАО "Копейский машиностроительный завод" в соответствии с разработанной инженерной методикой [3] проведен выбор параметров погрузочного органа с использованием нижеприведенных зависимостей.

Технические параметры погрузочного органа комбайна КП-21

Максимальная производительность разрушающего органа $Q_p, \text{ м}^3/\text{мин}$	2
Ширина питателя $B, \text{ м}$	3,4
Ширина конвейера $b_k, \text{ м}$	0,55
Угол наклона питателя $\alpha, ^\circ$	19
Максимальная глубина внедрения питателя $S_p, \text{ м}$	0,5
Расстояние от кромки питателя до конвейера $L_k, \text{ м}$	0,6
Высота нагребающего луча $h, \text{ м}$	0,06
Диаметр нагребающей звезды $d_{zv}, \text{ м}$	1,4
Радиус центральной втулки звезды $r_1, \text{ м}$	0,3
Частота вращения нагребающих звезд, мин^{-1}	30
Расстояние между центрами нагребающих звезд $L_{zv}, \text{ м}$	1,72
Расстояние от кромки питателя до центра вращения звезды $L_o, \text{ м}$	0,9
Длина питателя $L_p, \text{ м}$	1,65
Суммарная площадь зон $F_1, \text{ м}^2$	0,38
Суммарная площадь зон $F_2, \text{ м}^2$	1,3

Выбор параметров погрузочного органа осуществляется исходя из среднего размера куска погружаемого материала $d_{sr} = 0,1 \text{ м}$.

Исходя из заданных габаритов погрузочного органа, определяем диаметр нагребающих звезд с учетом технологических зазоров от края питателя до звезды $l_{\text{тех}}$:

$$d_{zv1} = L_p - l_{\text{тех}} = 1,65 - 0,1 = 1,55 \text{ м}; \quad (2)$$

$$d_{zv2} = 0,5(B - d_{sr} - l_{\text{тех}}) = 0,5 \cdot (3,4 - 0,1 - 0,1) = 1,6 \text{ м}. \quad (3)$$

Таким образом, принимаем для моделирования $d_{zv} = 1,55 \text{ м}$.

Расстояние между центрами вращения нагребающих звезд по условию вписывания в питатель по ширине:

$$L_{zv} = d_{zv} + d_{sr} = 1,55 + 0,1 = 1,65 \text{ м}. \quad (4)$$

Расстояние от кромки питателя до центров вращения нагребающих звезд выбирается по соотношению

$$L_o = 0,5(d_{zv} + l_{\text{тех}}) = 0,5 \cdot (1,55 + 0,1) = 0,825 \approx 0,83 \text{ м}. \quad (5)$$

При выборе вариантов ширина конвейера B_k считается постоянной и не подлежащей изменению, отсюда радиус центральной втулки нагребающей звезды r_1 :

$$r_1 = 0,5(L_{zv} - b_k) = 0,5(1,65 - 0,55) = 0,55 \text{ м}; \quad (6)$$

$$r_1 L_o - S_p = 0,8 - 0,5 = 0,3 \text{ м}. \quad (7)$$

Для дальнейшего моделирования принимается $r_1 = 0,3 \text{ м}$.

Как показали результаты исследований [2], необходимо стремиться к уменьшению угла Θ , что повышает эффективность разгрузки лучей, незначительно повышая при этом нагрузки на валу звезды. Таким образом, угол установки лучей целесообразно принять равным $\Theta = -90^\circ$.

На комбайне КП-21 установлены лучи высотой 0,06 м, ее отношение к среднему размеру кустика погружаемого материала ($d_{sr} = 0,1$ м) составляет 0,6, что является минимальным значением для исследованных процессов и разработанных математических моделей. В связи с этим для оценки влияния высоты луча на энергоемкость рассматривается три варианта лучей с высотами: $h_1 = 0,06$ м; $h_2 = 0,1$ м; $h_3 = 0,14$ м.

Принимая во внимание, что расположить шесть лучей, установленных под углом $\Theta = -90^\circ$, затруднительно, число лучей Z для варианта $\Theta = -90^\circ$ рассматривается, равное трем, четырем и пяти.

Рассматривать нагребающие звезды с диаметром меньше, чем установлены на КП-21, для данного питателя нецелесообразно, так как уменьшение диаметра снижает возможную ширину захвата материала.

Для сравнения между собой различных конструктивных решений принимаются варианты (табл. 1), у которых число лучей равно трем, четырем, пяти и шести (при радиальной установке лучей с $\Theta = 0^\circ$) при равенстве прочих параметров. Таким образом, общее число технических решений будет равно 42.

Группы вариантов компоновки погрузочных органов

Номер группы	Z, шт.	d_{zv} , м	h , м	Θ , °	S, м	Номер группы	Z, шт.	d_{zv} , м	h , м	Θ , °	S, м
1	3, 4, 5	1,4	0,06	-90	0,3	7	3, 4, 5	1,55	0,06	-90	0,47
2	3, 4, 5	1,4	0,1	-90	0,3	8	3, 4, 5	1,55	0,1	-90	0,47
3	3, 4, 5	1,4	0,14	-90	0,3	9	3, 4, 5	1,55	0,14	-90	0,47
4	3, 4, 5, 6	1,4	0,06	0	0,3	10	3, 4, 5, 6	1,55	0,06	0	0,47
5	3, 4, 5, 6	1,4	0,1	0	0,3	11	3, 4, 5, 6	1,55	0,1	0	0,47
6	3, 4, 5, 6	1,4	0,14	0	0,3	12	3, 4, 5, 6	1,55	0,14	0	0,47

Таблица 1

3. Моделирование рабочего процесса по вариантам компоновки погрузочных органов

В результате моделирования по полученным ранее математическим зависимостям [3] рассчитаны средняя производительность погрузочного органа Q , средний момент сопротивления M_c и средняя удельная энергоемкость E за первые четыре оборота нагребающих звезд. По этим средним величинам определены средняя удельная мощность привода N_w и минимально требуемая установленная мощность привода $N_{уст.}$ В табл. 2 приведен фрагмент результатов моделирования, причем вариант № 1 компоновки погрузочного органа соответствует погрузочному органу комбайна КП-21. На рис. 2 и 3 показаны примеры результатов моделирования по вариантам, представленным в табл. 1. По данным табл. 2 3-й, 13-й и 17-й варианты компоновки обладают низкой удельной энергоемкостью E и требованиями к величине установленной мощности $N_{уст.}$

В результате моделирования, как видно в табл. 2 и на графиках (см. рис. 2, 3), установлено, что при увеличении диаметра звезды растут как производительность, так и нагрузки, удельная энергоемкость и минимальная установленная мощность.

Увеличение угла установки лучей влечет за собой увеличение минимально требуемой установленной

Результаты моделирования (фрагмент)

Номер варианта	Z	d_{zv} , м	h , м	Θ , °	S, м	Q , м ³ /мин	M_c , кН·м	E , кДж/м ³	N_w , кВт/(м ³ /мин)	$N_{уст.}$, кВт
1	3	1,4	0,06	-90	0,3	2,47	1,55	101,77	2,42	5,99
2	4	1,4	0,06	-90	0,3	3,10	1,54	82,15	1,96	6,07
3	5	1,4	0,06	-90	0,3	3,61	1,35	63,33	1,51	5,45
4	3	1,4	0,1	-90	0,3	2,66	1,57	97,91	2,33	6,20
9	5	1,4	0,14	-90	0,3	3,67	1,28	64,53	1,54	5,63
10	3	1,4	0,06	0	0,3	2,68	1,97	119,08	2,84	7,59
11	4	1,4	0,06	0	0,3	3,36	1,95	96,13	2,29	7,68
12	5	1,4	0,06	0	0,3	3,91	1,71	74,10	1,76	6,89
13	6	1,4	0,06	0	0,3	4,62	1,47	55,48	1,32	6,11
14	3	1,4	0,1	0	0,3	2,87	1,99	114,56	2,73	7,84
15	4	1,4	0,1	0	0,3	3,46	1,91	94,33	2,25	7,78
16	5	1,4	0,1	0	0,3	3,89	1,63	74,17	1,77	6,87
17	6	1,4	0,1	0	0,3	4,46	1,37	56,65	1,35	6,02
18	3	1,4	0,14	0	0,3	3,09	2,07	112,84	2,69	8,31
19	4	1,4	0,14	0	0,3	3,62	1,94	94,46	2,25	8,14
24	5	1,55	0,06	-90	0,47	5,84	2,42	70,11	1,67	9,75
25	3	1,55	0,1	-90	0,47	5,14	3,37	108,40	2,58	13,27
26	4	1,55	0,1	-90	0,47	5,39	2,82	89,26	2,13	11,46
27	5	1,55	0,1	-90	0,47	5,82	2,30	70,18	1,67	9,72
28	3	1,55	0,14	-90	0,47	5,53	3,51	106,77	2,54	14,06
31	3	1,55	0,06	0	0,47	5,17	4,21	131,84	3,14	16,24
36	4	1,55	0,1	0	0,47	5,83	3,57	104,44	2,49	14,50
37	5	1,55	0,1	0	0,47	6,29	2,92	82,12	1,96	12,30
38	6	1,55	0,1	0	0,47	7,09	2,40	62,72	1,49	10,59
39	3	1,55	0,14	0	0,47	5,98	4,44	124,93	2,97	17,80
40	4	1,55	0,14	0	0,47	6,09	3,62	104,58	2,49	15,17
41	5	1,55	0,14	0	0,47	6,41	2,89	83,60	1,99	12,76
42	6	1,55	0,14	0	0,47	7,07	2,34	64,92	1,55	10,93

Таблица 2

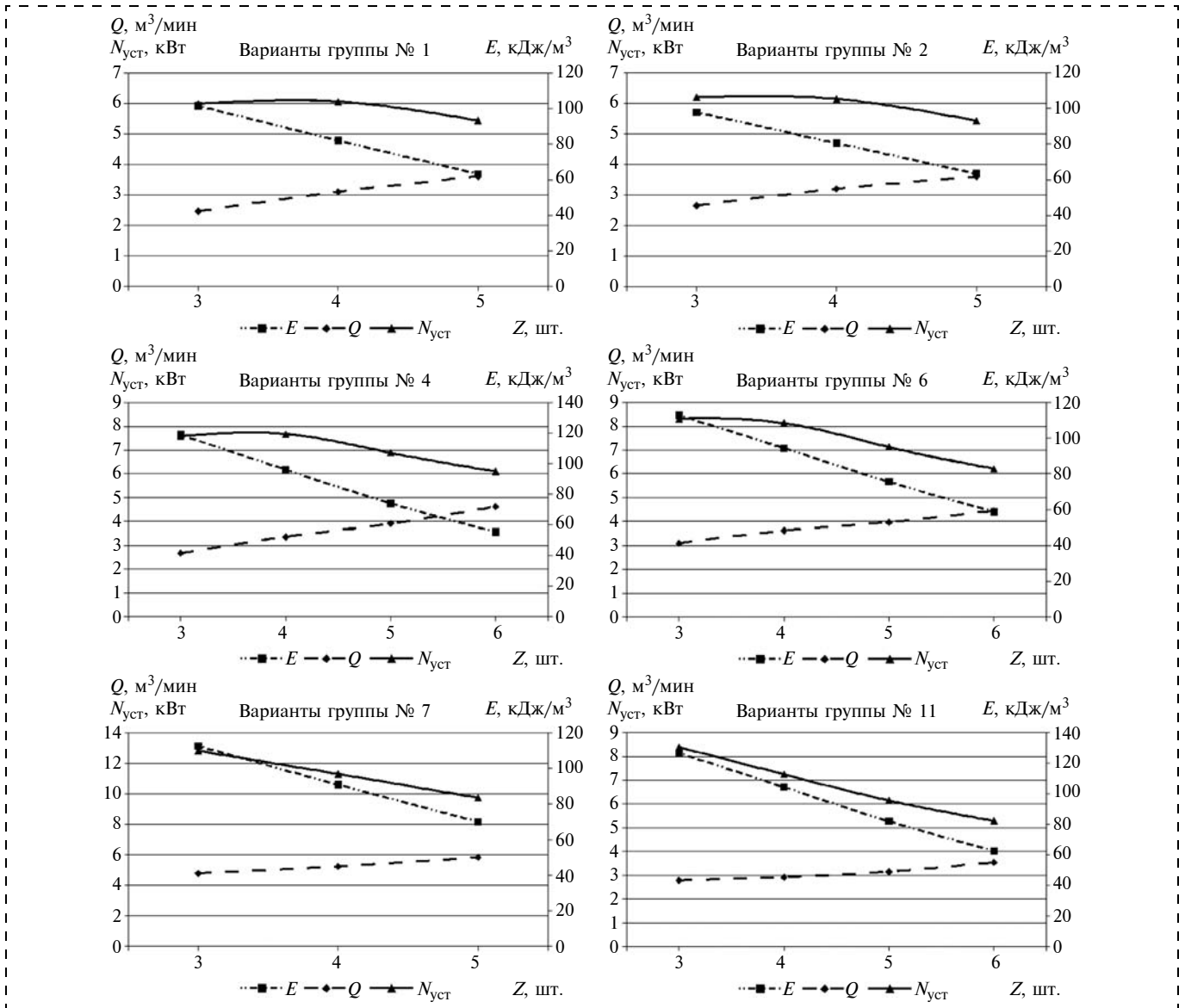


Рис. 2. Результаты моделирования по вариантам исполнения погрузочного органа:
 E — удельная энергоёмкость; Q — производительность; $N_{уст}$ — установленная мощность привода

мощности. Рост производительности с увеличением высоты лучей тем значительней, чем меньше число лучей на звезде. С увеличением числа лучей требование к величине установленной мощности снижается, причем кривизна графиков зависит от диаметра звезды.

Геометрическое моделирование позволило установить значения углов δ_1 и δ_2 , а также площадей F_1

Таблица 3

Результаты геометрического моделирования

$\Theta, ^\circ$	$d_{zv}, м$	$\delta_1, ^\circ$	$\delta_2, ^\circ$	$F_1, м^2$	$F_2, м^2$
-90	1,4	35	5	0,38	1,3
0	14	60	28		
-90	1,55	34	2	0,26	0,88
0	1,55	61	23		

и F_2 "мертвых" зон (табл. 3). Так как центры вращения "больших" нагребающих звезд для их размещения на питателе смещены относительно центров вращения звезд КП-21, углы "встречи" зависят как от угла установки лучей, так и от варианта исполнения нагребающих звезд.

Как показал анализ результатов проведенных расчетов (табл. 4), в границах параметров существ-

Таблица 4

Анализ показателей

Показатель	min	max	% к min	max/min
$Q, м^3/мин$	2,47	7,34	196,81	2,97
$M_c, кН \cdot м$	1,28	4,44	247,51	3,48
$E, кДж/м^3$	55,48	131,84	137,63	2,38
$N_{пр}, кВт/(м^3/мин)$	1,32	3,14	137,63	2,38
$N_{уст}, кВт$	5,43	17,80	227,78	3,28

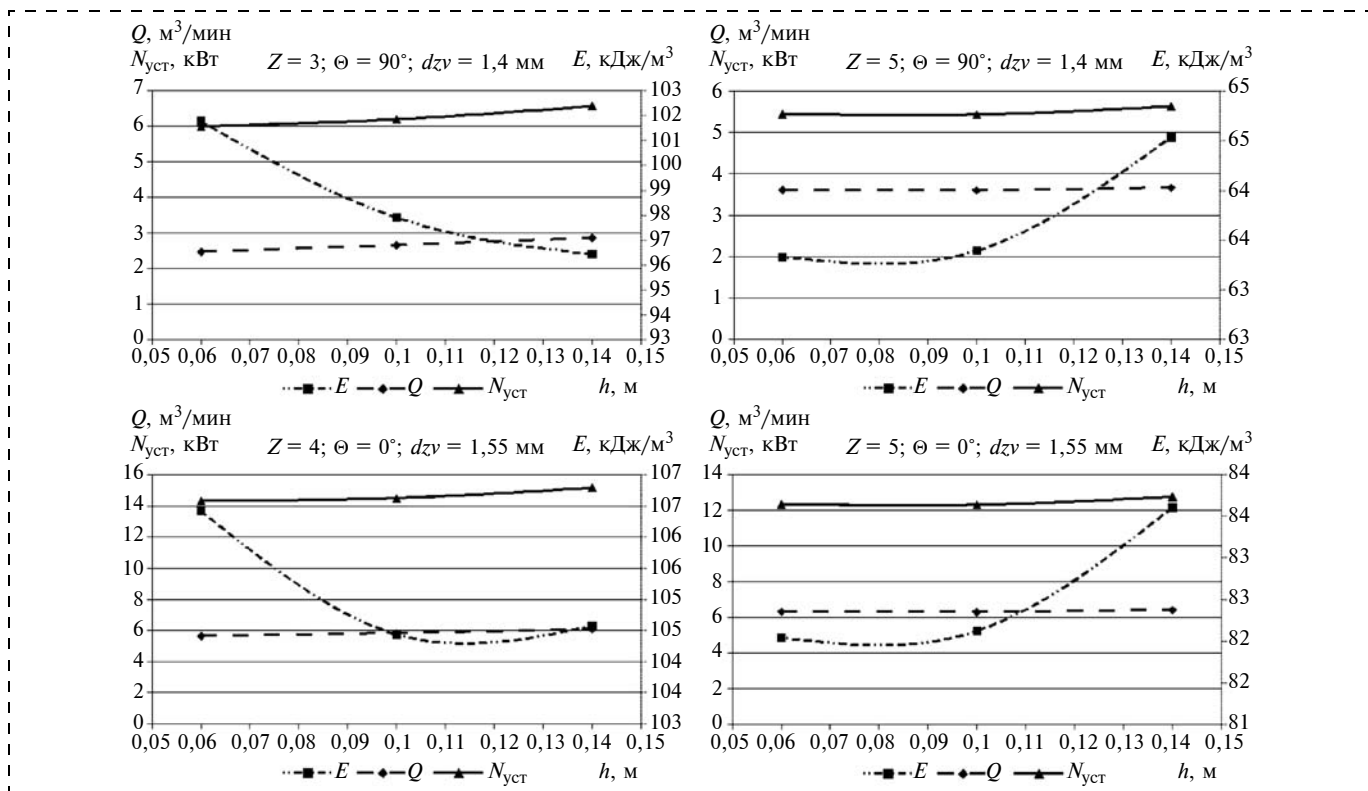


Рис. 3. Зависимости расчетных показателей от высоты лучей

вующего питателя проходческого комбайна КП-21 возможна реализация различных вариантов погрузочного органа, обладающих большим диапазоном значений показателей от min к max. Так, возможна разработка погрузочного органа с производительностью более 7 м³/мин или же имеющего удельную энергоёмкость погрузки всего 55 кДж/м³.

Наиболее выгодные сочетания параметров с точки зрения энергетической эффективности имеют варианты исполнения нагребающих звезд с пятью и шестью лучами, установленных радиально ($\Theta = 0^\circ$). Лучи с $\Theta = -90^\circ$ имеют несколько большую удельную энергоёмкость погрузки за счет сниженной производительности звезды, однако уменьшение угла установки лучей ведет к уменьшению углов δ_1 примерно в 2 раза, что улучшает процесс разгрузки луча над бункером приемного конвейера и снижает вероятность захвата материала и движения его "по кругу".

Выводы

Рациональные параметры погрузочного органа установлены методом целенаправленного перебора вариантов, при этом обоснованы целевая функция и система ограничений. В качестве целевой функции может быть выбрана максимальная производительность погрузочного органа для заданной его энерговооруженности или минимальное значение удельных энергозатрат при обеспечении необходи-

мой производительности. Система ограничений зависит от конкретного содержания задачи и сводится к совокупности геометрических, энергетических, силовых и других ресурсных ограничений.

Для комбайна КП-21 рассчитана модернизация погрузочного органа, предусматривающая установку пятилучевых нагребающих звезд при постоянстве остальных параметров как у прежнего органа с трехлучевыми звездами, что позволит по прогнозным показателям снизить удельную энергоёмкость процесса зачерпывания материала в 1,6 раза (на 37%), повысить производительность на 46%, при этом требуемая мощность привода останется в прежних пределах.

Список литературы

1. Хазанович Г. Ш., Афонина Н. Б., Отроков А. В. Физические закономерности процесса погрузки горной массы погрузочными органами с нагребающими звездами // Горное оборудование и электромеханика. 2013. № 4. С. 25–31.
2. Афонина Н. Б. Математическое моделирование рабочих процессов погрузочных органов с нагребающими звездами // Современные проблемы науки и образования. 2013. № 5. URL: <http://www.science-education.ru/111-10528> (дата обращения: 28.10.2013).
3. Афонина Н. Б. Рациональные параметры погрузочных органов проходческих комбайнов с нагребающими звездами: Автореф. дис. канд. техн. наук. Новочеркасск, 2013. 20 с.

