

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:

АНДРЕЕВА Л.И., д.т.н.
ГАЛКИН В.И., д.т.н., проф.
ГЛЕБОВ А.В., к.т.н.
ЕГОРОВ А.Н. (Белоруссия)
ЕДЫГЕНОВ Е.К. (Казахстан)
ЖАБИН А.Б., д.т.н., проф.
ЗЫРЯНОВ И.В., д.т.н.
КАРТАВЫЙ Н.Г., д.т.н., проф.
КУЛАГИН В.П.
МЫШЛЯЕВ Б.К., д.т.н., проф.
ПЕВЗNER Л.Д., 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)
СТРАБЫКИН Н.Н., 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:

БЕЛЯНИКИНА 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

100-ЛЕТИЕ СТАРЕЙШЕГО ВУЗА УРАЛА

Косарев Н. П. Уральский государственный горный университет накануне столетия 3

Лагунова Ю. А. Этапы большого пути кафедры горных машин и комплексов . . . 5

ЭКСКАВАТОРОСТРОЕНИЕ

Шестаков В. С., Хорошавин С. А. Направления повышения эффективности одноковшовых карьерных экскаваторов 11

Комиссаров А. П., Лагунова Ю. А., Шестаков В. С. Сравнительная оценка энергетических характеристик карьерных экскаваторов 14

БУРОВЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ

Савинова Н. В., Шилов В. В., Смирнов Е. И., Абдулкаримов М. К. Влияние эксплуатационных дефектов на несущую способность металлоконструкций буровых вышек 17

ДРОБИЛЬНО-РАЗМОЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Лагунова Ю. А., Жиганов П. А., Червяков С. А. Анализ передвижных дробильных установок по производительности, массе и энерговооруженности 24

Волков Е. Б., Ляпцев С. А. Экспериментальные исследования процесса грохочения 30

СТАЦИОНАРНЫЕ УСТАНОВКИ

Долганов А. В. Повышение эффективности эксплуатации рудничного водоотлива за счет совершенствования очистки водосборников от шлама 33

НАУЧНЫЕ РАЗРАБОТКИ

Лагунова Ю. А., Калянов А. Е. Математическое моделирование элементов гидравлической схемы системы прижатия конусной дробилки 39

СОТРУДНИЧЕСТВО

Червяков С. А., Суслов Н. М. Сотрудничество кафедры с Уралмашзаводом 46

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

ГОРНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА

Editor-in-Chief:

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

Deputy Editor-in-Chief:

IVANOV S.L., Dr. Sci. (Tech.)
LAGUNOVA Yu.A., Dr. Sci. (Tech.)

Editorial Council:

KOZOVOY G.I. (co-chairman), Dr. Sci. (Tech.)
TRUBETSKOY K.N. (co-chairman),
Dr. Sci. (Tech.), Acad. RAS
ANTONOV B.I.
GALKIN V.A., Dr. Sci. (Tech.)
KOZYARUK A.E., Dr. Sci. (Tech.)
KOSAREV N.P., Dr. Sci. (Tech.)
MERZLYAKOV V.G., Dr. Sci. (Tech.)
NESTEROV V.I., Dr. Sci. (Tech.)
CHERVYAKOV S.A., Cand. Sci. (Tech.)

Editorial Board Members:

ANDREEVA L.I., Dr. Sci. (Tech.)
GALKIN V.I., Dr. Sci. (Tech.)
GLEBOV A.V., Cand. Sci. (Tech.)
EGOROV A.N. (Belarus)
EDYGENOV E.K. (Kazakhstan)
ZHABIN A.B., Dr. Sci. (Tech.)
ZYRYANOV I.V., Dr. Sci. (Tech.)
KARTAVYI N.G., Dr. Sci. (Tech.)
KULAGIN V.P.
MYSHLYAEV B.K., Dr. Sci. (Tech.)
PEVZNER L.D., 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)
STRABYKIN N.N., 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

100th ANNIVERSARY OF THE OLDEST UNIVERSITIES IN THE URALS

Kosarev N. P. Ural State Mining University Eve of the Century	3
Lagunova Yu. A. Great Way Stages Department of Mining Machines and Systems	5

PRODUCTION OF EXCAVATORS

Shestakov V. S., Horoshavin S. A. Towards Strengthening the Shovel Mining Excavator	11
Komissarov A. P., Lagunova Yu. A., Shestakov V. S. Comparatively Evaluating Energetic Characteristics of Mining Excavator	14

DRILLING EQUIPMENT

Savinova N. V., Shilov V. V., Smirnov E. I., Abdulkarimov M. K. Influence of Operational Defects on Bearing Ability of the Metalwork of Derricks	17
---	----

CRUSHING AND MILLING EQUIPMENT

Lagunova Yu. A., Jiganov P. A., Chervyakov S. A. Analysis of Mobile Crushing Plants in Performance, Weight and Power Equipment	24
Volkov E. B., Lyaptsev S. A. Experimental Studies the Process of Screening	30

STATIONARY INSTALLATIONS

Dolganov A. V. Increase of Efficiency of Operation Mine Dewatering by Improving Cleaning Water Drains from Cuttings	33
--	----

RESEARCH AND DEVELOPMENT

Lagunova Yu. A., Kalyanov A. E. Mathematical Modeling of Elements of a Hydraulic System Circuit Pressure Cone Crusher	39
--	----

COOPERATION

Chervyakov S. A., Suslov N. M. Cooperation with the Department of Uralmash-zavod	46
---	----

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

УДК 622:006.16

Н. П. Косарев, д-р техн. наук, ректор, УГГУ, г. Екатеринбург

E-mail: office@ursmu.ru

Уральский государственный горный университет накануне столетия

Приведена краткая история государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования "Уральский государственный горный университет".

Ключевые слова: горный университет, форум, партнерство, наука, храм.

N. P. Kosarev

Ural State Mining University Eve of the Century

A brief history of the state educational institution of higher professional education "Ural state mining university".

Keywords: mining university, forum, partnership, science, temple.