УДК 622.5; 622.58

А. А. Гузеев, асп., В. Е. Кисляков, д-р техн. наук, проф., СФУ, г. Красноярск

E-mail: temich88@mail.ru

Работа, совершаемая механизмами подъема рукояти обратной механической лопаты, при черпании из-под воды

Дополнена методика расчета параметров привода механизма подъема рукояти обратной механической лопаты при черпании из-под воды. Проведен анализ влияния обводненных условий на параметры привода механизма подъема. В качестве примера принята серия экскаваторов типа обратной механической лопаты компании "Liebherr".

Ключевые слова: обводненные условия, обратная механическая лопата, перемещение ковша, черпание из-под воды, экскаватор, подводный забой, обводненные месторождения

A. A. Guzeev, V. E. Kislyakov

The Action, Accomplishing of Mechanism for Lifting of Back Digger During Scooping out of the Water

The design procedure of parameters of the driving gear mechanism for lift arm of back digger during scooping out of the water is completed in this article. The authors are carried out the influence water-cut factor on parameters of the driving gear mechanism for lifting. The range of back digger of Liebherr is given as an example in this article.

Keywords: watered area, backhoe-pullshovel, moving the bucket, digging out of the water, excavator, underwater face, water-bearing deposits

Большинство предприятий, разрабатывающих обводненные месторождения полезных ископаемых, сталкиваются с проблемой водопритоков в карьерное поле. В связи с этим возникают значительные затраты на водоотлив, возведение и эксплуатацию гидротехнических сооружений, нарушая большие площади земель, необходимые для размещения гидротехнических сооружений. Доля перчисленных затрат в себестоимости продукции может достигать до 30...40 %.

В целях энергосбережения, а также сокращения затрат предприятий, разрабатывающих обводненные месторождения полезных ископаемых, предлагается вести горные работы из-под воды с помощью экскаваторов типа обратная механическая лопата, исключая процесс водоотлива. Возникает необходимость изучения влияния обводненных условий на технические параметры экскаватора и трудность разработки месторождения.

Для расчета параметров привода рабочего оборудования и выбора типоразмеров гидроцилиндров для экскаватора типа обратная механическая лопата принята методика В. Я. Крикуна [1]. На ее основе была дополнена методика расчета работы, совершаемой механизмами подъема рукояти экскаватора типа обратная механическая лопата, и построена расчетная схема с учетом обводненных условий (рис. 1).

Основным результирующим показателем для выбора механизма привода рукояти, а именно типоразмера гидроцилиндра является его необходимый объем, который находится следующим образом [1]

$$W_{гц} = \frac{A_{п}}{P_{р.ср} \eta_p k_{п}}, \text{ л}, \quad (1)$$

где $P_{р.ср}$ — среднее рабочее давление в гидроцилиндре, МПа; $A_{п}$ — полная работа, затрачиваемая на преодоление сопротивления грунта копанию и

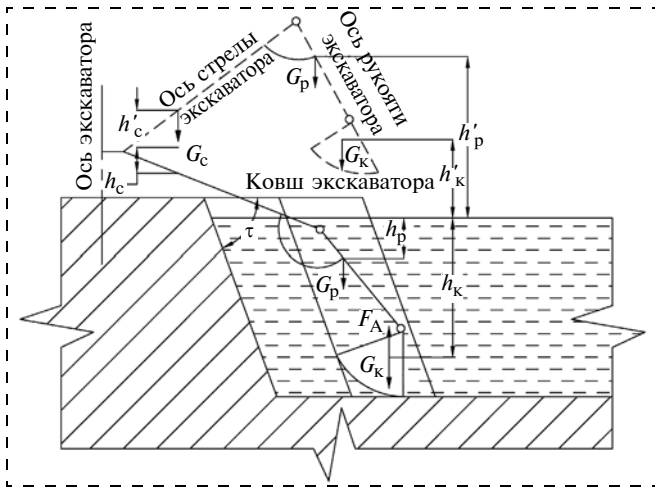


Рис. 1. Схема к определению параметров работы по перемещению ковша от забоя до высоты разгрузки:

G_k — сила тяжести ковша, кН; G_p — сила тяжести рукоятки, кН; G_c — сила тяжести стрелы, кН; h_c, h'_c — вертикальное перемещение центра масс ковша соответственно под водой и над водой, м; h_p, h'_p — вертикальное перемещение центра масс рукоятки при нахождении ковша соответственно под водой и над водой, м; h_k, h'_k — вертикальное перемещение центра масс стрелы при нахождении ковша соответственно под водой и над водой, м; F_A — сила Архимеда, действующая на ковш с грунтом, кДж; τ — угол наклона откоса безопасности к уровню стоянки экскаватора, °

подъему рабочего оборудования с грунтом, кДж; k_{Π} — угловое перемещение рукоятки относительно стрелы; η_p — приближенный КПД [1].

Полная работа, затрачиваемая на преодоление сопротивления грунта копанию и подъему рабочего оборудования с грунтом (далее полная работа) из-под воды:

$$A_{\Pi} = A_p + A_{\text{под}}, \text{ кДж}, \quad (2)$$

где A_p — работа, затрачиваемая на преодоление сопротивления грунта копанию рукоятью, кДж; $A_{\text{под}}$ — работа, затрачиваемая на преодоление сил тяжести элементов рабочего оборудования, кДж.

Работа, затрачиваемая на преодоление сопротивления грунта копанию рукоятью:

$$A_p = k_1 k_3 k_0 q (1 - l_k (1 - \cos \tau) / H_p), \text{ кДж}, \quad (3)$$

где k_1 — удельное сопротивление грунта копанию, кПа [3]; k_3 — коэффициент энергоемкости; k_0 —

Таблица 1

Изменение коэффициента сцепления пород

Порода	Состояние	Коэффициент сцепления
Глина	Мокрая	0,017
	Влажная	0,18
	Сухая	0,55
Плодородно-растительный слой (ПРС)	Влажная	0,03
	Сухая	0,33
Крупный песок	Влажная	0,031
	Сухая	0,14

коэффициент влияния обводненности; q — вместимость ковша, м³; l_k — длина ковша, м; H_p — глубина копания, м.

Коэффициент влияния обводненности зависит от изменения коэффициента сцепления в породе в сухом и обводненном состоянии. Пример изменения коэффициента сцепления пород по данным В. Г. Лешкова [2] приведен в табл. 1.

Коэффициент влияния обводненных условий:

$$k_0 = \frac{k_{c.o}}{k_{c.c}}, \quad (4)$$

где $k_{c.o}$ — коэффициент сцепления в обводненных условиях или в мокром состоянии; $k_{c.c}$ — коэффициент сцепления в сухих условиях или сухом состоянии.

Коэффициент влияния обводненных условий составил: глина — 0,03, ПРС — 0,09, крупный песок — 0,22.

Работа, совершаемая механизмами подъема рукоятки при подъеме ковша от забоя до высоты разгрузки:

$$A_{\text{под}} = A'_{\text{под}} + A''_{\text{под}}, \text{ кДж}, \quad (5)$$

где $A'_{\text{под}}$ — работа, совершаемая при подъеме от забоя до уровня воды, кДж; $A''_{\text{под}}$ — работа, совершаемая при подъеме от уровня воды до высоты разгрузки, кДж.

При подъеме от забоя до уровня воды совершается работа

$$A'_{\text{под}} = \frac{1}{\eta_c} (G_{\text{ГК}} h_k + G_p h_p + G_c h_c - A_B), \text{ кДж}, \quad (6)$$

где η_c — КПД стрелового механизма ($\eta_c = \eta_p$); $G_{\text{ГК}}$ — сила тяжести грунта с ковшом, кН; A_B — работа, совершаемая силой Архимеда на ковш с грунтом, кДж.

Работа, совершаемая силой Архимеда на ковш с грунтом определяется как

$$A_B = F_A h_k, \text{ кДж}. \quad (7)$$

Работа, совершаемая от уровня вод до высоты разгрузки:

$$A''_{\text{под}} = \frac{1}{\eta_c} (G_k h'_k + G_{\text{ГВ}} h'_k + G_p h'_p + G_c h'_c), \text{ кДж}, \quad (8)$$

где h'_k — вертикальное перемещение центра масс ковша над водой, м; $G_{\text{ГВ}}$ — сила тяжести грунта с водой в ковше, кН; h'_p — вертикальное перемещение центра масс рукоятки при нахождении ковша над водой, м; h'_c — вертикальное перемещение центра масс стрелы при нахождении ковша над водой, м.

$$G_{\text{ГВ}} = (m_{\Gamma} + m_{\text{В}} + m_{\text{К}})g, \text{ кН}, \quad (9)$$

где m_{Γ} — масса грунта в ковше, т; $m_{\text{В}}$ — масса воды в ковше, т; $m_{\text{К}}$ — масса ковша, т.

Масса воды в ковше:

при $K_H \geq 1$

$$m_B = q\rho_B K_{\Pi} K_H, \quad (10)$$

при $K_H < 1$

$$m_B = (1 - K_H)q\rho_B + (1 - K_{\Pi})qK_H\rho_B, \quad (11)$$

где ρ_B — плотность воды, т/м³; K_H — коэффициент наполнения ковша (при $K_H > 1$ K_H принимается равным 1); K_{Π} — коэффициент пористости разрыхленной породы в ковше.

Пример расчета полной работы для различных типов гидравлических экскаваторов фирмы "Liebherr" по приведенной выше методике. Исходные данные для расчета: угол наклона откоса безопасности к уровню стоянки экскаватора — 70°; коэффициент влияния обводненности для крупного песка — 0,22; удельное сопротивление крупного песка копанию — 70 кПа; коэффициент энергоемкости — 0,85; ускорение свободного падения — 9,81 м/с²; плотность крупного песка — 1,4 т/м³. Исходные данные технических параметров экскаваторов приведены в табл. 2, результаты расчетов — на рис. 2.

По полученным результатам расчета, представленным на рис. 2, можно сделать вывод, что величина полной работы при подъеме ковша из-под воды в зависимости от коэффициента наполнения ковша снижается в 1,15–1,3 раза, тем самым уменьшая необходимый объем гидроцилиндров.

Результаты расчета изменений полной работы для различных типов экскаваторов в зависимости от расстояния перемещения ковша под водой показаны на рис. 3.

Как видно на рисунке, полная работа с увеличением расстояния перемещения ковша под водой снижается. На примере Liebherr R 984 C: от 6122,9 до 5756 кДж при $K_H = 0,85$; от 6456 до 6089,1 кДж при $K_H = 1$; от 6371,3 до 5947,3 кДж при $K_H = 1,2$, — за счет увеличения продолжительности влияния Архимедовой силы на ковш экскаватора.

Влияние вместимости ковша и коэффициента его наполнения на

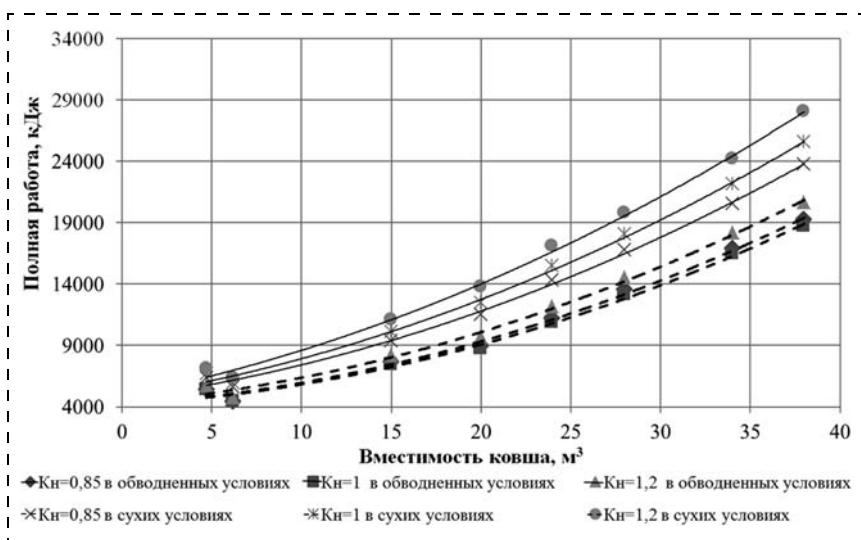


Рис. 2. Полная работа в обводненных условиях

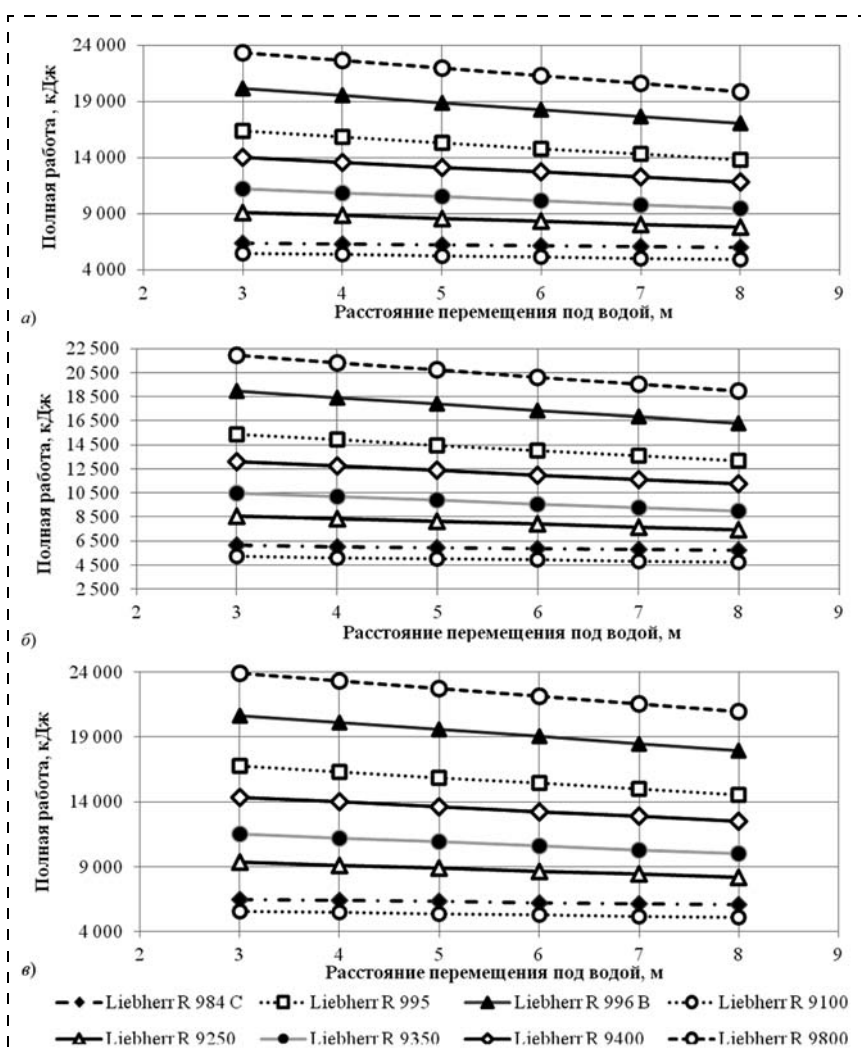


Рис. 3. Изменение полной работы, затрачиваемой на преодоление сопротивления крупного песка копанию и подъему рабочего оборудования с грунтом, в зависимости от расстояния перемещения ковша под водой:

$a - K_H = 0,85$; $b - K_H = 1$; $c - K_H = 1,2$

Исходные данные технических параметров экскаваторов

Параметры	Liebherr R 984 C	Liebherr R 995	Liebherr R 996 B	Liebherr R 9100	Liebherr R 9250	Liebherr R 9350	Liebherr R 9400	Liebherr R 9800
Длина моноблочной стрелы, м	11	10	11	9,2	9	9,3	9,3	11,75
Длина рукояти, м	6,8	4,5	5	5,6	4	4,2	4,2	5
Масса ковша, т	4,97	30	40,4	6,8	15,5	16,15	22	43
Длина ковша, м	2,5	4,3	4,8	3	3,12	3,7	3,9	4,8
Масса рукояти, т	6,8	4,5	5	5,6	4	4,2	4,2	5
Масса стрелы, т	11	10	11	9,2	9	9,3	9,3	11,75
Высота разгрузки, м	12,65	10,5	10,67	9,08	10,3	10,2	10,5	10,9
Глубина копания, м	14,45	8,6	8,11	11,9	8,7	9,5	9,5	9
Вместимость ковша, м ³	4,7	28	34	6,2	15	20	24	38

величину изменения разности между полной работой, затрачиваемой на преодоление сопротивления крупного песка копанию и подъем рабочего оборудования с грунтом, в сухих и обводненных условиях, приведено на рис. 4.

Согласно рис. 4 показанная разность Δ между полной работой в сухих и обводненных условиях изменяется при $K_H = 0,85$ от 395,5 до 3839,2 кДж; при $K_H = 1$ от 899,1 до 6632,41 кДж; при $K_H = 1,2$ от 1021,96 до 6711,13 кДж в зависимости от вместимости ковша гидравлического экскаватора за счет уменьшения количества воды, которая остается в ковше.

С уменьшением величины полной работы уменьшается рабочий размер гидроцилиндров, а также снижается мощность двигателя насосной масло-

станции. Расчет необходимой мощности двигателя насосной маслостанции проведен на основе методики, указанной в книге [1]. Изменение требуемой мощности двигателя при работе экскаватора в сухих и обводненных условиях приведено на рис. 5.

На рис. 5 видно, что требуемая мощность двигателя насосной станции снижается на 20...30 % при $K_H = 1$ и работе экскаватора на максимальную глубину черпания. При снижении мощности двигателя уменьшается и общее потребление электроэнергии или дизельного топлива в зависимости от типа устанавливаемых двигателей.

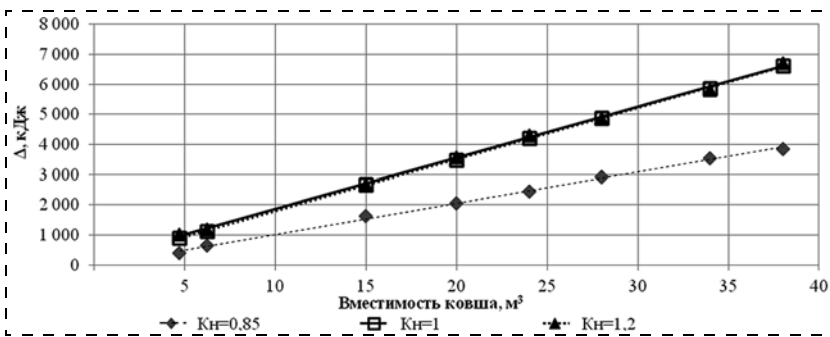


Рис. 4. Изменение разности Δ между полной работой в сухих и обводненных условиях в зависимости от вместимости ковша и коэффициента его наполнения

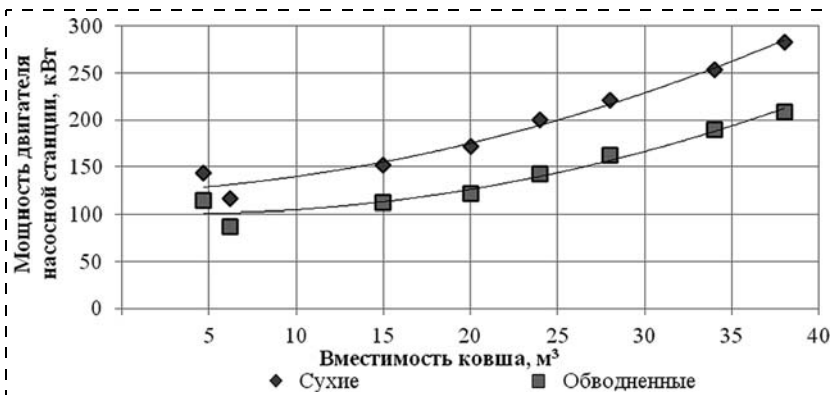


Рис. 5. Изменение мощности двигателя насосной маслостанции при $K_H = 1$ и работе экскаватора на максимальную глубину черпания

Представлена дополненная методика расчета работы, совершаемой механизмами подъема рукояти экскаватора типа обратная механическая лопата с учетом условий черпания из-под воды, позволяющая определить необходимые типоразмеры гидроцилиндров рукояти рабочего оборудования и сделать рациональный выбор двигателя насосной маслостанции.

Проведены расчет и анализ полученных данных на примере модельного ряда экскаваторов компании "Liebherr" на основе переработанной методики.

Список литературы

1. Крикун В. Я., Манасян В. Г. Расчет основных параметров гидравлических экскаваторов с рабочим оборудованием обратная лопата. М.: АСВ, 2001. 104 с.
2. Лешков В. Г. Справочник дражника. М.: Недра, 1967. 496 с.
3. Взаимодействие рабочих органов машин с грунтом. Справочник строителя. Машины для земляных работ. [Электронный ресурс]. URL: http://www.baurum.ru/_library/?cat=earthworks_machines_general&id=1191.

УДК 622.002

Л. И. Андреева, д-р техн. наук, ООО "НИИОГР", г. Челябинск,

А. А. Крагель, гл. конструктор экскаваторов, ОАО "Уралмашзавод", г. Екатеринбург

E-mail: tehnozem74@list.ru

Применение антиадгезионных материалов для продления ресурса деталей и узлов горных машин

Представлены результаты исследования условий и режимов эксплуатации экскаваторов циклического действия, адгезионных явлений в осенне-весенний периоды и методов защиты рабочих поверхностей экскаваторов посредством применения композиционных материалов.

Ключевые слова: прилипание и примерзание горных пород (адгезия), техническое состояние, трудоемкий процесс, композиционный материал, метод крепления

L. I. Andreeva, A. A. Kragel

Application of Anti-Adhesive Materials for Extending the Life of Details and Knots of for Mining Machines

The results of the study conditions and usage cyclic excavators, adhesion phenomena in the fall and spring seasons and methods of protection excavators working surfaces by applying composite materials.

Keywords: adhesion and freezing of rocks (adhesion), the technical condition, time-consuming process, the composite material, method of attachment

Экскавация влажных глинистых пород в осенне-весенний периоды сопровождается интенсивным налипанием, а в зимнее время — примерзанием их к внутренней поверхности ковша. Это приводит к значительному снижению производительности экскаваторов (на 15...20 %) и к увеличению себестоимости экскавации (на 8...10 %).

Адгезионные явления вызывают резкое увеличение сил трения, которые по данным различных авторов (В. П. Горячкина, Г. Н. Синеокова, А. Н. Зеленина, Ю. А. Ветрова) составляют 30...60 % тягового усилия экскаватора. При этом значительно возрастает энергоемкость работ.

Анализ обобщения отечественной и зарубежной практики ведения открытых горных работ, изучение патентных и литературных материалов показали, что применяемые средства и способы борьбы с налипанием и примерзанием горной массы к ковшам экскаваторов весьма малочисленны и, в ряде случаев, весьма примитивны. По характеру и принципу действия их можно подразделить на средства очистки и профилактические средства.

В условиях экскавации горных пород умеренной липкости степень залипания ковша может быть снижена путем использования ряда технологических приемов ведения работы. Эти приемы используются в практике работы экскаваторов. Так, для очистки ковшей карьерных экскаваторов используют увеличение угла разгрузки с одновременным их встряхиванием. Встряхивание ковша, которое осуществляется путем быстрого и резкого подъема и опускания рукояти, применяется даже при незначительном налипании грунта. При работе на тяжелых грунтах встряхивание ковша становится вынужденной технологической операцией при каждом рабочем цикле. При работе драглайнов встряхивание ковша осуществляется путем одного-двух ударов его о кромку забоя.

Описанные приемы ведения работ помимо непроизводительных затрат рабочего времени приводят к высоким динамическим нагрузкам и отказам рабочего оборудования экскаватора.

В практике эксплуатации мехлопат довольно широко используется очистка ковша путем неодно-

кратного пропускания через открытый ковш специально предназначенной для этой цели металлической болванки или комков скальной или промерзшей породы. Этот способ очистки требует дополнительных затрат рабочего времени и может привести к механическим повреждениям стенок и подвески ковша.

Наибольшее распространение в отечественной и зарубежной практике получил способ обогрева ковша открытым пламенем и с помощью электронагревательных элементов. Обогрев ковша открытым пламенем наиболее распространен в восточных районах нашей страны, где он до настоящего времени остается единственным средством борьбы с примерзанием горной массы к ковшам экскаваторов.

На карьерах Канады для этой цели используют дизельное топливо. Обогрев проводится в междуменное время и продолжается 25...30 мин, а при температурах ниже минус 25 °С дополнительно 1—2 раза в течение смены. При перегревании ковша происходит растрескивание металла, что приводит к сокращению сроков межремонтного периода экскаватора.

Практика работы экскаваторов с ковшами, оборудованными электрообогревом, показала, что этот метод обладает рядом недостатков. Основными из них являются: отсутствие эффективности при налипании, низкая надежность в эксплуатации, высокая трудоемкость переоборудования (10 чел./смен на 1 ковш) и уменьшение геометрической емкости ковша в среднем на 2,0 %.

Для профилактики прилипания и примерзания горных пород к рабочим поверхностям горно-транспортного оборудования используются методы, позволяющие создавать на границе контакта промежуточный слой, который может служить экраном для молекулярного взаимодействия фаз и должен обладать малым когезионным и адгезионным взаимодействием, служить своего рода "смазкой", т. е. обеспечивать легкость относительного перемещения фазовых поверхностей. Слой может быть жидким, твердым, газообразным. Толщина слоя должна быть достаточной для проявления его объемных свойств.

Практика использования жидких профилактических материалов, таких как смесь отработанного машинного масла с водой, растворы нефтепродуктов, водные суспензии глин, ниогрин, водные растворы хлористых солей и др. показала, что они достаточно эффективны. Основным недостатком смазочных материалов — необходимость частоты их возобновления (практически через 1...2 цикла). Расход таких смазочных материалов составляет 50...150 г/м².

Более перспективным методом является жидкостная смазка через микропористые поверхности (не требуется дополнительного источника энергии). Смазывание происходит под действием капиллярных сил. Микропористые материалы могут быть использованы для футеровки наиболее залипающих частей рабочих поверхностей с образованием двойных стенок. В полость между стенками периодически подается смазочная жидкость. Микропористые материалы, изготовленные методом порошковой металлургии, имеют поры размером 2...4 мм. Для интенсификации подачи водяных смазочных материалов в них добавляют ПАВ (поверхностно-активные вещества) типа стиральных порошков в количестве 0,3...0,6 %. При использовании координирующих микропористых материалов допускается использование только минеральных смазочных материалов типа ниогрин, смеси отработанного автотоплива с керосином и др. Ориентировочный расход для экскаваторов — 12 кг/м².

Проведенные НИИОГР экспериментальные исследования на разрезах ОАО УК "Кузбассразрезуголь", ОАО "Челябинскуголь" показали, что при экскавации глинистые породы налипают на ковш экскаватора преимущественно на переднюю стенку и места ее сопряжения с боковыми стенками, образуя своды. По результатам замеров построены планы распределения налипшей породы, а затем определены участки поверхности ковша, наиболее подверженные налипанию (рис. 1).

Установлено, что налипание породы в ковше происходит, как правило, за 3...5 черпаний, а по окончании погрузки остаток породы в ковше составляет 20...30 % его емкости. Хронометражные наблюдения показали, что трудоемкость очистки ковша вручную составляет 1,5...2,2 чел./ч в смену, что приводит к значительному снижению производительности экскаватора.

Несмотря на многообразие предлагаемых способов и средств борьбы с примерзанием и налипа-

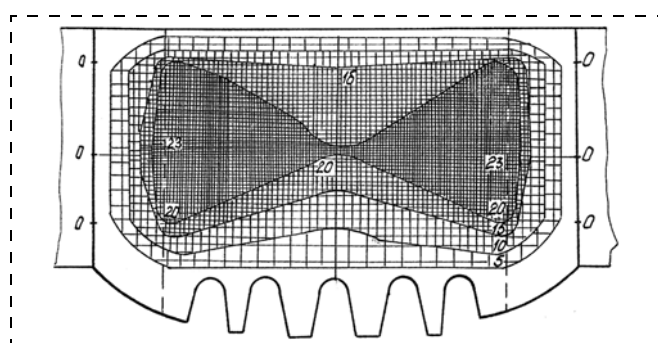


Рис. 1. Планграмма распределения налипшей породы по внутренней поверхности ковша

нием горной массы к металлическим поверхностям, в настоящее время широкого распространения они не получили по ряду причин: нетехнологичности, высокой стоимости, дефицита материалов и т. д. Одним из вариантов решения данной проблемы стало применение антиадгезионных профилактических покрытий, сочетающих высокую механическую прочность и эластичность с антиадгезионными свойствами.

Институтом "НИИОГР" был разработан композиционный материал (КМ), который отвечает этим требованиям. Физико-механические показатели материала представлены ниже.

Физико-механические показатели композиционного материала

Плотность, кг/м ³	1300
Эластичность, мм, не более	1
Сопротивление раздиру, Н/мм	80...90
Условная прочность при растяжении, МПа	400...450
Твердость по Шору	70...90
Прочность на удар, Дж	0,5
Износостойкость, г (при $P = 5 \text{ кгс/см}^2$, $v = 0,25 \text{ м/с}$)	$11 \cdot 10^{-9}$
Коэффициент трения	0,15...0,3
Температура плавления, °С	150
Удельное сопротивление сдвигу ($t = -20...-40 \text{ °С}$), МПа ..	0,02...0,04
Срок службы материала, лет, не более	0,5
Технология крепления	Простая
Водопоглощение за 24 ч, %	0,2

Совместно со специалистами Уралмашзавода было разработано несколько вариантов креплений профилактического материала к внутренней поверхности ковша экскаватора ЭКГ-5А, которые позволили бы закрепить футеровочный материал к ковшу с высокой степенью надежности. Один из рассмотренных вариантов крепления, состоящий из наименьшего числа футеровочных пластин, прошел опытно-промышленные испытания на разрезе "Моховский" ОАО УК "Кузбассразрезуголь".

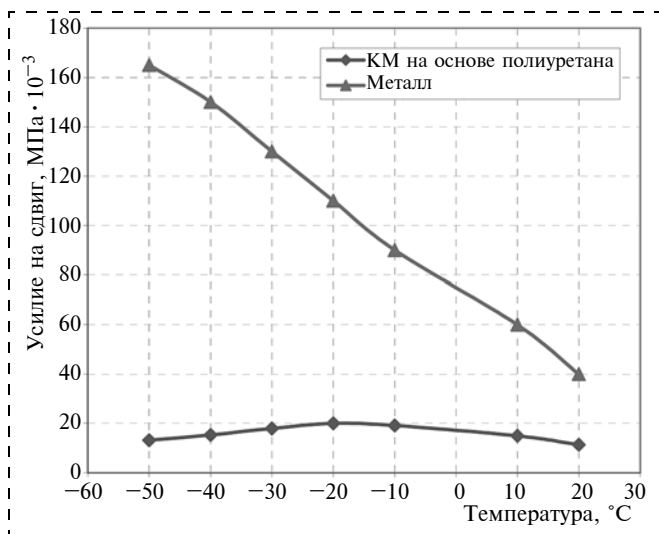


Рис. 2. Зависимость адгезии породы (глины) к различным поверхностям (усилие на сдвиг) от температуры

Как показали проведенные испытания, предложенный композиционный материал снижает прилипание и примерзание породы в системе "глина — профилактика — металл" по сравнению с системой "глина — металл" в 3—10 раз в зависимости от температуры окружающей среды и физико-химических свойств породы (рис. 2).

Для анализа полученных экспериментальных результатов была построена математическая модель зависимости адгезии горной породы к различным поверхностям (усилие на сдвиг) от температуры окружающей среды. В результате рассмотрения различных вариантов моделей установлено, что статистическая зависимость адгезии горной породы к различным поверхностям от температуры в диапазоне рабочих температур хорошо описывается в виде

$$y = ae^{-\left(\frac{x-b}{c}\right)^2} + \varepsilon,$$

где x — объясняющая переменная (температура); y — объясняемая переменная (адгезия породы к различным поверхностям); ε — случайные ошибки; a — значение адгезии при нулевой температуре; b — температура, при которой требуется максимальное усилие на сдвиг; c — условно постоянная.

На основе рассмотрения экспериментальных результатов, представленных на рис. 1, получена следующая математическая модель

$$\hat{y} = 19,5e^{-\left(\frac{x+17,1}{50,9}\right)^2},$$

где \hat{y} — условное среднее значение усилия на сдвиг при заданной температуре.

Проверка статистической значимости данной модели по критерию Фишера показала, что ее надежность составила 99,84 %.

На рис. 3 приведен график полученной зависимости. На графике видно, что максимум условного среднего значения усилия на сдвиг достигается при температуре минус 17 °С. Таким образом, математическая модель показывает, что зависимость адгезии породы к различным поверхностям от температуры в диапазоне рабочих температур унимодальна. Наибольшее значение усилия на сдвиг достигается при температуре воздуха минус 17 °С и не превышает 0,2 МПа.

В результате расчетов установлено, что трудоемкость очистки внутренней поверхности ковша при использовании композиционного материала не превышает 0,2...0,4 чел./ч в смену. Таким образом, достигается ежедневное увеличение производительной работы экскаватора на 1,0...1,5 ч. С учетом того, что смена составляет 8 чел./ч, по-

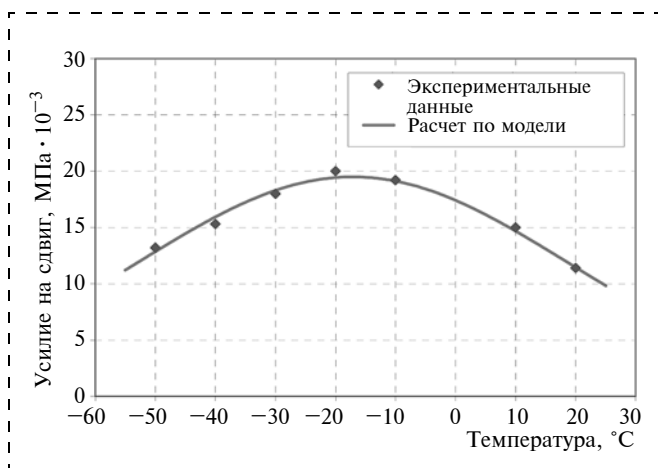


Рис. 3. Зависимость адгезии породы к профилактическому материалу от температуры окружающей среды

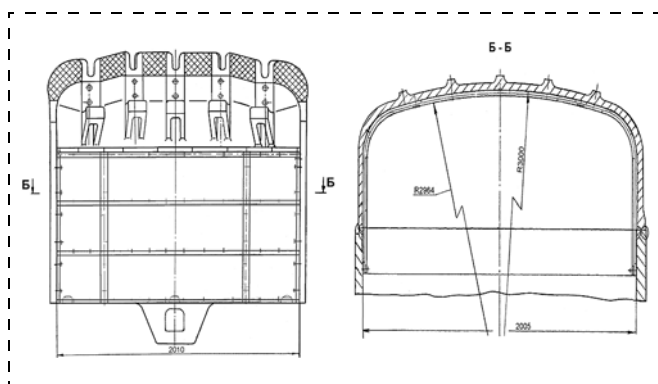


Рис. 4. Крепление футеровочных пластин технологической оснастки к внутренней поверхности ковша экскаватора ЭКГ-5А

лучаем увеличение общей производительности экскаватора и, следовательно, снижение себестоимости экскавации примерно на 20 %.

Совместно с ОАО "Уралмашзавод" разработано техническое решение по методу крепления композиционного профилактического материала к поверхности ковша экскаватора. Для снижения адгезии горной породы в ковше достаточно профилировать поверхность передней стенки ковша, захватывая участок сопряжения ее с боковыми стенками (рис. 4).

Продление ресурса деталей и узлов горных машин, в данном случае экскаваторов, происходит за счет предохранения в более длительном промежутке времени внутренней поверхности ковша от микротрещин, которые образуются при его разогреве или ударах о край забоя. Кроме этого, отпадает необходимость "встряхивать" ковш, нарушая посадку соединения балки рукоятки и ковша с коромыслом.

Таким образом, проведенные опытно-промышленные испытания подтвердили эффективность предложенного способа решения проблемы предотвращения адгезии горной массы к металлическим поверхностям в части выбора эффективного профилактического покрытия.

Литература

Андреева Л. И. Методология формирования технического сервиса горно-транспортного оборудования на угледобывающем предприятии: дис. ... д-ра техн. наук. Екатеринбург, 2004. С. 238—243.

УДК 621.791.92

В. А. Коротков, д-р техн. наук, проф., НТИ (ф) УрФУ,

Э. Ж. Агафонов, зам. директора, А. М. Веснин, нач. производства, ООО "Композит", г. Нижний Тагил

E-mail: vk@udgz.ru

Восстановление и упрочнение роторов эксгаустеров наплавкой

Исследованы особенности восстановления и упрочнения лопаток сварных и клепаных роторов эксгаустеров наплавкой. Проанализирована экономическая эффективность наплавки роторов.

Ключевые слова: ротор эксгаустера, наплавка, износостойкость

V. A. Korotkov, E. J. Agafonov, A. M. Vesnin

Rehabilitation and Strengthening Rotors Exhauster Cladding

The features of the restoration and strengthening of blades welded and riveted rotors exhausters surfacing. Analyzed the economic efficiency surfacing rotors.

Keywords: rotor exhauster, welding, wear

Введение

Экспаустер представляет собой тягодутьевую машину, предназначенную для просасывания воздуха через агломашину при спекании агломерата. Газовый поток, создаваемый экспаустером, имеет высокую запыленность, вследствие которой лопасти ротора экспаустера подвергаются изнашиванию. В результате износа снижается производительность экспаустера, происходит разбалансировка ротора, вызывающая вибрацию. Если газоочистные устройства находятся в исправном состоянии, то срок службы лопаток роторов может составлять несколько (6...9) месяцев, в противном случае он снижается до одной—трех недель.

Применяются роторы в клепаном и сварном исполнении. Преимуществом клепаных роторов являются их лучшая ремонтпригодность и меньшая стоимость. Но на клепаных роторах толщина лопаток (8 мм) меньше, чем на сварных (14 мм). Кроме того, на клепаных роторах большого диаметра при длительной эксплуатации происходит ослабление заклепок.

Износ концентрируется по торцам лопаток на входе газового потока и вблизи центрального диска по всей длине лопаток. Пример износа лопаток приведен на рис. 1, но это крайний случай (столь большого износа лопаток обычно не допускают). У роторов с клепаными лопатками также изнашиваются головки заклепок, что ослабляет крепление лопаток, вызывает смещение (поворот) крышек относительно центрального диска.

Технология наплавки и производственные испытания

В конце 1990-х гг. в ООО "Композит" поступило предложение от Высокогорского ГОКа исследовать возможность восстановления работоспособности клепаного ротора "6500" с лопатками, имеющими износ и продувы. Кроме того, произошло ослабление заклепочных соединений, что привело к образованию зазоров (до 0,6 мм) между лопатками и центральным диском и крышками, отчего крышки утратили неподвижность. Замена лопаток новыми (переклепка ротора) была признана нецелесообразной из-за ветхого состояния центрального диска, который уже выдержал несколько переклепок. Итак, ротор, подлежащий утилизации, был передан для исследования возможности восстановления его работоспособности наплавкой.

Работу начали с наплавки изношенных головок заклепок. Были определены технология и последовательность наплавки заклепок, что позволило

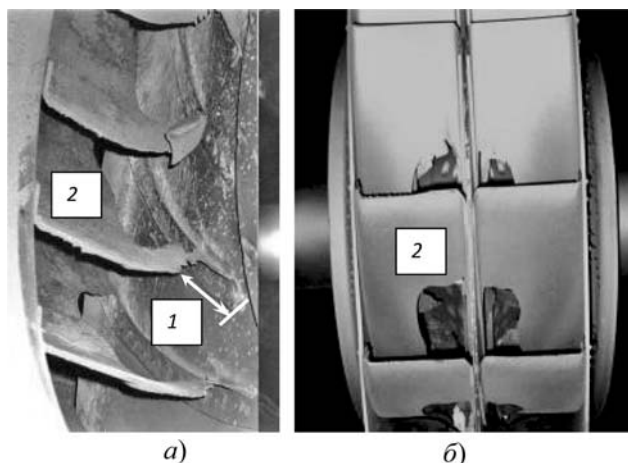


Рис. 1. Вид изношенных лопаток ротора экспаустера на входе (а) и на выходе (б) газового потока и износ лопаток с торца (1) и в виде сквозного продува (2) у центрального диска

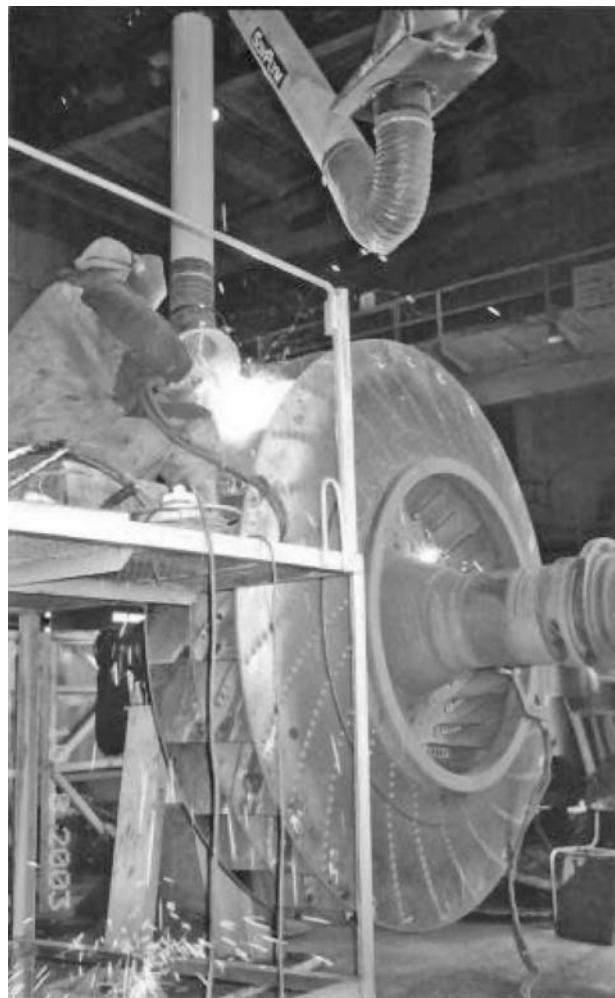


Рис. 2. Наплавка лопаток на роторе экспаустера

выбрать зазоры и восстановить прочность заклепочных соединений. Смещение покрышек относительно центрального диска было ликвидировано. Дальнейшие действия состояли в разработке технологии наплавки лопаток (рис. 2).