Уральский государственный горный университет — первое высшее учебное заведение Урала. Он был учрежден 3 (16) июля 1914 г. законом, утвержденным Императором Николаем II, как Екатеринбургский горный институт. Первая мировая война усложнила строительство вуза, но уже в начале 1917 г. он был принят "под Высочайшее Его Императорского Величества покровительство" и институту было даровано наименование "Уральский горный институт Императора Николая II". Первым ректором института был назначен 36-летний профессор Петроградского горного института Петр Петрович фон Веймарн.

В 1917 г. Уральский горный открыл свои двери абитуриентам: в Совет института поступило 610 прошений от выпускников гимназий, училищ, кадетских корпусов, духовных семинарий и учительских институтов; зачислено же было 306 человек. 22 октября 1917 г. в вузе начались первые занятия.

За последующие десятилетия учебное заведение сменило несколько названий: Свердловский горный институт имени В. В. Вахрушева (1925—1990 гг.), Уральский горный институт (1991 г.), Уральская государственная горно-геологическая академия (1993 г.). Стремительно повышая уровень образования, в 2004 г. вуз успешно прошел процедуру комплексной оценки деятельности и решением Аккредитационной коллегии Министерства образования и науки РФ получил высший

статус и теперь называется Уральский государственный горный университет.

Сегодня Уральский горный входит в число вузов-лидеров в России по качеству подготовки специалистов. Студенты вуза распределяются уже на четвертом курсе, когда работодатели приезжают прямо в университет на ярмарку молодых специалистов за необходимыми предприятиям кадрами. Образование, которое получают студенты Горного университета, дает им возможность стать одними из самых востребованных специалистов для российских и зарубежных компаний.

Подготовку специалистов осуществляют 44 кафедры, из которых 37 — выпускающие. Общее число обучающихся превышает 11000 человек. В структуре университета пять очных факультетов, факультет заочного обучения, институт дополнительного профессионального образования, институт сокращенной подготовки, факультет среднего профессионального образования.

Университет располагается в центре г. Екатеринбурга и имеет четыре учебных корпуса, пять студенческих общежитий, четыре базы учебных практик в пригородах г. Екатеринбурга, базу отдыха, спортивный комплекс с девятью спортивными залами, студенческий культурный центр и уникальный Геологический музей. Фонд библиотеки университета насчитывает около 600 тыс. томов, в учебном процессе и научных исследованиях исполь-

зуются 940 компьютеров, работает издательство университета, имеется санаторий-профилакторий.

Обучение студентов проводят около 460 преподавателей, из которых более 230 — кандидаты наук и более 90 — доктора наук.

В 2011 г. Уральский государственный горный университет награжден золотой медалью "Европейское качество" в номинации "100 лучших вузов России". В 2012 г. университет стал победителем III Всероссийского конкурса в области менеджмента качества среди образовательных учреждений за 2011 г. В 2013 г. (март—июнь) образовательные программы УГГУ успешно прошли независимую оценку качества образования в рамках проекта "Федеральный интернет-экзамен в сфере профессионального образования". В числе лучших инновационных образовательных программ России признаны реализуемые в Горном университете образовательные программы "Горное дело", "Маркшейдерское дело", "Земельный кадастр", "Геология и разведка полезных ископаемых". Выданный университету Сертификат качества — это заслуженная награда коллективу за многолетний труд и достойный подарок к 100-летию вуза.

УГГУ принадлежит инициатива создания Уральского горно-промышленного университетского комплекса (УРГУК). Это вертикально-интегрированный образовательный холдинг, где предприятия тесно взаимодействуют с университетом и оказывают финансовую поддержку в подготовке специалистов. В состав УРГУК входят более 50 крупных предприятий (таких, как УГМК-холдинг, СУАЛ-холдинг, Качканарский ГОК "Ванадий", "Тюмень-промгеофизика", "Ураласбест" и др.); 23 горно-геологических колледжа, 13 учреждений начального профессионального образования из Свердловской, Пермской, Челябинской, Кемеровской, Оренбургской, Курганской, Сахалинской областей, Башкортостана и Казахстана. В Горном университете с 2003 г. проводится масштабный учебно-научно-производственный горняцкий форум "Уральская горнопромышленная декада", который включен в План организационных мероприятий Правительства Свердловской области.

Важнейшим социально-инновационным проектом является система непрерывного вертикально и горизонтально интегрированного образования. В интересах жителей малых городов и удаленных территорий вуз создает территориальные образовательные Центры, в которых под эгидой университета объединяются своими ресурсами учреждения общего школьного, начального, среднего, высшего профессионального образования и предприятия-работодатели. Такой Центр успешно работает в г. Североуральске.

На современном этапе вуз разработал механизмы по обеспечению эффективной интеграции бизнеса и образования, по развитию частно-государственного партнерства.

Для выполнения научных работ университет располагает геологическими экспедициями, научно-образовательными центрами, геологическими полигонами: учебно-научными лабораториями для анализа минерального сырья, лабораторией обогащения полезных ископаемых, лабораторией геомеханики, гидравлики, бурения.

Геологическая экспедиция Горного университета с 2000 г. выполняет работы по составлению госгеолкарт Полярного Урала в рамках программы Госгеолкарта-200 Федерального агентства по недропользованию Минприроды России. Общий объем финансирования на 2013 г. составил 100 млн руб.

Реализован комплексный проект "Организация производства высокотехнологичного оборудования для добычи природного камня открытым способом" по выигранному конкурсу постановления Правительства Российской Федерации № 218 от 9 апреля 2010 г. "Развитие кооперации вузов и производственных предприятий".

В 2008 г. университет признан Лауреатом конкурса Рособнадзора "Системы качества подготовки выпускников образовательных учреждений профессионального образования".

С 2008 г. университет активно включается в проведение Всероссийских студенческих олимпиад — первой стала региональная олимпиада "Проектирование металлоконструкций", с 2012 г. проводится Всероссийская студенческая олимпиада всероссийского уровня "Проектирование гидропривода" (3-й этап).