Сквозные продувы в лопатках восстановили наплавкой сварочной проволокой на подкладочных листах, которые затем срезали. Сварочной проволокой восстановили места, где толщина лопаток была менее 5...6 мм (начальная толщина — 8 мм). Для износостойкой облицовки лопаток выбрали порошковую твердосплавную проволоку типа ПП-70Х4МЗГЗФТР, которой наплавляли на лопатках полосу вблизи центрального диска и торцы лопаток. Ротору сделали балансировку и установили в опытную эксплуатацию.

После такого же срока эксплуатации, как до наплавки (будем называть его базовым), осмотром установили, что в наплавке появились узкие и глубокие (но не сквозные) эрозионные пропилы вблизи центрального диска и произошел износ твердосплавной наплавки на торцах лопаток. Ротор сняли и после наплавки дефектных мест вновь установили в эксплуатацию. После третьего базового срока эксплуатации на роторе вновь заваривали эрозионные пропилы, выполнили наплавку на торцах лопаток и он отработал еще один, т. е. четвертый базовый срок.

Первоначально считалось, что ротор с наплавленными головками заклепок переделке не подлежит из-за невозможности сверловки заклепок, которые в результате наплавки увеличивают прочность. Однако было установлено, что если сверла упрочнить электроискровой обработкой (применялся аппарат Элитрон 22), то операция сверловки наплавленных заклепок проходит успешно. Это позволило на данном роторе провести переделку лопаток. Качество клепки у механиков ГОКа вызвало сомнения, поэтому они предложили приварить лопатки к центральному диску, что было выполнено по разработанной для этого технологии. Данный ротор отработал один срок без износостойкой наплавки, а затем еще один после восстановления износостойкой наплавкой и, наконец, был утилизирован. Итак, ротор, подлежащий утилизации, благодаря наплавке отработал пять дополнительных сроков.

Успешный опыт наплавки роторов "6500" позволил перейти к наплавке роторов "7500". Новый ротор "7500" после шести недель работы получил износ на половину толщины лопаток и локальные сквозные продувы вблизи центрального диска.

В короткий срок он был восстановлен наплавкой, установлен на тот же эксгаустер и отработал 16 недель, т. е. в ~2,7 раза больше. Другой новый ротор "7500" без наплавки отработал 12 сут, был восстановлен в течение 5 сут и на том же эксгаустере отработал еще 52 сут, т. е. в 3,5 раза больше. Его состояние показано на рис. 3, на котором видно, что наплавка вблизи центрального диска сохранилась. Наплавки на торцах лопаток не видно, но укорочение лопаток незначительное, и вероятно получено во время работы ротора в ненаплавленном состоянии. На данном роторе кроме лопаток на входе газового потока произведена наплавка центрального диска (см. рис. 3, а), так как при первом сроке эксплуатации он получил значительный износ.

Механики, обслуживающие эксгаустеры с наплавленными роторами, должны быть проинструктированы, что лопатки получают износ в виде узких пропилов (рис. 4), которого не бывает на ненаплавленных лопатках. В противном случае мо-

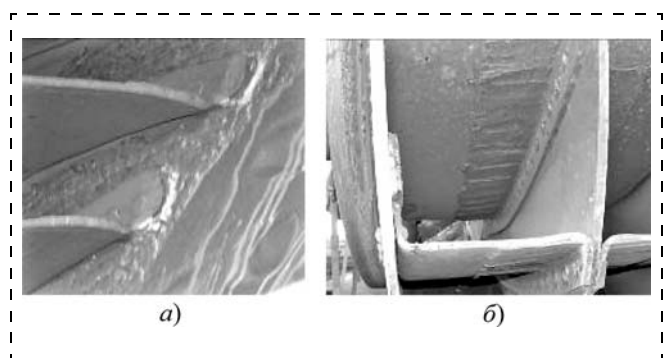


Рис. 3. Износ лопаток на входе (а) и выходе (б) газового потока наплавленного ротора "7500"

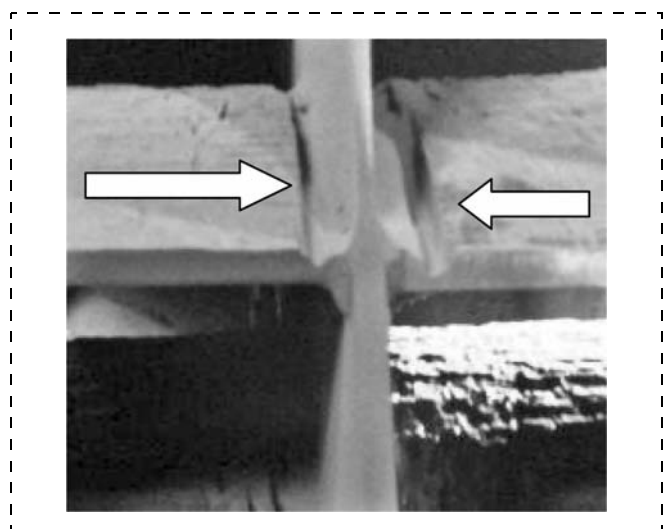


Рис. 4. Эрозионные пропилы в наплавленных лопатках возле центрального диска

жет произойти подобное следующему. Ротор эксгаустера "7500" Челябинского металлургического комбината поступил в наплавку с износом лопаток до толщины 5...3 мм и зазорами между лопатками и центральным диском вследствие износа заклепок. После восстановления наплавкой он отработал тот же срок (~3 мес), что и до наплавки. Когда осуществили остановку эксгаустера из-за сильной вибрации, было установлено, что на одной из лопаток сквозной продув возле центрального диска распространился на значительную длину и вызвал ее отрыв. Рядом находилась другая лопатка в состоянии, близком к отрыву. При этом зазоры между лопатками и центральным диском на роторе не появились. Чтобы исключить подобное в будущем, было решено применять при визуальном контроле состояния ротора переносные лампы и зеркала.

Исследовалась возможность применения альтернативной наплавочной проволоки ПП-50Х5МГС. Лопатки ротора, бывшего в эксплуатации в течение 31 сут с остаточной толщиной лопаток 5...7 мм, наплавляли с чередованием проволоками ПП-50Х5МГС и ПП-70Х4М3ГЗФТР. Наплавленный ротор отработал почти вдвое дольше (58 сут), после чего вырезали лопатки для обследования. Точное определение износа оказалось невозможным из-за неравномерности остаточной толщины лопаток перед наплавкой и толщины слоя наплавки, соизмеримых с величиной износа (1...2 мм). Но то, что наплавленный слой после двойной эксплуатации сохранился на всех лопатках (рис. 5),



Рис. 5. Лопатки ротора эксгаустера после двойного срока эксплуатации с наплавкой:
1 — ПП-50Х5МГС; 2 — ПП-70Х4М3ГЗФТР

позволило рекомендовать оба материала к дальнейшему применению.

С конца 1990-х гг. по 2014 г. ООО "Композит" осуществило 150 наплавов клепаных и сварных роторов эксгаустеров "6500", "7500", "9000", "12000" для Высокогорского и Качканарского ГОКов, Серовского завода, Челябинского, Западно-Сибирского и Магнитогорского металлургических комбинатов.

Экономическая целесообразность наплавки лопаток роторов эксгаустеров

Для расчетов примем следующие данные, взятые на основе производственной практики:

первая наплавка проводится на новом роторе;

число повторных наплавов — 2;

стоимость первичной наплавки — 30 % от цены нового ротора;

стоимость повторных наплавов — 20 % от цены нового ротора;

срок службы напавленного ротора — в 1,5 раза больше срока службы ненапавленного ротора.

Затраты на ротор стоимостью "Ц" с первичной и двумя вторичными наплавками составят

$$Ц + 0,3Ц + 2 \cdot 0,2Ц = 1,7Ц.$$

Такой ротор отработает в 7,5 раз (1,5 раза \times 3 наплавки) дольше, чем ненапавленный.

Экономия от применения трех наплавов (первичной и двух повторных) составит

$$7,5Ц - 1,7Ц = 5,8Ц.$$

Эффективность вложений в наплавку будет при этом составлять

$$5,8Ц / (0,3Ц + 2 \cdot 0,2Ц) = 5,8Ц / 0,7Ц = 8,2 \text{ руб.}$$

экономии на 1 руб. затрат на наплавку.

При этом расходы предприятия на обеспечение производства роторами эксгаустеров снижаются в

$$7,5Ц / 1,7Ц = 4,4 \text{ раза.}$$

Заключение

Разработана и найдена промышленное применение экономичная наплавка лопаток клепаных и сварных роторов эксгаустеров, многократно увеличивающая наработку роторов и снижающая в ~4 раза затраты предприятий на обеспечение роторами агломерационного производства.

Влияние конструктивных и технологических параметров спиральных классификаторов на износостойкость их рабочих органов^{НГ}

Рассмотрено влияние конструктивных параметров и технологических характеристик спиральных классификаторов на интенсивность износа их рабочих органов. Даны практические рекомендации по эффективному использованию резиновой футеровки.

Ключевые слова: спиральный классификатор, износ, износостойкость, геометрические параметры, технологические характеристики

V. M. Serbin

Influence of Constructive and Technological Parameters of Spiral Qualifiers on Wear Resistance of their Working Bodies

Influence of design data and technical characteristics on spiral qualifiers on intensity of deterioration of their working bodies is considered. Practical recommendations about most effective utilisation rubber for the lining.

Keywords: the spiral qualifier, deterioration, wear resistance, geometrical parameters, technical characteristics

Введение

В работах [1–3] были рассмотрены способы повышения износостойкости рабочих органов спиральных классификаторов путем совершенствования свойств их материала и конструкции футеровки. В настоящее время также применяются и другие методы защиты от изнашивания ленты спирали и разработано большое число модификаций как металлических, так и резиновых футеровок [4, 5]. Эти обстоятельства, а также отсутствие надежных, научно обоснованных критериев зачастую ставят перед ремонтным и обслуживающим персоналом трудноразрешимую задачу выбора оптимального способа повышения износостойкости рабочих органов классификаторов с учетом конкретных условий их эксплуатации и конструктивных особенностей. Решению этой задачи посвящена настоящая статья.

Результаты исследования и их обсуждение

Известно, что в процессе работы классификаторов износу подвергаются торцовая и передняя (рабочая) поверхности футеровки [1]. Практикой также установлено, что причиной преждевремен-

ного выхода из строя футеровочных элементов зачастую является не износ, а разрушение вследствие деформации спиц и лопастей спирали. Эти деформации, как правило, обусловлены силовым воздействием перемещаемых на доизмельчение песков, поэтому изучение влияния этого воздействия на долговечность футеровки также заслуживает внимания.

Системный анализ основных факторов, влияющих на износ футеровки, показал, что наиболее значимым среди них является нагрузочный режим. Следовательно, зная, какое влияние будут оказывать конструктивные и технологические параметры классификатора на удельное давление сыпучей среды, можно косвенно судить о их влиянии на интенсивность износа рабочей поверхности футеровки в реальных условиях эксплуатации.

Анализ литературных данных [6] и визуальные наблюдения за характером перемещения абразивного материала позволили установить, что в спиральных классификаторах реализуется так называемый поступательный режим перемещения сыпучей массы в виде отдельных призм волочения 3 (рис. 1) в форме "цилиндрической подковки". Изучение реологии этой массы показало, что ее

структура близка к идеально сыпучей. Эти обстоятельства позволяют с высокой степенью достоверности исследовать взаимодействие рабочих органов спиральных классификаторов с призмой волочения методом предельного равновесия сыпучей среды, находящейся в области простейшего напряженного состояния [7].

Согласно схеме (см. рис. 1) давление сыпучей среды p_a линейно распределяется по высоте футеровки, достигая максимального значения у ее основания. На элемент футеровки также воздействуют осевые F_a и радиальные F_r нагрузки. После соответствующих преобразований с учетом формы призмы волочения, конструктивных особенностей классификаторов и футеровочных элементов, а также особенностей их взаимодействия с транспортируемым абразивным материалом были получены аналитические выражения для определения значений этих параметров:

$$p_a = \gamma x A;$$

$$F_a = \gamma A B K_4;$$

$$F_r = \gamma A C K_4,$$

где γ — насыпная плотность материала; x — текущая координата по оси абсцисс; A, B, C, K_4 — коэффициенты:

$$A = [\sin(\delta_{от} - \beta + \delta) / \sin^2 \delta_{от} \cos(\beta - \delta)] \times [1 - \sin(\beta - \delta) \sin(2\delta_{от} - \beta + \delta)];$$

$$B = \sin(\delta_{от} + \delta) + \operatorname{tg}(\beta - \delta) \cos(\delta_{от} + \delta);$$

$$C = \cos(\delta_{от} + \delta) - \operatorname{tg}(\beta - \delta) \sin(\delta_{от} + \delta);$$

$$K_4 = R^3 \{ [\sqrt{2\Delta - \Delta^2} (\Delta^2 - 2\Delta + 3) / 3] - [(1 - \Delta) \arcsin \sqrt{2\Delta - \Delta^2}] \},$$

где β — угол естественного откоса сыпучего материала в движении; δ — угол наклона спирали классификатора к горизонту; $\delta_{от}$ — угол наклона рабочей поверхности футеровки к горизонту; Δ — безразмерный параметр, определяемый отношением b/R (b — высота основания призмы волочения; R — радиус спирали).

В этих выражениях угол β является комплексным показателем, отражающим фрикционные свойства перемещаемого материала, так как его значение зависит от коэффициента внутреннего трения перемещаемого материала и коэффициента трения материала о песчаную постель классификатора и рабочую поверхность футеровки.

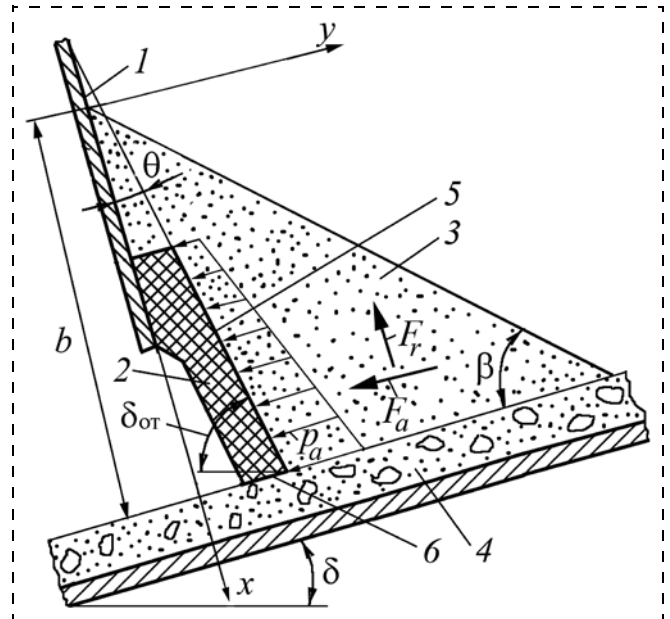


Рис. 1. Схема нагружения элемента футеровки: 1 — лента спирали; 2 — футеровка; 3 — призма волочения; 4 — песчаная постель; 5 — рабочая поверхность футеровки; 6 — торцовая поверхность футеровки

В процессе транспортирования рудного материала значения угла β непрерывно изменяются. В нижнюю часть корыта классификатора измельченный материал поступает из шаровой мельницы в виде пульпы и его частицы находятся во взвешенном состоянии. В этих условиях внутреннее трение практически отсутствует и угол β имеет значения, близкие к углу наклона спирали к горизонту ($\beta = \delta$). По мере перемещения материала вдоль оси корыта и выхода из-под зеркала пульпы происходит его обезвоживание, что приводит к возрастанию сил трения и соответственно угла β , который достигает максимального значения на участке сброса материала в песковый желоб.

Значения этого угла также зависят от высоты основания призмы волочения b и ее объема $V_{пр}$. В результате проведенного анализа [8] с учетом рекомендаций [9] была установлена связь между величиной угла β и безразмерным параметром Δ . Исследования показали, что при минимальном угле наклона спирали к горизонту, составляющем 15° , и высоте ленты спирали, равной половине ее радиуса, реальный диапазон изменения значений параметров b и β заключен в пределах $0,3...0,5R$ и $15...43,1^\circ$ соответственно.

При вращении спирали происходит постепенное увеличение глубины погружения элементов футеровки в абразивную массу и рост нормального давления. Наибольшего значения оно достигает в

нижней точке спирали при глубине погружения, равной b (см. рис. 1). Очевидно, что в этой точке и интенсивность износа футеровки будет максимальной. В связи с этим представляет интерес исследование закономерностей изменения удельного давления именно в этой точке.

На рис. 2 показаны результаты расчета p_a (кривая 1) для классификатора типа КС-30 в указанном выше диапазоне значений β , выполненные при граничных условиях: $\delta = 15^\circ$, $\delta_{от} = 75^\circ$, базовая плотность материала $\gamma = 2,7 \text{ т/м}^3$. Аналогичные зависимости были получены и для классификаторов других типов.

Как следует из графика, максимального значения нормальное давление достигает при $\beta \approx 25^\circ$. Полученный результат объясняет причину повышенного износа футеровки на участке ее выхода из-под зеркала пульпы (5...6-й виток спирали).

При дальнейшем увеличении угла β наблюдается снижение давления и износ должен уменьшиться. Однако эти результаты находятся в определенном противоречии с данными практики, согласно которым, в отдельных случаях, износ футеровки в верхней части спирали, наоборот, увеличивается. Возможная причина этого явления может быть связана с ростом коэффициента трения транспортируемых песков, вследствие их обезвоживания, о рабочую поверхность футеровки.

Таким образом, при перемещении призмы волочения в верхней части спирали одновременно протекают два конкурирующих процесса, обусловленных постоянным увеличением степени обез-

воживания песков — снижение удельного давления и повышение коэффициента трения. В зависимости от того, какой из этих процессов является преобладающим, может наблюдаться повышение или снижение износа футеровки.

Зависимость 2 (см. рис. 2) отражает влияние угла наклона спирали к горизонту при граничных условиях: $\delta_{от} = 90^\circ - \delta$ и $\beta = \delta$. Следует отметить, что для стандартных классификаторов $\delta = 15...18^\circ$. Однако в промышленных условиях исходя из необходимости сопряжения классификаторов со смежным оборудованием (например, шаровыми мельницами) или иных соображений этот угол может принимать и другие значения, как правило, в сторону увеличения. Как следует из графика, этот параметр оказывает наиболее значительное влияние на абсолютную величину нагрузки. При этом в диапазоне углов $\delta = 15...30^\circ$ давление в среднем возрастает на 30 %, но, в связи с нелинейным характером зависимости интенсивности изнашивания полимеров от нагрузки, это может привести к резкому возрастанию износа футеровки.

Кривая 3 отражает влияние угла наклона рабочей поверхности футеровки к плоскости ленты спирали θ (см. рис. 1) при значениях $\beta = \delta = 15^\circ$. Как следует из графика, в диапазоне углов $\theta = 0...8^\circ$ этот параметр, вопреки ожиданиям, практически не оказывает влияния на давление сыпучей среды. Однако положительное влияние наклонного расположения рабочей поверхности футеровки заключается в другом. Во-первых, при этом повышается изгибная жесткость консольно-выступающего участка элемента футеровки, что весьма важно для низкомодульных материалов (резин). Во-вторых, при таком расположении отвала сыпучий материал находится в области простейшего напряженного состояния, что гарантирует стабильность и минимальную величину давления этого материала на поверхность футеровки [7].

Кривая 4 (см. рис. 2) показывает влияние объема призмы волочения на давление сыпучей среды при граничных условиях: $\delta = 15^\circ$, $\delta_{от} = 75^\circ$, $\beta = 43,1^\circ$. Во всем диапазоне $V_{пр}$ наблюдается нелинейный рост давления, что на практике приводит к значительному увеличению износа футеровки. Такое положение характерно для классификаторов, эксплуатируемых не в паспортном режиме (например при повышенной производительности по пескам), и классификаторов, используемых для обезвоживания зернистого материала. Причем эта кривая является общей для всех типов классификаторов.

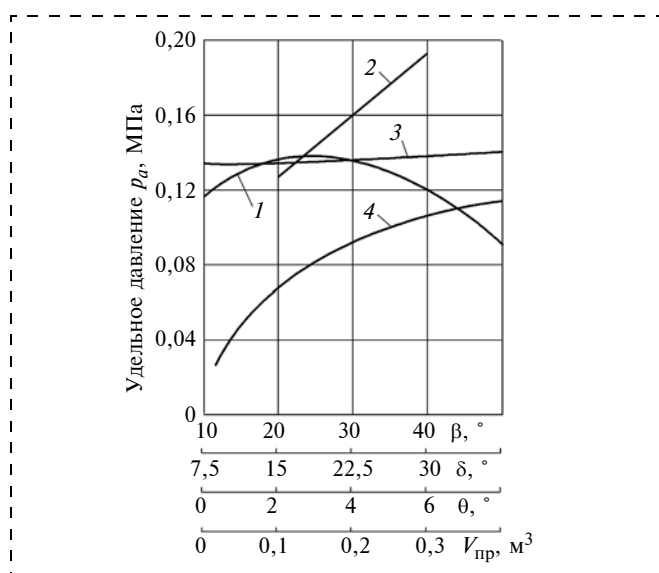


Рис. 2. Зависимость давления сыпучей среды от углов β (кривая 1), δ (кривая 2), θ (кривая 3) и объема призмы волочения $V_{пр}$ (кривая 4)

На рис. 3 приведены кривые, отражающие зависимость осевой и радиальной нагрузок от углов β , δ и объема призмы волочения $V_{пр}$ в указанном выше диапазоне значений переменных параметров и граничных условий.

Из анализа кривых 1 следует, что по мере обезвоживания транспортируемого материала и увеличения угла β возрастают как осевая, так и радиальная нагрузка, достигая максимума на участке сброса песков в приемный желоб. К значительному росту этих усилий приводит также и увеличение угла наклона спирали к горизонту (кривая 2). Зависимости осевой и радиальной нагрузок от объема призмы волочения являются строго линейными (кривая 3), причем они являются общими для всех типов классификаторов.

Рассмотренные усилия оказывают косвенное влияние на износостойкость футеровки. В частности, осевая нагрузка вызывает изгибные деформации в ленте спирали, что при определенных обстоятельствах приводит к ее разрушению, а следовательно, к преждевременному выходу из строя элементов футеровки. Для того чтобы повысить изгибную жесткость, на некоторых предприятиях между лопастями устанавливают распорные стойки из стандартных профилей. Поэтому при эксплуатации классификаторов необходимо постоянно контролировать ход технологического процесса и не допускать чрезмерной перегрузки, поскольку это может привести к катастрофическому износу футеровки. Радиальное усилие, наоборот, оказывает положительное влияние на долговечность футеровки, так как согласно рис. 1 это усилие направлено снизу вверх, что приводит к выглублению спирали и снижению давления на торцевой поверхности футеровки.

Проведенный анализ показывает, что конструктивные и технологические параметры спиральных классификаторов оказывают значительное влияние на износостойкость футеровки. При этом наиболее значимыми являются угол наклона спирали к горизонту и объем призмы волочения. Эти выводы подтверждаются результатами опытно-промышленных испытаний резиновой футеровки с гладкой рабочей поверхностью (рис. 4). Сектор на рис. 4, а эксплуатировался в условиях ОАО "Урупский ГОК", а на рис. 4, б — фабрики № 3 АК "АЛРОСА". Физико-механические характеристики обогащаемых материалов на этих пред-

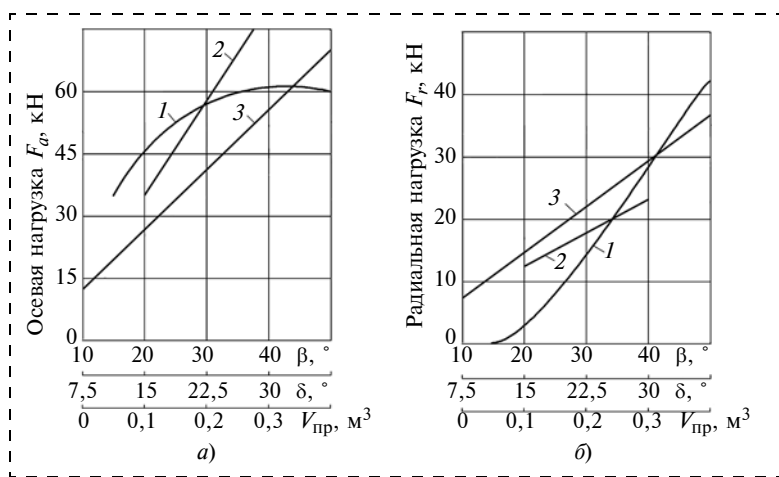


Рис. 3. Зависимости осевой (а) и радиальной (б) нагрузок от углов β (кривая 1), δ (кривая 2) и объема призмы волочения $V_{пр}$ (кривая 3)

приятиях были примерно одинаковы. Отличие заключалось в угле наклона спирали к горизонту — 15 и 23° соответственно, и производительности классификаторов по пескам, которая на втором предприятии была в 1,5—2 раза выше. Вследствие этого первый сектор изнашивался только по торцевой поверхности и срок его службы составил около 12 тыс. ч, а второй — преимущественно по рабочей поверхности и срок его службы составил 3,3 тыс. ч, т. е. примерно в 3 раза меньше.

Таким образом, для классификаторов, эксплуатируемых в нормальном (паспортном) режиме,



Рис. 4. Характер износа футеровочных элементов с гладкой рабочей поверхностью

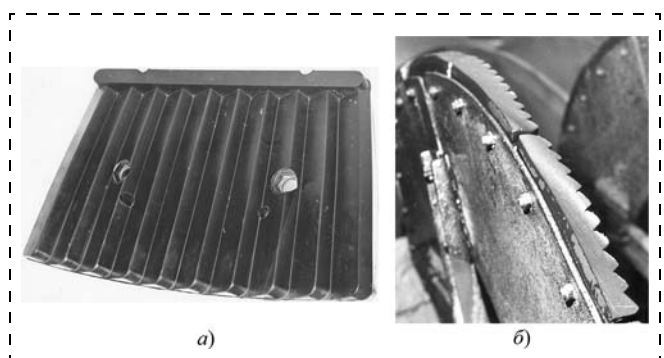


Рис. 5. Элемент ребристой резиновой футеровки (а) и характер износа ребристой футеровки (б)

Номенклатура резиновой футеровки

Тип классификатора	Обозначение сектора футеровки	Исполнение рабочей поверхности сектора футеровки	Масса сектора футеровки, кг	Присоединительный размер ¹ , мм	Средний срок службы футеровки, мес
КС(Н)-12	M449-33	Гладкая	0,9	105	15...18
	Г2-M449-33	Ребристая	1,2	105	24...36
КС(Н)-15	M449-33	Гладкая	0,9	105	15...18
	Г2-M449-33	Ребристая	1,2	105	24...36
КС(Н)-20	M-449-32	Гладкая	2,4	194	15...18
	Г4-M449-32	Ребристая	4,0	194	24...36
КС(Н)-24	M-449-32	Гладкая	2,4	194	15...18
	Г4-M449-32	Ребристая	4,0	194	24...36
КС(Н)-30	M-449-34	Гладкая	3,5	250	15...18
	Г2-M449-34	Ребристая	4,3	250	24...36
КС(Н)-4,8	M449-35	Гладкая	0,63	233	36...48
КС(Н)-7,5	M-449-36	Гладкая	1,2	410	36...48

¹Сектора резиновой футеровки полностью взаимозаменяемы с секторами металлической футеровки по габаритам и присоединительным размерам.

оправдано применение обычной футеровки с гладкой рабочей поверхностью. Что касается второго случая, то здесь рекомендуется применять ребристую футеровку (рис. 5, а), конструктивные усовершенствования которой позволили эффективно защитить от износа рабочую поверхность и реализовать износ по торцовой поверхности (см. рис. 5, б). Долговечность этой футеровки в самых жестких условиях эксплуатации составила не менее 12 тыс. ч, что соизмеримо со сроком службы основных элементов спирали (лопастей и спиц).

В таблице приведена номенклатура резиновой футеровки, разработанной на кафедре механики и основ конструирования СКФУ, серийное производство которой налажено в ОАО "Черкесский завод резиновых технических изделий". Пользуясь данными таблицы, можно подобрать нужный тип футеровки в соответствии с приведенными выше рекомендациями. При этом футеровку с ребристой рабочей поверхностью, как показала практика, наиболее эффективно применять для классификаторов со спиралью диаметром от 2 м и выше.

Заключение

1. Установлено влияние технологических и конструктивных параметров спиральных классификаторов на интенсивность изнашивания их рабочих органов.

2. Показано, что наиболее значимыми среди них являются угол наклона спирали к горизонту и производительность классификатора по пескам.

3. Даны практические рекомендации по применению существующих конструкций резиновых футеровок для эффективной защиты ленты спирали классификаторов от износа.

Список литературы

1. **Сербин В. М.** К вопросу повышения долговечности рабочих органов спиральных классификаторов // Горное оборудование и электромеханика. 2011. № 8. С. 23—29.

2. **Сербин В. М.** Повышение износостойкости рабочих органов спиральных классификаторов малых типоразмеров // Горное оборудование и электромеханика. 2012. № 6. С. 45—48.

3. **Сербин В. М.** Разработка износостойкой эластомерной композиции для футеровки спиральных классификаторов / Науч. симп. "Неделя горняка 2013". Сб. науч. тр. сем. "Современные технологии в горном машиностроении". М.: МГГУ, 2013. С. 249—258.

4. **Пенкин Н. С., Копченков В. Г., Сербин В. М., Пенкин А. С.** Гуммированные детали машин / под ред. д.т.н., проф. Н. С. Пенкина. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 2013. 245 с.

5. **Повышение износостойкости горно-обогательного оборудования** / Н. С. Пенкин, Е. П. Капралов, П. В. Маляров и др. / под ред. д.т.н., проф. Н. С. Пенкина. М.: Недра, 1992. 265 с.

6. **Григорьев А. М.** Винтовые конвейеры. М.: Машиностроение, 1972. 184 с.

7. **Соколовский В. В.** Статика сыпучей среды. М.: Гостехтеориздат, 1960. 240 с.

8. **А. с. 1722585 СССР, МКИ³ В 03 В 13/00.** Способ определения производительности спиральных классификаторов по пескам / В. М. Сербин, Н. С. Пенкин, Е.А. Чеботарев (СССР). № 4826207/03; заявл. 15.05.1990; опубл. 30.03.92, Бюл. № 12. 5 с.

9. **ГОСТ 28121—89.** Классификаторы спиральные. Типы, основные параметры, размеры и технические требования. Введ. 01.01.90. М.: Изд-во стандартов, 1989. 11 с.

УДК 622.673.1

А. Г. Степанов, Заслуженный деятель науки России, д-р техн. наук, проф., г. Бостон, США
E-mail: AGStepanov@mail.ru

Аварийное торможение подъемных установок сверхглубоких шахт

Рассмотрены способы уменьшения колебаний при аварийном торможении подъемных установок сверхглубоких шахт. Предложенные системы уменьшают колебания при аварийном торможении, устраняют вредное влияние вибраций на организм людей, снижают динамические нагрузки и повысят надежность и безопасность эксплуатации шахтных подъемных установок.

Ключевые слова: шахтный подъем, лифт, динамика, канат, аварийное торможение, вибрация, колебания, замедление, масса, тормозное усилие

A. G. Stepanov

Reduction Dynamic Loads During Emergency Braking Shaft Hoisting Installation

The article discusses methods reduce the vibrations of the emergency braking hoisting systems super deep shafts. The proposed system will reduce vibration during emergency braking, eliminate the harmful effects of vibration on the human body, reduce the dynamic forces, and increase the reliability and safety of operation of the shaft hoisting installation.

Keywords: shaft hoisting, lift, dynamics, rope, emergency braking, vibration, oscillation, deceleration, mass, braking force

Введение

В мировой практике имеются шахтные подъемные установки, осуществляющие подъем людей и груза с глубины более 2200 м [1]. Автору статьи неизвестны такие шахты на территории России и стран СНГ. Однако в этих странах имеются наклонные подъемные установки с большой длиной наклонной трассы. Например, шахта им. Чапаева в Донбассе имеет длину ствола 1945 м с углом наклона 15...20°. В клетях этой шахты размещаются до 40 шахтеров. В качестве органа навивки для подобных условий, как правило, используются однобарабанные машины. Например, шахта Agnico Eagle # 3, Квебек (Канада) с высотой подъема 2195 м имеет однобарабанную машину диаметром 4,57 м [2]. При аварийном торможении при подъеме груза у подобных одноконцевых подъемных установок возникают большие замедления, которые могут превышать величины, регламентируемые Правилами Безопасности, например для вертикальных подъемов

5 м/с² [3]. Известно, что при аварийном торможении при ступенчатом возмущении мгновенное значение замедления концевой массы, прикрепленной к канату, превышает среднюю величину в 2 раза [4]. Большие величины замедлений создают чрезмерные нагрузки в канате и механических частях подъемной установки, вредно отражаются на физическом состоянии людей в клетях и могут быть непереносимыми [5]. При эксплуатации шахтного подъема на шахте Agnico Eagle # 3 было обнаружено, что в нижних сечениях ствола направляющие проводники имели характерные повреждения ("bite"-зазубрины), которые говорили о том, что в этих местах часто срабатывали парашютные устройства клетки [2]. При экспериментальной проверке, при размещении датчиков замедления в клетях, при аварийном торможении после остановки машины были зафиксированы колебания клетки с мгновенными значениями замедлений от -7,4 до +8 м/с², при этом максимальная

абсолютная величина среднего замедления машины была $-4,7 \text{ м/с}^2$ [2]. Большие колебания клетки приводили к критическому уменьшению натяжения каната, и как следствие, к срабатыванию парашютного устройства. Такие явления недопустимы на подъемных установках и руководство шахты обратилось на всемирно известную фирму АВВ. Специалист и изобретатель этой фирмы Klaus Касу разработал устройство, на которое получил патенты в Канаде и США [6, 7].

Система контролируемого отката

Получив патенты и внедрив их на шахте Agnico Eagle # 3, изобретатель Klaus Касу выступил с докладом по этой проблеме на Международной конференции по шахтному подъему в Las Vegas (США) в 2010 г. [2]. Суть предлагаемой системы управления тормозом одноконцевых подъемов сверхглубоких шахт, которую автор патентов назвал системой контролируемого отката ("Controlled Rollback"), состоит в том, что при аварийном торможении установка замедляется за счет натяжения каната с небольшим или нулевым тормозным усилием и в целях уменьшения больших мгновенных значений замедления при колебаниях клетки после достижения машиной нулевой скорости предлагается дать возможность барабану продолжать вращаться и получить отрицательную скорость. При достижении определенной величины отрицательной скорости формируется тормозное усилие, которое останавливает машину. Машина повторно приоб-

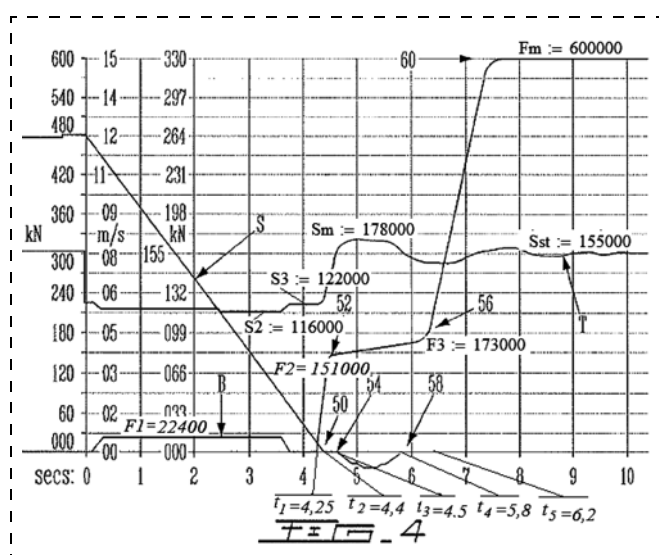


Рис. 1. Аварийное торможение с системой контролируемого отката

ретает нулевую скорость и надежно стопорится. Автор изобретения полагает, что за время этого процесса произойдет диссипация энергии, и абсолютные значения замедления при колебаниях клетки уменьшатся. В патенте приводится рисунок, поясняющий работу предлагаемой системы управления тормозом, который автор настоящей статьи приводит на рис. 1. Дополнительно к оригиналу на приведенном рисунке показаны величины тормозных усилий F_1, F_2, F_3, F_m , усилий в канате S_2, S_3, S_m, S_{st} и характерные отметки времени t_1, t_2, t_3, t_4, t_5 , которые определены из приведенных на рисунке масштабов и будут использованы при математическом моделировании. До подачи сигнала на аварийное торможение подъемная машина двигалась со скоростью $12,0 \text{ м/с}$. Под действием статического усилия S_{st} и небольшого тормозного усилия F_1 скорость S уменьшается. На отметке времени $t_2 = 4,4 \text{ с}$ скорость машины достигает нулевого значения. Перед этим тормозное усилие уменьшается до нулевой величины, а на отметке времени $t_1 = 4,25 \text{ с}$ возрастает до $F_2 = 151\,000 \text{ Н}$. Так как в этот момент усилие в канате больше, чем тормозное, машина начинает приобретать отрицательную скорость (точка 54). Тормозное усилие постепенно увеличивается до $F_3 = 173\,000 \text{ Н}$. Когда тормозное усилие станет больше статического, скорость машины начнет уменьшаться и при достижении нулевого значения (точка 58) машина надежно стопорится. Как считает автор изобретения, за время этого процесса происходит частичная диссипация и после остановки машины колебания груза будут уменьшены. Во-первых, термин диссипация (рассеивание) здесь неправильно отражает суть процесса. Рассеивание энергии (потенциальной и кинетической) может происходить только за счет сил вязкого или сухого трения, которые в данном случае не изменяются. Здесь происходит поглощение колебаний, которые возникают за счет того, что при воздействии на механическую систему тормозного усилия генерируются дополнительные колебания. Эти колебания на основании принципа суперпозиции могут уменьшить или увеличить амплитуды. Следует отметить, что эти графики построены весьма приближенно с учетом интуитивных представлений автора изобретения. При построении графиков не учтена упругость каната, поэтому отсутствуют колебательные процессы до стопорения барабана, которые существенно исказят представленные характеристики.

Приближенная характеристика подъемной установки шахты Agnico Eagle # 3

На рис. 1 показана максимальная величина тормозного усилия, равная $F_m = 600\,000$ Н, следовательно, если предположить, что требования Правил Безопасности в Канаде аналогичны (или близкие) российским и СНГ, то максимальное статическое усилие будет $S_{\max} = 200\,000$ Н. Для людских подъемных установок, у которых длина каната более 600 м, отношение суммарного разрывного усилия всех проволок каната к концевому грузу (без учета веса подъемного каната) должно быть не менее 13-кратного, а с учетом веса каната не ниже 5-кратного. Значит, когда клеть находится в нижнем положении, суммарное разрывное усилие каната должно быть более 1 000 000 Н. Этому условию удовлетворяет канат фирмы "Bridon" типа Tiger 24 LS со следующей характеристикой: диаметр каната $d = 3,8 \cdot 10^{-3}$ м, линейная плотность $\rho = 6,34$ кг/м, суммарная площадь проволок в канате $f = 551 \cdot 10^{-6}$ м², суммарное разрывное усилие проволок в канате $S_{\text{раз}} = 1079$ кН [8].

Для того чтобы обеспечить 13-кратный запас прочности каната в верхнем сечении, при допущении, что длина каната от шкива до клетки в верхнем ее положении равна 30 м, масса груза должна быть менее $m_{\text{гр}} = 8271$ кг. Для определения массы груза воспользуемся осциллограммой, приведенной в статье [2, figure 6], копия которой приведена на рис. 2. На этой осциллограмме показан процесс аварийного торможения при подъеме порожней клетки (без людей) на глубине 2100 м, следовательно, с учетом длины струны (≈ 50 м) и высоты верхней приемной площадки (≈ 30 м) длина каната будет 2180 м. Машина двигалась со скоростью 7,6 м/с. После остановки машины период колебаний груза равен $T = 3,5$ с, амплитудные величины замедлений груза равны $-7,4$ и $+8,0$ м/с². Известно, что

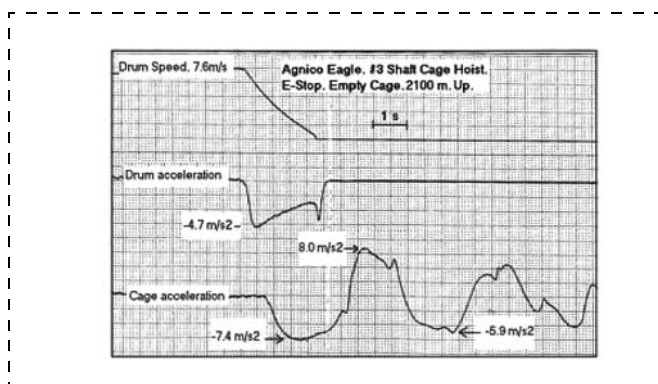


Рис. 2. Осциллограмма процесса аварийного торможения

для массы m_y , подвешенной на канате, частота колебаний и период определяются по формулам [9]

$$W_{\text{гц}}(L) = \frac{a}{2\pi L} \sqrt{-1,5 + \sqrt{3 \frac{\rho}{m_y} L + 2,25}}; T = \frac{1}{W_{\text{гц}}(L)}, (1)$$

где $a = \sqrt{\frac{Ef}{\rho}}$ — скорость распространения упругой волны в канате; $E = 12,8 \cdot 10^{10}$ — модуль упругости каната, Н/м².