В 2010 г. создано Студенческое конструкторское бюро горных и нефтегазовых машин, на базе которого выполнены НИОКР на сумму 7 млн руб.

В 2011 г. Горный университет стал одним из организаторов технологической платформы "Твердые полезные ископаемые". Представители университета вошли в состав наблюдательного и экспертного советов технологической платформы.

Результаты научных работ вуза используются производственными предприятиями и организациями России, среди которых: Уральская горно-металлургическая компания, Уралмаш, Тюмень-промгеофизика, Башнефтегеофизика, Высокогорский ГОК, Качканарский ГОК "Ванадий", Севуралбокситруда и многие другие. Многие годы связана научная деятельность Горного университета с совместным российско-монгольским предприятием "Эрдэнэт" и Навоийским горно-металлургическим комбинатом (Узбекистан).

Для подготовки кадров высшей квалификации действуют аспирантура по 26 специальностям и

четыре диссертационных совета по рассмотрению докторских и кандидатских диссертаций по специальностям: геофизика, геология, геоэкология, обогащение полезных ископаемых, геомеханика, аэрогазодинамика, горная теплофизика, геотехнология, горные машины, инженерная геология, мерзлотоведение и грунтоведение. Университет является издателем журнала "Известия высших учебных заведений. Горный журнал", который входит в Перечень ВАК.

В Горном университете сформирована система духовно-нравственного и эстетического воспитания, объединившая на основе российской национальной исторической традиции не только студентов, преподавателей, но и население г. Екатеринбурга и Свердловской области. Созданы Центр содействия национально-культурным объединениям Свердловской области и Молодежная ассоциация этнокультурных объединений. Целью данных проектов является гармонизация межнациональных отноше-

ний, укрепление российского многонационального единства. По решению трудового коллектива под патронажем Екатеринбургской епархии при вузе возрожден храм Святителя и Чудотворца Николая — первый Храм горняков.

Плодотворная деятельность университета направлена на благо регионов, территорий, городов и поселков — на благо Отечества!

Горный университет сегодня может по праву называться современным инновационным вузом. Он не раз подтверждал высокий уровень качества образования, участвуя во всероссийских конкурсах, международных тестированиях студентов и преподавателей. В течение нескольких лет Горный университет является одним из лидеров среди вузов России по трудоустройству выпускников. В Горном университете не просто качественно готовят специалистов, но и создают условия для становления личности и самореализации молодых людей, формируют их гражданскую позицию.

УДК 378.14

Ю. А. Лагунова, д-р техн. наук, проф., УГГУ, г. Екатеринбург

E-mail: yu.lagunova@mail.ru

Этапы большого пути кафедры горных машин и комплексов

Изложена краткая история кафедры, которая готовит квалифицированные конструкторские кадры для машиностроительного производства. Отражены основные особенности и подходы к изучению специальных дисциплин в Уральском государственном горном университете, а также опыт организации учебных и производственных практик.

Ключевые слова: история, люди, образовательные услуги, действующие модели машин, учебный гидравлический стенд-тренажер, конструкторский пакет APM WinMachine, пакет SolidWorks, олимпиады, практика.

Yu. A. Lagunova

Great Way Stages Department of Mining Machines and Systems

A brief history of the department that prepares qualified engineering personnel for engineering production. Are reflected key features and the study of special disciplines in the Ural state mining university. The experience of the organization is educational and industrial practice.

Keywords: history, people, educational services, working models of machines, educational hydraulic simulation stand, engineering package AMP WinMachine, package SolidWorks, olympics, practice.

Главное богатство сурового, но щедрого и мастерового Урала — это люди. Прежде всего, люди непростых, но почетных профессий — горняки и металлурги, — серьезные и влиятельные, решения которых во многом определяют экономическую и рыночную ситуацию в регионе. И для большинства из них родная "alma-mater" — кафедра ГМК Уральского государственного горного университета (СГИ—УГИ—УГГА—УГГУ).

В 1934 г. на горном факультете была организована кафедра механизации горных работ, которую возглавлял доцент Г. Г. Завьялов.

В 1939 г. на базе этой кафедры были организованы две: кафедра горных машин и кафедра рудничного транспорта. Этот год и считается годом

основания кафедры горных машин и комплексов (ГМК), которую возглавил доцент, канд. техн. наук Валериан Константинович Бучнев, ставший впоследствии доктором технических наук, профессором. С 1946 по 1955 г. кафедрой руководил Иван Романович Ворошилин. В этот период коллективом кафедры проводилась большая работа по организации и оснащению лабораторной базы, по методическому обеспечению учебного процесса. Сотрудниками кафедры был опубликован целый ряд монографий, в которых были обобщены результаты научно-исследовательских работ по совершенствованию буровой техники на угольных и горнорудных предприятиях. В этот период вышли книги: И. Р. Ворошилин "Механизация открытых работ" (1945 г.); Н. У. Турута, И. Ф. Ефремов "Буровзрывные работы" (1950, 1954 и 1959 гг.); В. К. Бучнев "Параметры буровзрывных работ в практике новаторов-проходчиков" (1954 г.); В. К. Бучнев "Буровзрывные работы" (1955 г.)

В 1955 г. кафедры "Горные машины" и "Рудничный транспорт" снова объединили, а совместную кафедру возглавил доцент, канд. техн. наук Леонид Иванович Жуков.

В мае 1964 г. из объединенной кафедры была выделена кафедра "Горные машины и комплексы", которая стала выпускающей в связи с организацией в институте двух новых специализаций: "Конструирование и производство горных машин" (первый прием в 1962 г.) и "Машины и оборудование обогатительных фабрик" (1964 г.). В это же время кафедра была передана из состава горного факультета в административное подчинение горно-механического факультета. Заведующим этой кафедрой стал лауреат Государственной премии, профессор, доктор технических наук Владимир Рудольфович Кубачек. В 1976 г. за достижения в исследовании и производстве горных машин и подготовку кадров высшей квалификации В. Р. Кубачеку было присвоено звание "Заслуженный деятель науки и техники". С 1936 по 1963 г. В. Р. Кубачек работал в качестве конструктора и главного конструктора на УЗТМ. Под его руководством и при его участии разрабатывались проекты карьерных и шагающих экскаваторов, уникальных дробилок и мельниц, агломерационных и обжиговых машин, шахтопроходческих и нефтебуровых установок. Проф. В. Р. Кубачек был основоположником научно-производственной школы, он автор более 140 научных работ и 42 изобретений. До сих пор легенды о его технической эрудиции и организаторском таланте живут в нашем университете.