Из этих соотношений можно определить массу груза

$$m_y = \frac{3L\rho}{\left[\left(\frac{4\pi^2 L^2}{a^2 T^2} + 1,5 \right)^2 - 2,25 \right]} \approx 7000 \text{ кг.}$$

Укрупненно масса машины определяется из следующих рассуждений. Остановка машины произошла через 2,0 с, следовательно, средняя величина замедления $a_{\text{ср}} = \frac{7,6}{2,0} = 3,8$ м/с².

Справедливо соотношение

$$F_{\text{ст}}(L) = a_{\text{ср}} M,$$

где $F_{\text{ст}}(L) = g(m_y + \rho L)$ — статическое натяжение в зависимости от длины каната, Н; M — приведенная к окружности барабана масса установки, кг.

Из этих соотношений для $L = 2180$ м $F_{\text{ст}}(2180) = 2,043 \cdot 10^5$ Н, $M = 53\,750$ кг. Вместе с тем $M = m_x + m_y + \rho L$. Следовательно, при длине каната $L = 2180$ м масса машины $m_x(2180) = 32\,930$ кг, а при длине каната $L = 0$ м $m_x(0) = 46\,750$ кг. Функция, характеризующая величину массы машины в зависимости от длины каната, будет $m_x(L) = m_x(0) - \rho L$, где $m_x(0) = 46\,750$ кг — масса машины при верхнем положении клетки ($L = 0$). Масса груза в клетке должна быть меньше $8271 - 7000 = 1271$ кг, т. е. в клетке можно транспортировать не более 15 человек ($\frac{1271}{80} = 15,87$), здесь 80 — ориентировочно

масса одного шахтера. Используя эти зависимости и формулы (1), можно определить средние величины замедлений свободного выбега, частоты и периоды колебаний клетки в зависимости от длины каната для $m_y = 7000$ кг, $\rho = 6,34$ кг/м, $f = 551 \cdot 10^{-6}$ м², $E = 12,8 \cdot 10^{10}$ Н/м².

На рис. 3 показаны функции изменения периода колебаний, частоты и средней величины замедле-

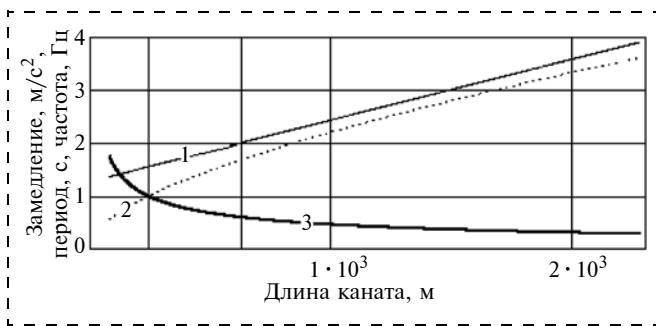


Рис. 3. Функции замедления, периода и частоты колебаний от длины каната:
1 — замедление; 2 — период; 3 — частота

ния свободного выбега в зависимости от длины каната. Учитывая тот факт, что при аварийном торможении амплитудное значение замедления клетки может превышать среднюю величину замедления органа навивки в 2 раза [4], при длине каната $L = 2180$ м эта величина может достигать 8 м/с^2 , что подтверждается экспериментом, выполненным изобретателем Klaus Kasу (см. рис. 2).

Частота колебаний концевой массы изменяется от 0,28 до 2 Гц, а период колебаний — от 3,6 до 0,5 с. В соответствии с [5] при частоте колебаний 1...10 Гц величина замедления $1,0 \text{ м/с}^2$ считается вредной, а $4,0 \text{ м/с}^2$ — непереносимой.

Математическое моделирование процессов аварийного торможения

Полученные характеристики подъемной установки шахты Agnico Eagle # 3 позволяют провести математическое моделирование динамических процессов при аварийном торможении. Следует отметить, что в процессе своей научной деятельности автор неоднократно уточнял теоретические аспекты процессов аварийного торможения шахтных подъемных установок [4, 10, 11–13]. В настоящей работе принята математическая модель, в которой масса каната разделена на десять частей, соединенных вязкоупругими связями [12]. Такая интерпретация позволяет косвенно учесть волновые процессы и существенно приблизить теоретические результаты к экспериментальным, что подтверждается данными Klaus Kasу [2] и экспериментами, выполненными автором более 30 лет назад [14]. Для исследования разработана программа в математическом пакете MathCad 14, в которой подъемная установка характеризуется системой из 11 дифференциальных уравнений второго порядка, а тормозное устройство — аperiodическим звеном с постоянной времени $\tau = 0,1$ с и временем холостого хода $t_{\text{хх}} = 0,1$ с.

Численные эксперименты процессов аварийного торможения для различных длин каната позволяют уточнить, по сравнению с рис. 3, время остановки, среднюю величину замедления свободного выбега, период колебаний и частоту в зависимости от длины каната. Эти характеристики показаны на рис. 4. Для характеристик 5–7 приняты данные, соответствующие характеристике 2, умноженные соответственно на 1,5; 2 и 2,5. Пересечения кривых 2, 5–7 с кривой 4 определяют длины каната, при которых время остановки будет равно соответственно 1; 1,5; 2 и 2,5 периодам колебаний. В соответствии с исследованиями [4, 9, 11 и 15] при аварийном торможении со свободным выбегом, при длинах каната 2200 и 1100 м, после остановки машины колебания клетки будут минимальными, а при длинах 1400 и 850 м — максимальными. При длине каната 1100 м средняя величина замедления $2,7 \text{ м/с}^2$, которая при дальнейшем уменьшении длины каната будет уменьшаться.

Процессы аварийного торможения при разных скоростях и длинах каната в момент подачи сигнала на аварийное торможение показаны на рис. 5. При длине каната $L = 2180$ м и при скорости $7,6 \text{ м/с}$ (теоретический процесс, соответствующий эксперименту, показанному на рис. 2) остановка машины произошла на отметке времени $2,17$ с. В момент времени, равный половине периода колебаний, замедление клетки достигает максимальной величины и составляет $-7,6 \text{ м/с}^2$. Подтверждается [4, 11], что характеристики колебательного процесса после остановки машины зависят от величины замедления и скорости массы, подвешенной на канате, в момент достижения барабаном нулевой скорости. Замедление подъемного сосуда изменяется от $+7,4$

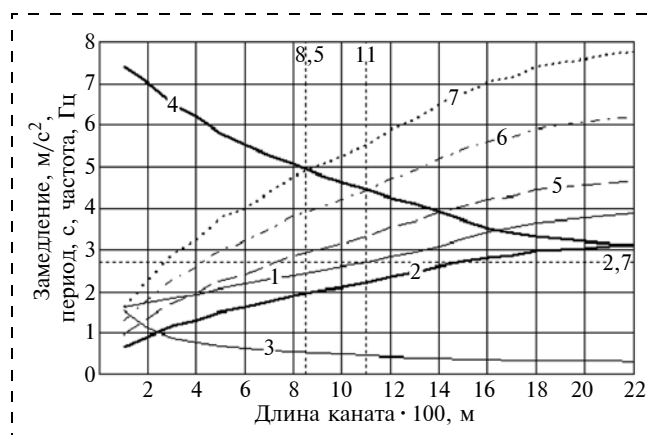


Рис. 4. Характеристики подъемной установки, полученные в результате численного моделирования:
1 — замедление; 2 — время 1 периода; 3 — частота; 4 — время остановки; 5–7 — время 1,5, 2 и 2,5 периодов

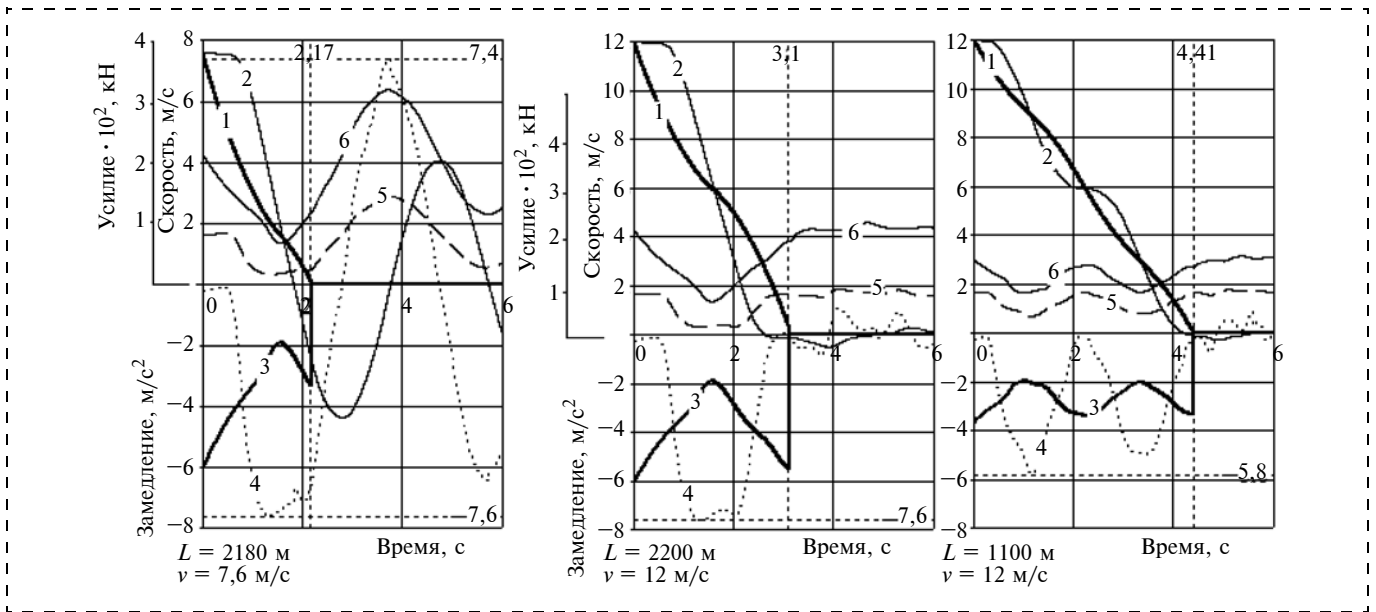


Рис. 5. Процессы аварийного торможения при различных длинах каната: 1 — скорость барабана; 2 — скорость клетки; 3 — замедление барабана; 4 — замедление клетки; 5 — усилие в канате у клетки; 6 — усилие в канате у барабана

до $-6,4 \text{ м/с}^2$, а усилия в канате у клетки в отдельные периоды времени уменьшаются практически до нуля, что приводит к срабатыванию парашютного устройства. Скорость клетки после остановки машины изменяется от $-4,2$ до $+4,0 \text{ м/с}$. Характеристики моделирования близки к экспериментальным, которые приведены на рис. 2. Характеристики численных экспериментов аварийного торможения при длинах каната $L = 2200$ и 1100 м при максимальной скорости 12 м/с приведены на рис. 5. При $L = 2200$ и 1100 м время остановки машины равно соответственно одному и двум периодам колебаний. Следовательно, выполняется условие изобретения [15], в котором утверждается, что при остановке машины за время, кратное периоду, колебания будут минимальными. При длине каната $L = 1100 \text{ м}$ первоначальный импульс замедления барабана снижается до $-3,8 \text{ м/с}^2$. Численные эксперименты показывают, что при коротких длинах каната ($L = 100 \dots 200 \text{ м}$) клетка имеет высокочастотные колебания, при этом скорости барабана и клетки, а также усилия в канате у барабана и у клетки практически совпадают, а замедление приближается к нижнему пределу, регламентируемому Правилами Безопасности ($-1,5 \text{ м/с}^2$). В докладе Klaus Касу приведена осциллограмма, показанная на рис. 6, которая подтверждает положительный эффект реализации системы контролируемого отката. На рисунке дополнительно к оригиналу показаны отметки времени 0; 2,5; 5,25, скорость во время отката $1,8 \text{ м/с}$ и ускорение $1,57 \text{ м/с}^2$.

Эта осциллограмма иллюстрирует эффект от применения контролируемого отката. Если сравнивать амплитудные величины замедлений на рис. 2 и 6, то видно, что они уменьшились с $-7,4$ до $-6,5 \text{ м/с}^2$ и с 8 до $4,4 \text{ м/с}^2$. Klaus Касу в статье [2] отмечает, что: "имеется значительное улучшение и уменьшается дискомфорт от чрезмерно прыгающей клетки". Математическая модель и программа компьютерного моделирования позволяют, используя данные осциллограммы, синтезировать закон изменения тормозного усилия, который обеспечивает переходный процесс, показанный на рис. 6. Эти характеристики представлены на рис. 7. Существенные отличия качественных и количест-

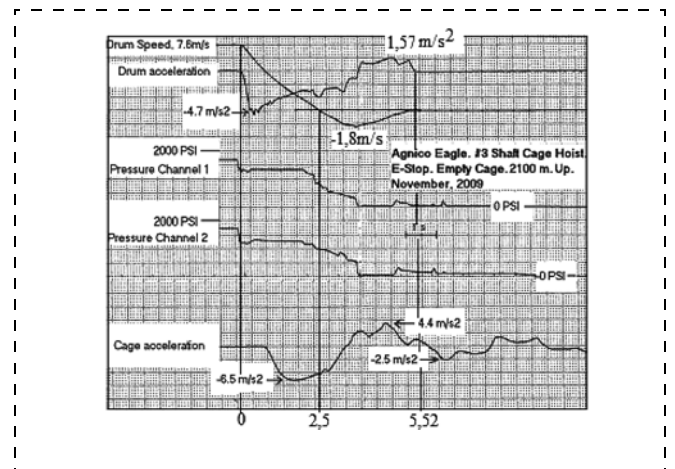


Рис. 6. Осциллограмма аварийного торможения с системой контролируемого отката

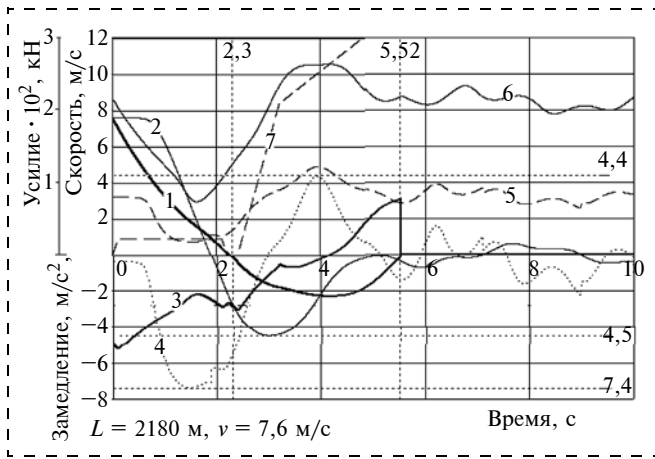


Рис. 7. Процесс аварийного торможения с системой контролируемого отката при длине каната $L = 2180$ м и скорости $v = 7,6$ м/с: 1 — скорость барабана; 2 — скорость клетки; 3 — замедление барабана; 4 — замедление клетки; 5 — усилие в канате у клетки; 6 — усилие в канате у барабана; 7 — тормозное усилие

венных показателей характеристик от кривых, приведенных на рис. 6, объясняются возможной ошибкой при определении параметров подъемной установки и возможным отличием экспериментальных данных от реальных. В обоих случаях продолжительность контролируемого отката равна примерно 3 с, а скорость при откате достигает 2 м/с. После остановки замедления клетки и усилие в канате уменьшаются.

Из приведенных характеристик математического моделирования динамических процессов аварийного торможения можно заметить, что для существенного уменьшения колебаний груза после остановки машины необходимо перед стопорением

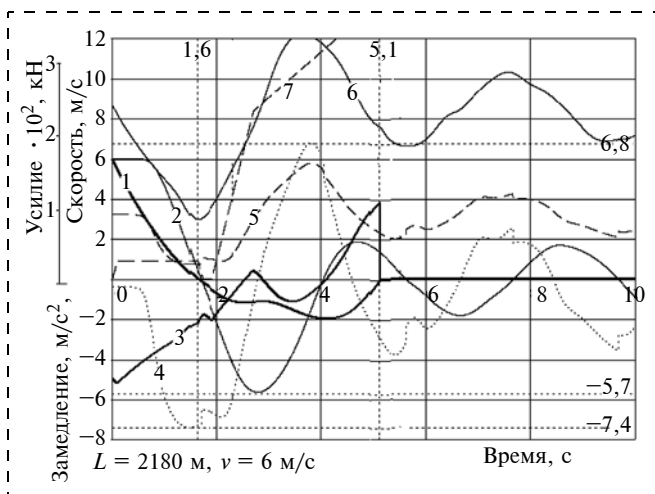


Рис. 8. Процесс аварийного торможения с системой контролируемого отката при длине каната $L = 2180$ м и скорости $v = 6$ м/с: 1 — скорость барабана; 2 — скорость клетки; 3 — замедление барабана; 4 — замедление клетки; 5 — усилие в канате у клетки; 6 — усилие в канате у барабана; 7 — тормозное усилие

иметь минимально возможные величины скорости и замедления клетки. Эти величины зависят от скорости в момент подачи сигнала на торможения, от частоты колебаний (периода) и характеристики изменения тормозного усилия. При другом положении клетки в стволе или при другой скорости в момент подачи сигнала на аварийное торможение необходимо индивидуально подбирать тормозную характеристику, в противном случае, эффекта по уменьшению колебательного процесса можно не получить. Для доказательства этого положения на рис. 8 приведены характеристики математического моделирования при длине каната $L = 2180$ м и скорости машины в момент подачи сигнала на аварийное торможение 6 м/с. Несмотря на наличие отката, после остановки машины клеть совершает колебания, при этом замедление клетки во время отката изменяется от $-7,4$ до $+6,8$ м/с², а скорость — от $-5,7$ до $+2$ м/с. Таким образом, предложенное устройство контролируемого отката [6, 7] не обладает свойством универсальности и при различных скоростях и положениях концевой массы в стволе (разных длинах каната) требует индивидуального подбора тормозной характеристики.

Система автоматического регулирования скорости, уменьшающая колебания после остановки машины

Исследования подтверждают вывод о том, что если остановка машины происходит за время, равное периоду колебаний, то после остановки барабана будут минимальные колебания [4, 9] (кривые 2 и 3 на рис. 5). Элементарные расчеты показывают, что рассмотренная подъемная установка должна иметь мощность двигателя около 2000 кВт, следовательно, ее целесообразно комплектовать электродвигателем постоянного тока, позволяющим в широких пределах регулировать скорость. Для того чтобы обеспечить остановку машины за время, кратное периоду колебаний, необходимо для конкретного положения клетки иметь определенную скорость. На рис. 4 видно, что скорости 12 м/с соответствует длина каната 2200 м, а график функции периода колебаний при больших длинах каната близок к линейному. Следовательно, скорость, при которой подается сигнал на аварийное торможение, должна изменяться по линейному закону, т. е. при постоянных величинах замедления и ускорения. Численные эксперименты показывают, что при длинах каната от 2200 до 1400 м скорость должна уменьшиться с 12,0 до 8,3 м/с. При длине каната 1100 м и скорости 12 м/с оста-

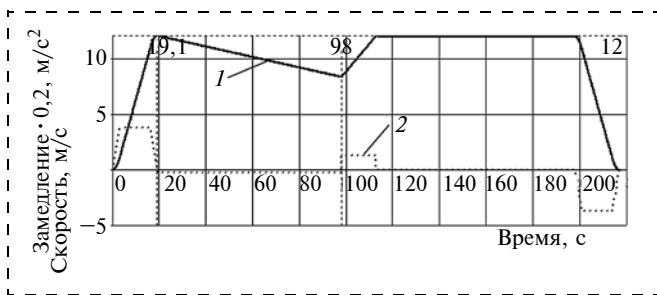


Рис. 9. Диаграмма заданной скорости:
1 — скорость; 2 — замедление

новка произойдет за время, равное двум периодам колебаний (см. рис. 4). На рис. 9 показана диаграмма заданной скорости. Для получения минимальных динамических нагрузок в периоды основного разгона и замедления применяются закономерности, рассмотренные в работах [4, 9], которые предусматривают увеличение и уменьшение ускорения за время, равное периоду колебаний. За время 19,1 с перемещение клетки равно 114,6 м, что соответствует длине каната 2165 м. Применение такой диаграммы скорости позволит существенно уменьшить колебания клетки после остановки машины при длинах каната от 2200 до 1000 м. При длине каната менее 1000 м, как видно на рис. 4, средняя величина замедления барабана не превышает $-2,5 \text{ м/с}^2$ и целесообразно иметь максимальную скорость 12 м/с. Изменение скорости в интервале времени от 19,1 до 112 с увеличит время цикла на 14,5 с.