Ядро учебно-педагогического коллектива вновь образованной кафедры составили сотрудники: доценты И. Ф. Ефремов, В. Д. Легеза, ст. препода-

ватели В. А. Толмачев и В. П. Кудрявцев, зав. лаб. М. Д. Ющенко, учебный мастер П. П. Кузнецов, ст. препаратор В. Ф. Сальникова.

Успешно решались задачи обеспечения лабораторной базы. Были реорганизованы лаборатория подземных горных машин, лаборатория буровой техники. Вновь организованы лаборатория гидропривода и лаборатория механизации открытых горных работ, которые постоянно пополняются новыми макетами и действующими моделями горных машин. В 1996 г. была организована новая лаборатория нефтегазопромыслового оборудования с действующими моделями буровых установок на нефть и газ. С 1991 г. на кафедре функционирует дисплейный класс.

Наряду с развитием лабораторной базы кафедры решались задачи комплектования преподавательского состава. К учебному процессу привлекались ведущие специалисты предприятий, готовились кадры из выпускников института. В это время на кафедру были приглашены доценты кандидаты технических наук Н. Е. Москвин — директор Свердловского филиала института метрологии, Ю. М. Коркин — зам. директора НПО "Уралгормаш", Ю. А. Муйземнек — нач. лаборатории НИИТяжмаш УЗТМ. В 1966 г. на кафедру были приняты выпускник МГИ Д. К. Тургель и выпускник СГИ В. П. Кудрявцев. В 1971 г. из конструкторского отдела УЗТМ на кафедру был приглашен канд. техн. наук В. А. Масленников. На кафедре был открыт прием в аспирантуру. Первыми аспирантами кафедры стали конструкторы УЗТМ: Б. С. Конаков и И. И. Рутковская (1965 г.), П. А. Касьянов (1966 г.), А. П. Комиссаров (1968 г.), В. И. Сайтов (1972 г.). Все они стали кандидатами технических наук, доцентами кафедры, а П. А. Касьянов, А. П. Комиссаров и В. И. Сайтов впоследствии — докторами технических наук, профессорами кафедры.

В 1967 г. состоялся первый выпуск инженеров специализации "Конструирование и производство горных машин". Из числа первых выпускников на кафедре остались работать Н. М. Суслов и А. А. Лаутеншлейгер.

В 1969 г. состоялся первый выпуск инженеров специализации "Машины и оборудование обогатительных фабрик".

В 1970 г. состоялся первый набор студентов на вновь организованную на кафедре специальность "Торфяные машины и комплексы". С 1982 г. подготовка студентов этой специальности осуществлялась на выпускающей кафедре "Торфяные машины", выделенной из состава кафедры "Горные машины и комплексы".

В 1983 г. кафедре была поручена подготовка инженеров новой для института специализации

"Геологоразведочные машины и оборудование". В это же время с кафедры "Технология и техника разведки месторождений полезных ископаемых" пришел доцент, канд. техн. наук К. П. Порожский — специалист в области техники и технологии разведочных работ. Первый выпуск инженеров по этой специализации состоялся в 1985 г.

С 1993 г. кафедра, наряду с традиционными, осваивает новое направление — нефтегазопромысловые машины и оборудование. В 2005 г. открыт прием на новую специальность "Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов".

С июля 2011 г. в состав кафедры ГМК вошла кафедра горно-промышленного транспорта.

С 1985 по 1996 г. кафедрой руководил доцент, доктор технических наук Владилен Андрианович Масленников. Выпускник МИСИ, он с 1955 по 1971 г. работал конструктором на УЗТМ, а с 1976 г. заведовал организованной на кафедре отраслевой научно-исследовательской лабораторией дробильно-размольного оборудования Минтяжмаша СССР (ОНИЛ ДРО), в 1989 г. защитил докторскую диссертацию, автор 34 научных работ, 12 изобретений, обладатель патентов США, ФРГ, Японии, Швеции, Франции. На кафедре его ценили за высокий профессионализм и любили за искрометный юмор, теплоту и доброжелательность.

С 1996 г. кафедрой заведует профессор, доктор технических наук Николай Максимович Сулов. Интеллигентность Николая Максимовича, его сердечное отношение к людям позволяют поддерживать на кафедре климат доверия и творческой солидарности.

Учебный процесс осуществляется на базе лабораторий кафедры: механизации открытых и подземных горных работ, дробильно-размольного оборудования, гидропривода и проектирования гидропривода со стендами-тренажерами, буровых машин и нефтегазового оборудования с учебным буровым стендом-тренажером, дисплейного класса.

Подготовку конструкторов горного и нефтегазового оборудования выпускающая кафедра горных машин и комплексов проводит и по дополнительным учебным программам, отвечающим требованиям подготовки современных инженерно-технических кадров:

1) оптимизация рабочих процессов основного технологического горного оборудования;

2) разработка новых конструктивных схем горных машин, обеспечивающих минимальные энергозатраты;

3) проектирование принципиальных гидравлических схем и эксплуатация гидравлических машин, гидроприводов и гидропневмоавтоматики;

4) применение системы автоматизированного проектирования *WinMachine*;

5) конструкторские пакеты объемного параметрического моделирования;

6) управление эксплуатационными характеристиками и ресурсом изделий машиностроения, сборочных единиц, машины в целом, металлообрабатывающего и горного инструмента, технологической оснастки и приспособлений;

7) смазочные системы и основные этапы их проектирования на стенде-тренажере.

Предлагаемые учебные программы подкреплены соответствующей лабораторной базой. При обучении студентов используют действующие модели шагающих и карьерных экскаваторов, установленных в забоях лаборатории и моделирующих реальные условия эксплуатации. Модели позволяют сотрудникам кафедры совместно со студентами исследовать рабочие процессы этих машин и вырабатывать рекомендации по оптимизации их параметров.

Также используют действующие модели дробильно-размольного оборудования, которые позволяют исследовать свойства дробимости различных горных пород и вырабатывать рекомендации по улучшению качества продуктов дробления дробилок, определять рациональные режимы работы дробильно-размольного оборудования.

Учебные стенды-тренажеры позволяют получить общие и специальные знания и навыки в области эксплуатации систем гидропривода и гидроавтоматики (ГП и ГПА), приобрести квалификацию, которая позволяет разрабатывать схемы силовых гидравлических и смазочных систем, выбирать гидрооборудование для новых машин; применять компьютеры для анализа и синтеза элементов и систем гидроавтоматики, составлять компьютерные программы имитации работы проектируемых гидравлических схем.

Кафедра обладает собственным компьютерным классом и имеет 14 рабочих мест для работы в конструкторском пакете *APM WinMachine* и 20 рабочих мест для работы в пакете *Solid Works*, что позволяет студентам получить навыки использования конструкторских пакетов объемного проектирования горного оборудования.

Для обучения студентов самостоятельной работе составлено соответствующее методическое обеспечение, состоящее из методических пособий для выполнения индивидуальных домашних заданий и методических указаний к лабораторным работам. Пособия включают в себя выпуск из стандарта дисциплины, конспект лекций, вопросы для контроля знаний в виде тестов, примеры решения типовых задач. За выполнением индивидуальных работ организован контроль. Это приучает

студента к систематической работе в течение семестра, формирует такие качества, как дисциплинированность, настойчивость, обязательность и др. Для студентов, обучающихся по целевым направлениям с производств (Уралмашзавод, ООО "Мантрак-Восток" Co. Caterpillar, Comatsu и др.), проводят индивидуальные консультации, которые позволяют решать противоречия между фронтальным преподаванием дисциплин и индивидуальным характером усвоения материала студентами, между теоретическими знаниями и умением применять их на практике.

В последние годы изменились требования к выпускникам механических специальностей нашего университета со стороны потребителей. Предприятия в обязательном порядке требуют от выпускников свободного владения навыками работы на ЭВМ. Это вызвано тем, что во всех конструкторских отделах проектирование осуществляется только на ЭВМ в специализированных конструкторских пакетах. На многих горных предприятиях в отделах главного механика также применяют такие пакеты.

Исходя из запросов предприятий, в том числе и ОАО "Уралмашзавод", кафедрой ГМК включено в учебные планы изучение студентами систем *AutoCad*, *SolidWorks*, Компас, *APM WinMachine*.

За годы существования кафедры студенты проходили ознакомительные, производственные, конструкторские и преддипломные практики почти во всех регионах страны.

Основными базами для проведения ознакомительной практики являлись такие крупнейшие предприятия, как Качканарский, Гайский и Учалинский ГОКи, Балхашский ГМК, СУМЗ и комбинат Ураласбест. В последнее десятилетие именно на базе учебного комбината ОАО "Ураласбест" студенты кафедры успешно проходят учебную практику, где получают рабочие специальности "Слесарь по ремонту горного оборудования" (специализация "Горные машины и оборудование") и "Слесарь по ремонту бурового оборудования" (профиль "Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов"), знакомятся с полным циклом добычи, переработки и обогащения полезных ископаемых.

Для прохождения производственных практик предоставляют места такие предприятия, как: УЗТМ, НИПИгормаш, Машиностроительный завод им. В. В. Воровского, Копейский и Карпинский машиностроительные заводы, Уралтрансмаш, Криворожский, Норильский и Алмалыкский ГМК, Соколовско-Сарбайский, Лебединский и Сибайский ГОКи, Уральская горно-металлургическая компания (УГМК), КМА-руда, СУБР, Высокогорское и Богословское РУ, Якуталмаз, Ки-

ровградский МК, Норильская, Североуральская, Баженовская, Полярная ГРЭ, Нижневартовскнефтегаз, Сургутнефтегаз, Сибирская нефтяная компания и др.

Преддипломная практика проводится в конструкторских подразделениях заводов горного и нефтегазового оборудования и проектных институтах: НИИТяжмаш УЗТМ, НИПИгормаш, ВНИИпроектасбест, Южуралмаш, ВИТР, Тульский проектный институт, завод "Дробмаш" и др.

С 1991 г. на базе компьютерного класса кафедры организована учебно-вычислительная практика, в течение которой студенты приобретают навыки работы с персональными компьютерами и знания алгоритмических языков программирования.

В единичных случаях студенты кафедры выезжают на производственную практику за рубеж в такие страны, как Монголия, Германия, Болгария, США.

Коллектив кафедры активно занимается научно-исследовательской работой, делая упор на совершенствование конструкций горных, транспортных и нефтегазопромысловых машин. Так, в содружестве с конструкторами Серовского механического завода разработана конструкция и выполнен в металле опытный образец оригинальной бурильной машины для бурения скважин различного направления в подземных условиях. На кафедре работает творческая группа, занимающаяся экспериментальными исследованиями и проектированием импульсной техники для различных сфер использования. Сотрудниками кафедры проводятся исследования свойств дробимости горных пород в целях изыскания рациональных схем и способов дробления: в 2010 г. была разработана конструкторская и техническая документация на стальную футеровку барабанной шаровой мельницы ОАО "Карабашмедь"; в 2012 г. велись разработки системы гидropневматического прижатия дробильной чаши к станине дробилки КМД-2200Т8-Д производства Уралмашзавода, методики и расчета основания конусной инерционной дробилки. Проводились исследования рабочей зоны гидравлического экскаватора. С 2012 г. в рамках государственной бюджетной темы ведется разработка и создание дробильно-транспортного комплекса для условий глубоких карьеров. Были проведены исследования перспектив развития техники и технологии для бурения скважин на нефть и газ.