Система автоматического создания ступеней тормозного усилия при контролируемом откате

В целях придания универсальности системе контролируемого отката предлагается устройство, которое будет формировать тормозное усилие, способное уменьшить колебания клетки после остановки при аварийном торможении при различных скоростях и длинах каната. Уменьшение или увеличение амплитуды зависит от фазы колебаний в момент силового воздействия на систему. В практике известны поглотитель Фрама [16] и способ торможения двумя ступенями усилия [15], в которых, используя принцип суперпозиции, достигается уменьшение колебаний. Амплитуда колебаний зависит от характера внешней силы, при этом максимальные колебания генерируются при ступенчатом характере возмущения, приложенного к механической системе [4]. Принимая во внимание этот постулат, для достижения максимального эффекта тормозное усилие во время контролируемого от-

ката необходимо формировать по характеристике, близкой к ступенчатой. Величина первой ступени выбирается из условия, чтобы скорость при откате была в пределах 1,5...2,5 м/с и должна равняться $(0,5...0,7)F_{\text{CT}}(L)$. Вторая ступень тормозного усилия должна прикладываться к машине в момент, когда замедление клетки во время отката достигает максимума. Следует отметить, что в настоящее время фиксировать эту величину достаточно трудно, так как необходим датчик замедления, расположенный в клетке, и надежный канал трансляции сигнала в здание подъемной установки. Для решения этой проблемы предлагается устройство, которое контролирует величину рывка (производную замедления) органа навивки. Характеристики процессов аварийного торможения показывают, что замедление массы на конце каната всегда в противофазе замедлению органа навивки, т. е. максимальная величина замедления барабана соответствует минимальному замедлению клетки и наоборот. Поэтому величина рывка, равная нулю, говорит о том, что замедление барабана достигло максимума и начинает уменьшаться. В этот момент времени следует подать сигнал на формирование второй ступени тормозного усилия, величина которой должна быть $(1,3...1,5)F_{\text{CT}}(L)$. Следует отметить, что этому моменту соответствует время, равное периоду колебаний клетки, поэтому в программе управления контролируемым откатом можно использовать эту величину. Теоретически функцию периода колебаний от длины каната можно определить по формуле (1). Для практической реализации такой системы управления тормозом вели-

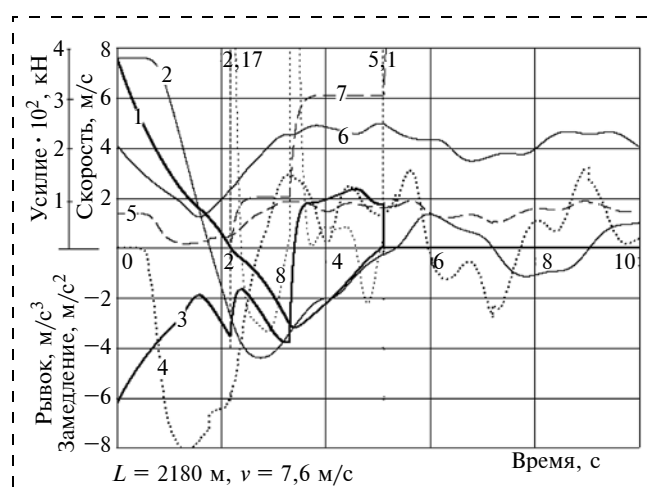


Рис. 10. Контролируемый откат при ступенчатом изменении тормозного усилия:

1 — скорость барабана; 2 — скорость клетки; 3 — замедление барабана; 4 — замедление клетки; 5 — усилие в канате у клетки; 6 — усилие в канате у барабана; 7 — тормозное усилие; 8 — рывок

Система автоматического поддержания заданной скорости при контролируемом откате

Уменьшить колебания клетки при аварийном торможении после остановки машины при различных скоростях и длинах каната можно, если использовать устройство, которое формирует заданную скорость, а тормоз поддерживает эту скорость в процессе контролируемого отката. При достижении нулевой скорости барабана заданная скорость при откате должна увеличиваться с постоянным ускорением, равным $1...2 \text{ м/с}^2$. После того как время процесса станет равным периоду колебаний (в этот момент ускорение клетки достигнет максимума), заданная скорость должна уменьшаться с заданным замедлением $-(1...2) \text{ м/с}^2$. Характеристики динамического процесса системы автоматического поддержания заданной скорости при контролируемом откате приведены на рис. 11. В момент времени $2,17 \text{ с}$ скорость барабана достигает нулевой величины, задающее устройство формирует заданную скорость (прямые 8) с ускорением $+1,5 \text{ м/с}^2$ и замедлением $-1,15 \text{ м/с}^2$ (прямые 9). В результате тормозное усилие изменяется по характеристике 7. Действительная скорость (кривая 1) незначительно отличается от заданной (ошибка регулирования) и определяется величиной коэффициента усиления системы автоматического регулирования. На отметке времени $5,95 \text{ с}$ машина стопорится тормозом. После стопорения колебания скорости не превышают $0,8 \text{ м/с}$, а замедления — 1 м/с^2 .

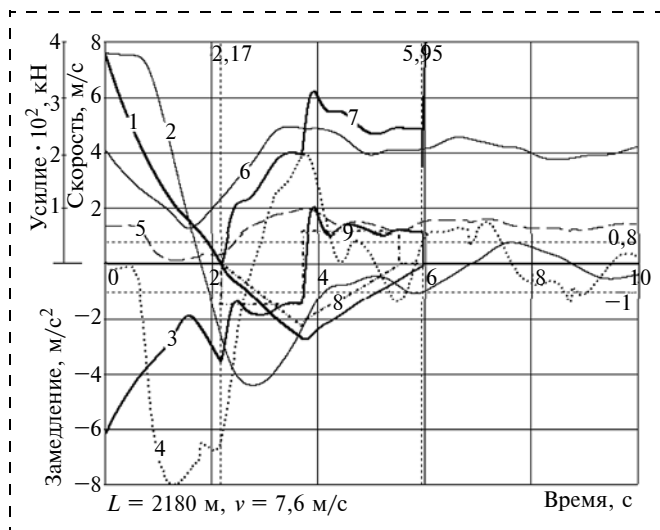


Рис. 11. Контролируемый откат с системой автоматического поддержания заданной скорости:

1 — скорость барабана; 2 — скорость клетки; 3 — замедление барабана; 4 — замедление клетки; 5 — усилие в канате у клетки; 6 — усилие в канате у барабана; 7 — тормозное усилие; 8 — заданная скорость; 9 — заданное замедление

чину периода колебаний целесообразно уточнить, проведя ряд экспериментальных замеров. Слева на рис. 5 ($L = 2180 \text{ м}$, $v = 7,6 \text{ м/с}$) показан процесс аварийного торможения без отката. Для сравнения для этих условий на рис. 10 показаны характеристики процесса аварийного торможения с системой автоматического создания ступеней тормозного усилия при контролируемом откате. Пик замедления клетки во время отката не превышает $+2,9 \text{ м/с}^2$. После остановки машины скорость при колебаниях клетки — не более $1,5 \text{ м/с}$, а замедление — около $2,5 \text{ м/с}^2$.

Аварийное торможение при спуске груза

Для получения минимально допустимого замедления подъемной установки при аварийном торможении при спуске груза независимо от местонахождения клетки (длины каната) и ее загрузки необходима система автоматического поддержания заданной скорости. Для ограничения колебаний, в момент отключения электродвигателя к машине следует приложить тормозное усилие, равное статическому. Заданная скорость должна изменяться с постоянным заданным замедлением (например, 2 м/с^2) с интенсивностью, близкой к периоду колебаний. Перед остановкой машины заданная

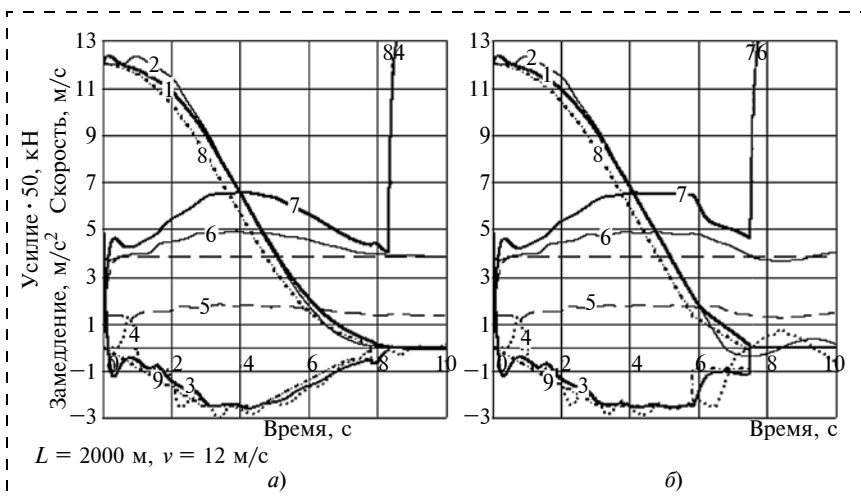


Рис. 12. Аварийное торможение при спуске груза:

1 — скорость барабана; 2 — скорость клетки; 3 — замедление барабана; 4 — замедление клетки; 5 — усилие в канате у клетки; 7 — тормозное усилие; 8 — заданная скорость; 9 — заданное замедление

скорость должна формироваться при уменьшении замедления за время, равное периоду колебаний, или при ступенчатом уменьшении — за половину периода колебаний [4, 9].

Характеристики процессов аварийного торможения при спуске груза приведены на рис. 12. На рис. 12, а показан процесс при изменении заданного замедления в начале и в конце процесса за время, равное периоду колебаний, а на рис. 12, б перед остановкой машины замедление ступенчато уменьшается за время, равное половине периода. В обоих случаях во время торможения и после останова в системе формируются весьма незначительные колебания, которые можно уменьшить, если в систему автоматического поддержания заданной скорости дополнительно включить обратную связь, сигнал которой будет пропорциональным разности скоростей машины и клетки [4, 9]. Пик замедления и скорости в начале процесса объясняется реакцией механической системы на ступенчатое уменьшение усилия в момент отключения двигателя и наличия запаздывания тормозного усилия.

Заключение

Проведенные исследования показывают, что для комплексного решения проблем аварийного торможения подъемных установок сверхглубоких шахт необходима многофункциональная программа управления, основой которой должна быть математическая модель с входными сигналами, которые определяют вид операции (подъем или спуск), местоположение клетки (длина каната), ток двигателя (величина статического натяжения каната). При подаче сигнала на аварийное торможение программа определяет период и частоту колебаний, моделирует процесс (быстрее чем настоящий) и формирует один из рассмотренных видов торможения, т. е. принимаются решения о необходимости контролируемого отката, закона изменения заданной скорости и др.

Реализация предложенных решений позволит снизить динамические нагрузки, уменьшить вредное влияние колебаний на людей в клетки при аварийном торможении и повысить надежность эксплуатации подъемных установок сверхглубоких шахт.

Список литературы

1. **10 самых глубоких шахт мира.** URL: http://www.coal.dp.ua/index.php?option=com_content&view=article&id=12345:10-----&catid=25:the-project&Itemid=27.
2. **Кlaus Kacy.** Brake Control Strategy Reducing After-Stop Conveyance Oscillation. Hoist and Haul. 2010. International Conference on Hoisting and Haulage. Las Vegas, Nevada, United States. URL: http://books.google.com/books?id=Urou-xPKtEkC&printsec=frontcover&source=gbs_ge_summary_r&cad=0#v=onepage&q&f=false.
3. **Единые** правила безопасности при разработке рудных, нерудных и россыпных месторождений полезных ископаемых подземным способом. ПБ 03-553—03.
4. **Степанов А. Г.** Динамика машин. Екатеринбург: УрО РАН, 1999. 392 с.
5. **Действие** вибрации на организм человека. URL: <http://www.knowed.ru/index.php?name=pages&op=view&id=1690>.
6. **Patent CA 2566001.** Method for controlling application of brakes in single dram hoist systems. URL: <http://brevets-patents.ic.gc.ca/opic-cipo/cpd/eng/patent/2566001/summary.html>.
7. **US Patent 7,354,028.** Method for controlling application of brakes in single dram hoist systems. URL: <http://www.google.com/patents/US7354028>.
8. URL: <http://www.bridon.com/usa/site/products/crane/34lr.php>.
9. **Степанов А. Г.** Уменьшение динамических нагрузок при аварийном торможении шахтных подъемных установок // Горное оборудование и электромеханика. 2014. № 3. С. 15—16.
10. **Степанов А. Г., Чугунов А. Н.** Процесс аварийного торможения подъемной установки // Известия вузов. Горный журнал. 1971. № 9. С. 136—140.
11. **Степанов А. Г.** Динамика шахтных подъемных установок. М.: Наука, 1994. 203 с.
12. **Степанов А. Г.** Теоретические основы динамики шахтного подъема // Горное оборудование и электромеханика. 2013. № 7. С. 31—40.
13. **Степанов А. Г.** Динамические процессы при скольжении канатов по футеровке барабана многоканатной подъемной установки // Горное оборудование и электромеханика. 2010. № 6. С. 24—35.
14. **Степанов А. Г., Ольховиков Ю. П., Трифанов Г. Д.** Экспериментальные исследования динамики скипового подъема // Известия вузов. Горный журнал. 1982. № 3. С. 82—84.
15. **А. с. 1054284.** Способ торможения подъемной машины / Степанов А. Г. и др. Бюл. № 42. 1983. URL: <http://www.findpatent.ru/patent/105/1054284.html>.
16. **Дж. П. Ден-Гартог.** Механические колебания. М.: Изд-во физ.-мат. лит.-ры, 1960. 579 с.

Исследование характеристик двухсторонних гидроударных систем^{НГ}

Представлена математическая модель гидроударной системы двухстороннего действия с возможностью задержки движения бойка. Определены критерии подобия, в пространстве которых проведены численные расчеты и анализ ее характеристик. Результаты могут быть использованы на начальном этапе проектирования гидроударных устройств для исполнительных органов горных и строительных машин.

Ключевые слова: ударная система, предельный цикл, критерии подобия, характеристики

L. V. Gorodilov

Investigation of Characteristics of Two-Sided Hydropercussion Systems

A mathematical model of hydropercussion system of the two-sided action with the ability to delay the movement of the striker are presented. The criteria of similarity in the space where the numerical calculations and analysis of its characteristics are defined. Results can be used at the initial stage of design of hydropercussion devices for executive bodies of mining and construction machines.

Keywords: percussion system, limit cycle, similarity criteria, characteristics

Введение

Создание новых и совершенствование существующих технологий разрушения горных пород являются актуальной научно-технической задачей. Перспективное направление здесь — использование горных машин с активными исполнительными органами: экскаваторов с навесными молотами и с ковшами активного действия для открытых горных работ и строительства, динамических стругов и горно-проходческих комбайнов для подземных горных работ. Применение гидромолотов или гидроударных систем в этом случае по КПД и мощности не имеет альтернативы. Поэтому создание новых эффективных конструкций гидроударных систем, исследование их динамики и характеристик, разработка методов расчета и оптимизации параметров сохраняют свое значение и в настоящее время.

Теоретические и экспериментальные исследования автоколебательных гидроударных объемных систем двухстороннего действия [1, 2] показали жесткую взаимосвязь между их характеристиками: так, при увеличении поступающего к ударному устройству расхода жидкости происходит одновре-

менное возрастание предупредной скорости и частоты ударов. Это вызывает определенные затруднения при выборе параметров и проектировании гидроударных устройств. Одним из путей преодоления данного противоречия является использование в рабочем цикле фазы задержки движения бойка [3]. Это позволяет "развязать" названные характеристики и сделать величину предупредной скорости слабо зависящей от расхода поступающей к устройству жидкости, значительно повысить регулируемость выходных характеристик. Особенностью таких систем является то, что в зависимости от значений входных параметров они могут как включать, так и не включать фазу задержки. Их проектирование и разработка вызывают необходимость детального исследования динамики и выходных характеристик. В настоящей статье на основе модели автономной системы с источником постоянного расхода и разработанной в [1, 2] методики делается попытка такого исследования в широком диапазоне входных параметров. Далее систему и цикл, в которых в течение определенной фазы боек неподвижен, будем называть [4] системой с задержкой и циклом с задержкой, иначе — системой и циклом без задержки.

Математическая модель, критерии подобия, выходные характеристики

Принципиальная схема гидроударной объемной системы двухстороннего действия представлена на рис. 1 и включает ударное устройство УУ (боек и жестко закрепленный корпус), жесткий ограничитель O , газожидкостный аккумулятор $Ак$, распределитель P и источник постоянного расхода (насос) H .

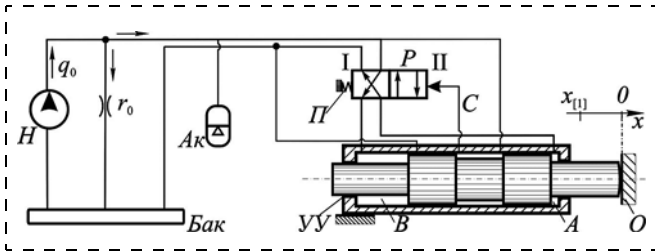


Рис. 1. Принципиальная схема гидроударной системы:

H — насос; $Ак$ — аккумулятор; P — распределитель; $УУ$ — ударный узел; O — ограничитель; $П$ — пружина; A и B — соответственно камеры обратного и прямого хода $УУ$; C — управляющая линия распределителя P (при координате бойка $x < x_{[1]}$ — C соединена со сливной линией, при координате бойка $x = 0$ — с напорной)

Система работает следующим образом. В начальный момент боек находится на ограничителе, распределитель — в позиции I, управляющая линия распределителя C и камера устройства B соединены с напорной линией, камера A — со сливной. Это — 1-я фаза цикла. Она заканчивается при превышении давлением в аккумуляторе величины $p_{[3]}^1$ (давления задержки), тогда распределитель переходит в позицию II. Начинается 2-я фаза: камера B соединяется со сливной линией, камера A — с напорной, боек под действием жидкости в камере A движется влево, доходит до координаты $x_{[1]}$, управляющая линия C соединяется со сливной линией и распределитель возвращается в позицию I. Начинается 3-я фаза, в течение которой камера B соединяется с напорной линией, а камера A — со сливной, боек тормозится и совершает прямой ход до взаимодействия с ограничителем. В конце прямого хода, при достижении бойком координаты $x = 0$, управляющая линия C соединяется с напорной линией, одновременно происходит неупругое взаимодействие бойка с ограничителем, цикл повторяется.

¹ Параметр с подстрочным индексом в квадратных скобках — величина характеристики в точке припасовки; принадлежность переменной или параметра определенной фазе цикла отмечается подстрочным индексом в круглых скобках, знак "+" после скобок означает начало фазы, "-" — окончание.

Давление задержки $p_{[3]}$ регулируется предварительным натягом пружины $П$. Если в конце 3-й фазы давление в системе выше $p_{[3]}$, то распределитель в момент взаимодействия бойка с ограничителем переходит в позицию II и 1-я фаза исключается из цикла, боек сразу после удара начинает обратный ход. В этом случае имеем цикл без задержки.

Параметры элементов системы считаем сосредоточенными; жидкость — несжимаемой; утечки определяются линейным гидравлическим сопротивлением $r_0 = p_n/q_0(1 - \eta_0)$ (q_0 — идеальный расход насоса; p_n — номинальное давление; η_0 — объемный КПД системы при номинальном давлении), механические и гидравлические потери отсутствуют, распределитель переключается мгновенно и без потерь, коэффициент восстановления скорости бойка при взаимодействии с ограничителем равен нулю.

Динамика системы описывается дифференциальными уравнениями

$$\frac{dx}{dt} = v; m \frac{dv}{dt} = S_{(j)}v;$$

$$\frac{p_n^{1/\gamma} V_n}{\gamma p^{1+1/\gamma}} \frac{dp}{dt} = q_0 - S_{(j)}v - \frac{p}{r_0}; \quad (1)$$

начальными условиями

$$t = 0; x = x_0; v = v_0; p = p_0 \quad (2)$$

и условиями сопряжения решений в точках припасовки

$$x < x_{[1]} - I \rightarrow II; x = 0 \text{ и } p > p_{[3]} - II \rightarrow I; \\ x = 0; v > 0 - v_+ = -Rv_-, \quad (3)$$

где x , v и p — координата, скорость бойка и давление газа в аккумуляторе (x_0 , v_0 и p_0 — их начальные значения); t — время; m и S_A, S_B — масса и площади бойка со сторон камер A, B ; $S_{(j)} = 0$ — в 1-й фазе цикла; $S_{(j)} = -S_A$ — во 2-й и 4-й; $S_{(j)} = S_B$ — в 3-й; V_n — объем газа в аккумуляторе при номинальном давлении; γ — показатель адиабаты; \rightarrow — указывает направление смены позиции распределителя; v_- и v_+ — скорость бойка до и после взаимодействия с ограничителем; R — коэффициент восстановления скорости.