О своих достижениях в научно-исследовательской работе сотрудники кафедры регулярно докладывают на **Международной научно-технической конференции "Чтения памяти В. Р. Кубачека. Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности"**.

Немного истории. Первая конференция проведена 3—4 июня 1999 г. и была посвящена 60-летию образования кафедры ГМК. Было опубликовано всего 28 докладов, почти все из них озвучили сотрудники нашего университета (тогда академии) и лишь три доклада представляли другие организации (ИГД УрО РАН, СИНХ, СИПИ).

Прошло немного времени. И уже 1—2 марта 2002 г. состоялась конференция со статусом "I **Международная** научно-техническая", так как было два участника из ближнего зарубежья (Институт геотехнической механики НАН Украины и Таджикский технический университет) и один — из Германии (Фольксваген). Конференция была посвящена 70-летию Владилена Андриановича Масленникова — ученика и последователя В. Р. Кубачека. На конференции работали три секции: "Оборудование для открытых и подземных горных работ", "Оборудование обогатительных фабрик", "Геологоразведочное и нефтегазопромысловое оборудование", на которых прослушано 32 доклада и четыре пленарных доклада на общие темы. Среди участников конференции появились представители промышленности — ОАО "Качканарский ГОК — Ванадий", ООО "ОМЗ", ФГУП "Уралтрансмаш", АО "Механобр-техника" (г. С.-Петербург), АК "Транснефть", Машиностроительный завод им. В. В. Воровского.

Следующая, II Международная конференция была организована в честь 65-летия кафедры ГМК и проходила с 26 по 30 апреля 2004 г. К вышеперечисленным трем направлениям работы конференции добавились еще два — "Вопросы моделирования и расчеты сложных технических систем" и "Проблемы материаловедения, производства и конструирования в машиностроении". В конференции приняли участие представители Технического университета Остравы (Чехия). Расширилось представительство вузов и научных организаций. В общей сложности было заслушано 38 докладов.

В феврале 2005 г. проведена III Международная научно-техническая конференция, посвященная 90-летию нашего университета, когда конференция получила название "Чтения памяти В. Р. Кубачека. Нетрадиционные технологии и оборудование для разработки сложноструктурных МПИ". Работали 3 секции — "Нетрадиционные технологии и оборудование для разработки сложноструктурных МПИ", "Машины и оборудование для горных работ", "Вопросы моделирования, расчетов, конструирования и производства в горном машиностроении". Всего было сделано 53 доклада, появились новые участники, среди них представители редакции журнала "Горные машины и автоматика". Среди зарубежных участников опять были пред-

ставители Чехии (Технический университет Остравы) и Монголии (МРП "Эрдэнэт").

IV Международная научно-техническая конференция проходила 15—17 мая 2006 г. и была посвящена 90-летию со дня рождения основателя выпускающей кафедры ГМК Владимира Рудольфовича Кубачека. В работе конференции появилось новое, шестое направление — "Ремонт, сервисное обслуживание и диагностика горного оборудования". Было заслушано 49 докладов, из них по новому направлению — 11 докладов. Появились новые участники. Кроме сборника трудов конференции была выпущена книга воспоминаний о Владимире Рудольфовиче.

V Международная конференция проходила 2 марта 2007 г. и была посвящена 75-летию со дня рождения В. А. Масленникова. Было сделано 42 доклада. Зарубежные участники — сотрудники Белорусского национального технического университета.

На VI Международной научно-технической конференции, состоявшейся 10—11 апреля 2008 г. и приуроченной к Уральской горно-промышленной декаде, было озвучено 60 докладов по шести направлениям и три пленарных доклада. Впервые приняли участие представители Литвы (Вильнюсский технический университет им. Гедиминаса) и Бельгии (компания ESCO).

На VII Международной научно-технической конференции, проходившей в рамках Уральской горно-промышленной декады 23—24 апреля 2009 г., увеличилось число участников, было заслушано 82 доклада. Увеличилось и число зарубежных участников.

В апреле 2010 г. прошла очередная VIII Международная научно-техническая конференция, она была посвящена памяти первого конструктора гидравлических карьерных экскаваторов в России, сотрудника кафедры ГМК Льва Сергеевича Скобелева. Было сделано 84 доклада. В числе зарубежных участников появились представители Молдовы.

Достоинства. Ежегодно на конференции "Чтения памяти В. Р. Кубачека. Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности" принимают участие студенты, магистранты и аспиранты вышеперечисленных вузов. Для них это хорошая школа публичных выступлений, возможность сообщить широкой аудитории о достижениях в своих научных изысканиях, выслушать полезные замечания и попытаться ответить на заданные вопросы, т. е. это своеобразная репетиция будущей защиты диссертационной работы.

Кроме того, проведение такой конференции способствует установлению и развитию новых творческих связей между научными коллектива-

ми, между академической наукой и производством. Помогает расширить личное и профессиональное взаимодействие ученых и практиков, позволяет сэкономить время на поиск необходимых научных и промышленных материалов, реализовывает стремление молодых ученых и промышленников к карьерному росту.

Вывод. Проведение таких широких научных конференций необходимо. Это, безусловно, ШАГ В БУДУЩЕЕ!

С 2010 г. на кафедре работает **Студенческое конструкторское бюро горных и нефтегазовых машин**, созданное для выполнения НИОКР в рамках проекта, реализуемого в университете по постановлению Правительства № 218 "Развитие кооперации вузов и производственных предприятий". СКБ оснащено 15-ю рабочими местами инженера-конструктора с установленными CAD/CAM системами *Solid Works, APM WinMachine, АСКОН-Компас* с коммерческими лицензиями. На оплату научной работы молодежи в составе временных творческих коллективов в 2012 г. СКБ выделено более 2 млн руб. За 2011—2013 гг. на базе СКБ уже подготовлено шесть выпускных квалификационных работ, опубликовано 16 статей в сборниках молодежных конференций, четыре статьи в журналах перечня ВАК, получены три патента на полезную модель. Ведется активная работа над материалами кандидатских диссертаций.

Коллектив СКБ состоит из студентов, магистрантов и аспирантов горно-механического факультета. Руководство СКБ осуществляют профессор Ю. А. Лагунова и магистрант Р. А. Ковязин.

Целью деятельности СКБ является привитие навыков научно-исследовательской и научно-организационной деятельности, укрепление связи учебных курсов, научно-исследовательских и опытно-конструкторских разработок.

Участники СКБ приобретают опыт научно-исследовательской работы, который оказывается незаменим в дальнейшем. Так, первые участники СКБ, а ныне аспиранты Магомед Абдулкаримов и Роман Ковязин получили в 2011 и 2012 гг. премии для поддержки талантливой молодежи Минобрнауки России, а также стали обладателями гранта конкурса Фонда содействия малого предпринимательства в научно-технической сфере У.М.Н.И.К.

В 2012 г. за комплекс работ по инженерному проектированию горного оборудования Студенческое конструкторское бюро горных и нефтегазовых машин УГГУ награждено Памятной медалью специализированной выставки "Горное дело. Металлургия".

С 2009 г. кафедра является организатором олимпиады "Проектирование металлоконструкций" (2-й этап) и "Проектирование гидропривода" (3-й этап — всероссийский), которые проводятся на базе УГГУ, и в них ежегодно соревнуется до 60 студентов из 12 вузов России и Казахстана.

Кафедрой заключены договоры о сотрудничестве с Алма-Атинским техническим университетом и Карагандинским техническим университетом (Казахстан).

В 2013 г. подписано соглашение между УГГУ и ООО "Мантрак-Восток" (региональный представитель фирмы "Катерпиллар") о сотрудничестве, направленном на обеспечение качественной подготовки, переподготовки, повышения квалификации специалистов для ООО "Мантрак-Восток" и на реализацию совместных научно-исследовательских работ и образовательных программ, а именно создание на базе кафедры ГМК сертифицированного учебного центра. Предполагаемые программы обучения следующие:

- 1) приемы работы и базовое техническое обслуживание;
- 2) устройство и техническое обслуживание оборудования;
- 3) техническое устройство систем оборудования Caterpillar;
- 4) основы гидропривода;
- 5) электрические системы и электронное оборудование машин;
- 6) устройство и принцип работы дизельных двигателей;
- 7) силовые передачи;
- 8) гидравлические системы машин Caterpillar;
- 9) топливные системы дизельных двигателей Caterpillar;
- 10) бортовые системы кондиционирования воздуха машин Caterpillar;
- 11) электроэнергетические установки 1.

В настоящее время на кафедре ГМК работают 10 профессоров (из них 7 докторов и 3 кандидата технических наук), 7 доцентов, кандидатов технических наук.

На кафедре подготовлено 15 докторов технических наук, 45 кандидатов технических наук, выпущено 3613 инженеров.

В настоящее время кафедра готовит специалистов по направлению "Горное дело" по специализации "Горные машины и оборудование" профиль "Конструирование и производство горных машин", бакалавров и магистров по направлению "Технологические машины и оборудование" профиль "Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов".

УДК 622.232

В. С. Шестаков, канд. техн. наук, проф., **С. А. Хорошавин**, асп., УГГУ, г. Екатеринбург

E-mail: Shestakov.v.s@mail.ru

Направления повышения эффективности одноковшовых карьерных экскаваторов

Рассмотрен вариант применения канатно-гидравлического привода рабочего оборудования для карьерных экскаваторов. Приведены результаты расчетов.

Ключевые слова: экскаватор, рабочее оборудование, гидропривод, полиспастная система.

V. S. Shestakov, S. A. Horoshavin

Towards Strengthening the Shovel Mining Excavator

In the article describes the use of alternative rope-hydraulic drive of working equipment for mining shovels. Presented the results of calculations.

Keywords: excavator, operating equipment, hydraulic, sheave block system.

На кафедре горных машин УГГУ с момента ее образования проводятся работы по совершенствованию экскаваторов. До 1985 г. это направление возглавлял заведующий кафедрой, д-р техн. наук, проф. В. Р. Кубачек (до прихода на кафедру он был главным конструктором Уралмашзавода), а впоследствии его ученики. Прорабатываются направления по совершенствованию конструктивных исполнений рабочего оборудования канатных и гидравлических экскаваторов, по улучшению их приводов. Сотрудники кафедры создают методики по расчету параметров экскаваторов, обеспечивающих снижение металлоемкости и энергозатрат на совершение рабочих операций, методики по повышению производительности.

Один из предлагаемых вариантов рабочего оборудования предложен в этой статье. Рассмотрена возможность использования на карьерных экскаваторах *коленчато-рычажного напора*. Экскаваторы с таким исполнением имеют меньшую металлоемкость по сравнению с традиционными схемами с зубчато-реечным и канатным напором, так как в этом случае стрела работает только на сжатие, а рукоять разгружена от кручения. Это позволяет

суметь уменьшить сечения элементов и, соответственно, массу. Уралмашзаводом был выпущен опытный образец карьерного экскаватора с коленчато-рычажным напором, но он не пошел в серию из-за недостаточной надежности ходового оборудования. При копании вблизи ходовой тележки возникали большие усилия, особенно при стопорении ковша.

Выпускаемые в настоящее время канатные карьерные экскаваторы имеют подъемный механизм в виде лебедки и напорный механизм с зубчато-реечной передачей или также с исполнительной частью, включающей лебедку. Барабаны лебедок и приводные двигатели обладают большими моментами инерции, при разгоне они запасают кинетическую энергию. При стопорении ковша запасенная энергия тратится на увеличение усилий в канатах выше стопорных расчетных значений, эти усилия передаются на стрелу, рукоять и другие элементы. Стрелу и рукоять экскаватора, элементы напорных и подъемных механизмов рассчитывают на эти увеличенные усилия, которые сопровождаются повышением массы рабочего оборудования. Ука-

занные усилия могут быть снижены при внедрении гидравлического привода.