Введем безразмерные переменные по формулам

$$t = \frac{(1 - \eta_0)^{1/\gamma} V_n}{\gamma q_0} \bar{t}; x = \frac{(1 - \eta_0)^{1/\gamma} V_n}{\gamma S_*} \bar{x}; \\ v = \frac{q_0}{S_*} \bar{v}; p = \frac{p_n}{(1 - \eta_0)} \bar{p}; q = q_0 \bar{q}, \quad (4)$$

где $S_* = S_A + S_B$, подставив в (1)–(3), получим

$$\frac{d\bar{x}}{d\bar{t}} = \bar{v}; \quad \frac{d\bar{v}}{d\bar{t}} = \sigma_1 \bar{S}_{(j)} \bar{p};$$

$$\frac{d\bar{p}}{d\bar{t}} = \bar{p}^{1+1/\gamma} (1 - \bar{S}_{(j)} \bar{v} - \bar{p}); \quad (5)$$

$$\bar{t} = 0: \bar{x} = \bar{x}_0; \bar{v} = \bar{v}_0; \bar{p} = \bar{p}_0; \quad (6)$$

$$\bar{x} \leq \bar{x}_{[1]} - 1 \rightarrow \text{II}; \bar{x} = 0 \text{ и } \bar{p} > \bar{p}_{[3]} - \text{II} \rightarrow \text{I};$$

$$\bar{x} = 0; \bar{v} > 0 - \bar{v}_+ = 0, \quad (7)$$

$$\text{где } \sigma_1 = \frac{(1 - \eta_0)^{-1+1/\gamma}}{\gamma} \frac{p_n V_n}{m_1 (q_0/S_*)^2}; \bar{S}_{(j)} = 0 -$$

в 1-й фазе; $\bar{S}_{(j)} = -\sigma_0/(1 + \sigma_0)$ — во 2-й и 4-й; $\bar{S}_{(j)} = 1/(1 + \sigma_0)$ — в 3-й; $\sigma_0 = S_A/S_B$.

Таким образом, свойства автоколебательной гидроударной объемной системы двухстороннего действия, включающей рабочие циклы без задержки и с задержкой, зависят от четырех безразмерных параметров — критериев подобия

$$\sigma_0; \sigma_1; \bar{x}_{[1]}; \bar{p}_{[3]}, \quad (8)$$

которые в дальнейшем будем называть основными критериями подобия.

В статье в пространстве основных критериев подобия исследуется поведение интегральных выходных характеристик предельных циклов системы¹:

$$\begin{aligned} \text{предударной скорости бояка } \bar{v}_I^* &= v_I^* S_* / q_0; \\ \text{времени цикла } \bar{T}_C^* &= T_C^* \gamma q_0 / (1 - \eta_0)^{1/\gamma} V_n; \\ \text{размаха колебаний } \bar{X}_{\max}^* &= X_{\max}^* \gamma S_* / (1 - \eta_0)^{1/\gamma} V_n; \\ \text{мощности } \bar{N}^* &= N^* \sigma_1 (1 - \eta_0) / q_0 p_n; \end{aligned} \quad (9)$$

$$\text{КПД } \eta^* = (\bar{V}_I^*)^2 / 2\sigma_1 \int_{t_{(1)}^*}^{t_{(4)}^*} \bar{p}^2 d\bar{t}^2;$$

$$\text{среднего давления за цикл } \bar{p}_m^* = (1 - \eta_0) / p_n p_m^*.$$

Интегрирование уравнений (5)–(7) проводили численно с применением метода припасовывания [2].

Расчеты были проведены в широком диапазоне критериев подобия (8): σ_0 изменяли от 0,1 до 10; σ_1 — от 0,5 до 10^6 ; $\bar{x}_{[1]}$ — от 0,1 до 10; $\bar{p}_{[3]}$ — от 0 до 0,4.

¹ Надстрочный индекс "*" означает принадлежность характеристики к предельному циклу.

Анализ результатов расчетов

На рис. 2 в $\sigma_0\sigma_1$ -плоскостях пространства критериев (8) при $\bar{x}_{[1]} = 1$, $\bar{p}_{[3]} = 0; 0,1; 0,2$ в логарифмическом масштабе представлены изолинии выходных характеристик (9), ограниченные линиями среднего за цикл давления $\bar{p}_m^* = 0,05; 0,5$ и максимального размаха колебаний $\bar{X}_{\max}^* < 8$. В системе без задержки ($\bar{p}_{[3]} = 0$) ограниченная область представляет собой дугообразную полосу, обращенную выпуклостью к оси σ_0 (см. рис. 2, а), в системе с задержкой в исследованном диапазоне значений σ_1 верхняя граница отсутствует, однако сама область разделена на две части: в нижней наблюдаем цикл без задержки, в верхней — с задержкой. В большей части диапазона безразмерных критериев величины безразмерного давления задержки $\bar{p}_{[3]} = 0,06$ достаточно, чтобы среднее давление в системе в течение предельного цикла не опускалось ниже значения $\bar{p}_m = 0,05$.

Форма изолиний времени цикла \bar{T}_C^* и КПД η^* повторяет форму изолиний $\bar{p}_m^* = 0,5$, величина \bar{T}_C^* с ростом σ_1 уменьшается, приближаясь к значению критерия $\bar{x}_{[1]}$, а η^* напротив растет. Размах колебаний \bar{X}_{\max}^* , главным образом, зависит от критериев $\bar{x}_{[1]}$ и σ_0 и достаточно точно описывается формулой

$$\bar{X}_{\max}^* \approx \bar{x}_{[1]} (1 + \sigma_0). \quad (10)$$

Изолинии предударной скорости \bar{v}_I^* и мощности \bar{N}^* в системе без задержки имеют форму колокола, максимум которого приходится на величину $\sigma_0 = 0,3...0,4$, в системе с задержкой они характеризуются независимостью от критерия σ_0 (изолинии параллельны оси σ_0).

В рамках модели системы с источником постоянного расхода достаточно просто объясняется слабая зависимость времени цикла T_C от критериев σ_0 и σ_1 . Если расход постоянен, то величину T_C можно оценить формулой

$$T_C \approx x_{[1]} (S_A + S_B) / (q_0 - p_m / r_0),$$

где числитель — расход, потребляемый устройством за цикл; знаменатель — идеальный расход источника за вычетом утечек жидкости через сопротивление r_0 ; p_m — среднее за цикл значение давления в системе.

Переходя к безразмерным переменным, получим

$$\bar{T}_C \approx x_{[1]} / (1 - \bar{p}_m). \quad (11)$$

Расчеты по формуле (11) показывают хорошее совпадение с полученным при численных вычислениях временами предельных циклов \bar{T}_C^* . Отме-

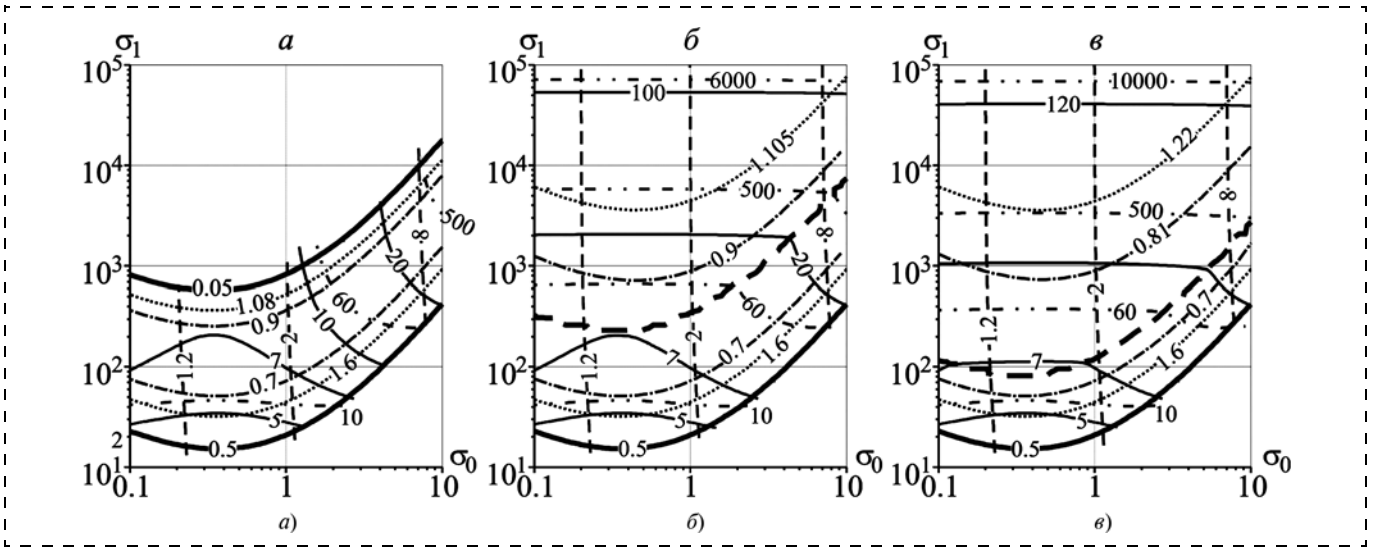


Рис. 2. Номограммы изолиний выходных характеристик в плоскостях $\sigma_0\sigma_1$ при $\bar{x}_{[1]} = 1$:

$a - \bar{p}_{[3]} = 0$; $b - \bar{p}_{[3]} = 0,1$; $c - \bar{p}_{[3]} = 0,2$; ——— — скорость \bar{v}_I^* ; - - - - КПД η^* ; — мощность \bar{N}^* ; - · - · - время цикла \bar{T}_C^* ; ——— — размах колебаний \bar{X}_{\max}^* ; ——— — среднее давление за цикл \bar{p}_m^* , ——— — линия, разделяющая циклы без задержки и с задержкой

тим, что знаменатель правой части этой формулы, характеризующий в данном случае объемный КПД системы, в свою очередь, приближенно равен КПД гидроударной системы η^* , что объясняется тем, что в модели потери энергии определяются единственно утечками жидкости.

Формулу (10) для максимального размаха колебаний \bar{X}_{\max}^* можно получить в предположении, что она определяется суммой длин хода бойка от 0 до координаты $x_{[1]}$ и от координаты $x_{[1]}$ до остановки \bar{X}_{\max}^* и что действующие на боек силы в течение этих интервалов равны $p_m S_A$ и $p_m S_B$.

Применяя закон сохранения энергии, запишем выражение

$$p_m S_A x_{[1]} = p_m S_B (\bar{X}_{\max}^* - x_{[1]}),$$

из которого после преобразований и приведения к безразмерной форме получаем формулу (10). Отклонение получаемых в расчетах значений \bar{X}_{\max}^* от этой оценки, возрастающее при увеличении $\bar{x}_{[1]}$, является результатом увеличения колебаний давления в системе в течение цикла.

Безразмерная скорость \bar{v}_I^* физически представляет собой отношение предупдарной скорости к скорости движения поршня площадью $(S_A + S_B)$, если в камеру цилиндра такого поршня поступает расход q_0 (4). В определенном смысле характеристику \bar{v}_I^* можно считать показателем динамичности автоколебательных гидроударных систем (по аналогии с коэффициентом динамичности вынужденных гармонических колебаний). Для системы

без задержки диапазон этой величины в исследованном диапазоне критериев подобия слабо зависит от значения безразмерной длины фазы обратного хода (2-й фазы) $\bar{x}_{[1]}$ и ограничен значениями $\bar{v}_I^* < 10 \dots 20$.

Выявленные закономерности изменения величин предупдарной скорости и мощности могут служить обоснованием выбора критерия σ_0 : при его малых и больших величинах возможно получение высоких энергий удара и мощности, тогда как при величине 0,3...0,4 обеспечиваются сбалансированное отношение действующих на боек сил и соответственно минимальный размах колебаний давления в системе.

Очевидно, что в системах с задержкой, когда выполняется условие $\bar{v}_I^* \gg 1$, влияние источника расхода на динамику движения бойка не должно быть большим. Тогда основное влияние на результаты процесса будет оказывать энергия, запасенная в аккумуляторе к началу 2-й фазы. Используя этот факт, можно провести оценку предупдарной скорости исходя из закона сохранения энергии и приравнивая работу, совершаемую газом аккумулятора при расширении на объем, равный объему жидкости, потребляемому устройством за цикл $x_{[1]} S_*$, кинетической энергии бойка перед ударом

$$\int_{V_{[3]}}^{V_{[3]} + x_{[1]} S_*} p dV = \frac{m v_I^2}{2},$$

где V и $V_{[3]}$ — текущий объем и объем при давлении $p_{[3]}$ газа в аккумуляторе.

После интегрирования и перехода к безразмерным переменным получим выражение для предударной скорости бойка

$$\bar{v}_I = \sqrt{\frac{2\gamma}{-\gamma+1} \sigma_1 \left\{ \left[\frac{1}{p_{[3]}^{1/\gamma}} + \frac{\bar{x}_{[1]}}{\gamma} \right]^{-\gamma+1} - \left[\frac{1}{p_{[3]}^{1/\gamma}} \right]^{-\gamma+1} \right\}}, \quad (12)$$

расчеты по которому показывают, что в большей части области цикла с задержкой расхождение с результатами, полученными при численных расчетах, не превышает 5%. Уточнение полученных результатов можно получить, учитывая потери энергии вследствие утечек жидкости в системе.

Заключение

1. Проведено исследование выходных характеристик автоколебательных гидроударных систем двухстороннего действия без задержки и с задержкой движения бойка в широком диапазоне безразмерных параметров — основных критериев подобия.

2. На основе законов сохранения даны простые оценки характеристик, показывающие хорошее совпадение с результатами численных расчетов: времени цикла \bar{T}_C^* , размаха колебаний \bar{X}_{\max}^* , для систем с задержкой — предударной скорости \bar{v}_I^* .

3. Введение в систему дополнительного параметра — давления задержки $\bar{p}_{[3]}$ — позволяет получить предударную скорость бойка \bar{v}_I^* и мощность системы \bar{N}^* , значительно превышающие аналогичные для систем без задержки.

4. Результаты исследований могут быть использованы на начальном этапе проектирования гидроударных устройств для исполнительных органов горных и строительных машин: при расчете и выборе их основных параметров, необходимых для создания эскизного проекта.

Список литературы

1. **Городилов Л. В.** Численное исследование динамики автоколебательных гидравлических ударных систем. Ч. I. Системы двойного действия // ФТПРПИ. 2007. № 6. С. 66—81.
2. **Городилов Л. В.** Разработка основ теории гидроударных систем объемного типа для исполнительных органов горных и строительных машин: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Новосибирск, 2010. 42 с.
3. **Пат. 2182967 РФ.** Способ управления рабочим циклом гидравлической ударной машины / В. А. Голдобин, Л. В. Городилов, А. Р. Маттис; опубл., БИ. 2002. № 15. 5 с.
4. **Городилов Л. В., Фадеев П. Я.** Анализ и классификация эффективных конструктивных схем автоколебательных гидравлических ударных систем / Фундаментальные проблемы формирования техногенной геосреды: тр. конф. с участием иностр. ученых (10—13 октября 2006 г.). Новосибирск: ИГД СО РАН, 2007. Т. 2. С. 71—79.

Информация

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ!

Продолжается подписка на журнал "Горное оборудование и электромеханика" на второе полугодие 2014 г. Оформить подписку можно через подписные агентства или непосредственно в редакции. Подписные индексы по каталогам: Роспечать — **20134**; Пресса России — **39708**.

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

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

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

E-mail: gma@novtex.ru

К 90-летию со дня рождения Юрия Альфредовича Муйземнека (1924—2001)



Юрий Альфредович Муйземнек родился 15 июня 1924 г. в г. Москва.

В 1942 г. он поступил в Московское высшее техническое училище им. Н. Э. Баумана, которое успешно окончил в 1948 г. по специальности "Танкостроение".

Трудовая деятельность Ю. А. Муйземнека началась в 1948 г. в г. Свердловск на Уральском заводе тяжелого машиностроения (УЗТМ), куда Юрий Альфредович был направлен по распределению инженером-конструктором и где успешно занимался проектированием цементного, шахтопроходческого и других видов оборудования, выпускаемого Уралмашзаводом.

С 1949 по 1957 г. Юрий Альфредович прошел путь от старшего инженера-конструктора до руководителя группы в различных подразделениях Уралмашзавода.

Наиболее полно и ярко проявились способности Юрия Альфредовича в деле становления научно-исследовательского направления в конструкторских разработках. С 1957 г. он возглавлял (был назначен начальником бюро) первую на заводе инженерно-конструкторскую лабораторию, которая стала прообразом многих специализированных лабораторий, организованных позднее практически во всех конструкторских отделах.

Под руководством и при непосредственном участии Юрия Альфредовича были проведены многочисленные исследования рабочего процесса

и технологических параметров, кинематики, динамики и прочности конусных дробилок и мельниц, экскаваторов и металлургического оборудования. Результаты этих исследований широко используются конструкторами при проектировании и модернизации продукции Уралмаша. Исследования Ю. А. Муйземнека помогли решить многие сложные проблемы и найти пути дальнейшего совершенствования машин и оборудования.

В 1962 г. Ю. А. Муйземнеку была присуждена степень кандидата технических наук.

С 1963 по 1984 г. Ю. А. Муйземнек был начальником лаборатории отделения главного конструктора горнорудного и доменного машиностроения, а с 1984 по 1987 г. руководил этой лабораторией, будучи заведующим.

С 1966 по 1974 г. Ю. А. Муйземнек по совместительству работал в Свердловском горном институте в должности доцента, читал лекции по дисциплине "Машины и оборудование обогатительных фабрик", руководил курсовым и дипломным проектированием.

В 1988 г. Ю. А. Муйземнек стал старшим научным сотрудником кафедры "Горные машины и комплексы" в научно-исследовательском секторе Свердловского горного института (УГГГА), а с 1989 по 1999 г. был ведущим научным сотрудником этой же кафедры. Юрий Альфредович занимался совершенствованием конструкций дробильного оборудования и оптимизацией технологического процесса дробления. Был активным сотрудником отраслевой научно-исследовательской лаборатории дробильно-размольного оборудования Минтяжмаша СССР (ОНИЛ ДРО). Ю. А. Муйземнек — автор 196 публикаций.

Юрий Альфредович умел организовать работу коллектива, увлечь его своей энергией, целеустремленностью, оптимизмом. Круг его интересов был необычайно широк — от филателии и музыки до шахмат и тенниса. Для всех людей, знавших его, он был образцом честного, умного и интеллигентного человека, обладавшего неистощимым юмором.

Светлая память о Юрии Альфредовиче Муйземнеке навсегда сохранится в наших сердцах.

*Уральский государственный горный университет,
кафедра "Горные машины и комплексы".*

Памяти Александра Григорьевича Лазуткина (1935—2013)



Александр Григорьевич Лазуткин родился 18 июля 1935 г. в с. Русский-Сыромяс Сосновоборского района Пензенской области. В 1958 г. окончил Днепропетровский горный институт им. Артема. С 1958 по 1962 г. работал на Ново-Карагандинском машзаводе в должностях инженера-конструктора, старшего мастера, начальника участка и цеха. В 1962 г. Александр Григорьевич перешел в Карагандинский политехнический институт на должность ассистента кафедры "Горные машины и рудничный транспорт". В 1963 г. он

поступил в очную аспирантуру, которую закончил в 1996 г. с защитой кандидатской диссертации. С 1966 г. являлся старшим преподавателем, а с 1968 г. — доцентом кафедры "Горные машины и комплексы". В 1971 г. назначен проректором по научной работе и заведующим кафедрой "Горные машины и комплексы". В 1980 г. Александру Григорьевичу была присуждена степень доктора технических наук, а в 1981 г. он был утвержден в ученном звании профессора. В 1988 г. был избран ректором Карагандинского политехнического института, в этой должности Александр Григорьевич проработал до 1993 г. В 1989 г. был избран членом-корреспондентом Национальной академии наук Республики Казахстан, в 1993 г. — членом-корреспондентом Инженерной Академии Республики Казахстан. В 1986 г. удостоен звания Лауреата Государственной премии Казахской ССР. Награжден правительственными наградами СССР.

С 1994 по 2002 г. Александр Григорьевич работал в Муромском институте (филиале) Владимирского государственного университета в должности заведующего кафедрой "Станки, автоматы и автоматические линии". Им опубликовано шесть монографий, 284 научных труда и получено 118 авторских свидетельств.

Группа коллег и учеников:

*Л. И. Кантович, В. В. Нордин, С. А. Рябчук,
Л. С. Ушаков, Ю. Ф. Фабричный, Ю. И. Эрминиди.*

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 15.05.2014. Подписано в печать 30.06.2014. Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 5,88. Заказ GO714. Цена свободная.

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

Оригинал-макет ООО "Авансед солюшнз". Отпечатано в ООО "Авансед солюшнз". 119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1.