Нами разработана схема рабочего оборудования с заменой лебедок напорного и подъемного механизмов гидроцилиндрами с полиспастной системой (рис. 1) [1]. Использование полиспастной системы

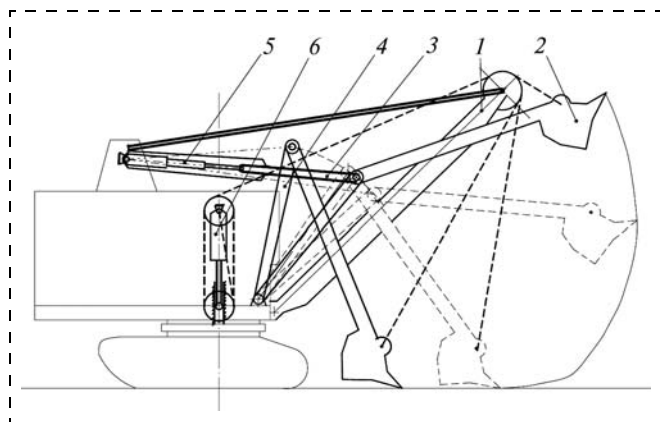


Рис. 1. Схема канатно-гидравлического экскаватора:
1 — стрела с головными блоками; 2 — ковш с рукоятью; 3 — напорная балка; 4 — балансиры; 5 — гидроцилиндр напорного механизма; 6 — гидроцилиндр с полиспастной системой подъемного механизма

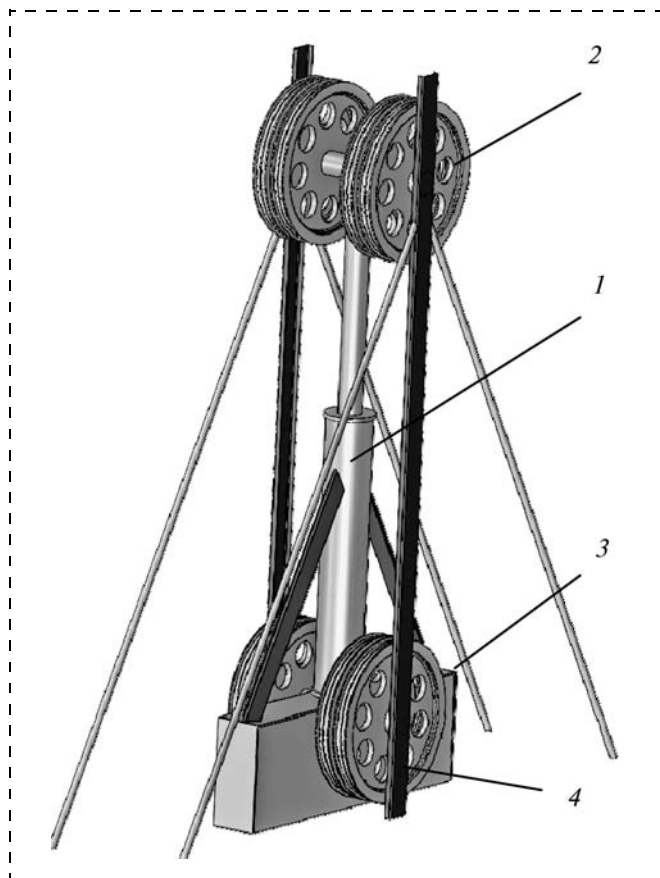


Рис. 2. Вид гидроцилиндра подъемного механизма:
1 — гидроцилиндр; 2 — подвижные шкивы; 3 — неподвижные шкивы; 4 — направляющие

(рис. 2) позволяет при сравнительно небольших размерах гидроцилиндра обеспечить ход перемещения ковша. Требуемая для выполнения рабочих операций траектория обеспечивается движением штоков гидроцилиндров подъема и напора.

Силовая часть предлагаемого механизма подъема включает гидроцилиндр со штоком, на котором установлены подвижные и неподвижные шкивы полиспастной системы, закрепленные на кронштейне поворотной платформы экскаватора.

При подъеме ковша жидкость насосом под давлением подается в поршневую полость. Опускание ковша происходит, как и в традиционных канатных экскаваторах, под собственным весом. При опускании ковша насос отключается от гидроцилиндра, жидкость поршнем вытесняется из гидроцилиндра и через дроссель подается или в бак, или в гидропневмоаккумулятор. Дроссель обеспечивает регулирование скорости опускания ковша. Применение гидропневмоаккумулятора позволит потенциальную энергию поднятого ковша при его опускании переводить в энергию сжатого газа и затем использовать ее для подъема груженого ковша, что приведет к снижению энергозатрат на экскавацию.

Если в процессе копания породы в забое произойдет стопорение ковша, то в гидроприводе срабатывают предохранительные клапаны, которые и ограничивают усилия на заданном уровне. В этом случае появляется возможность с помощью системы управления автоматически регулировать давление срабатывания клапанов в зависимости от положения ковша и, тем самым, уменьшать усилия в определенных зонах рабочей области. В канатно-гидравлической системе ввиду малых скоростей и масс подвижных элементов их кинетическая энергия значительно меньше кинетической энергии лебедочных механизмов, это обеспечивает значительное уменьшение максимальных усилий в канатах.

Снижение усилий позволит уменьшить массу рабочего оборудования, и, соответственно, массы противовеса и экскаватора в целом, уменьшится момент инерции поворотной части, что приведет к снижению времени цикла и повышению производительности экскаватора.

Расчет параметров механизма подъема

Исходными значениями для расчета параметров служат задаваемое технологами стопорное усилие в канатах подъема ковша $P_{\text{стоп}}$, максималь-

ная скорость подъема v_{\max} , максимальное перемещение ковша.

На экскаваторах с ковшом вместимостью 12 м³ и более лебедки содержат две или четыре ветви канатов. Разрывное усилие в одном канате:

$$R_k = \frac{k_{\text{тр}} k_{\text{дин}} P_{\text{стоп}}}{N_k},$$

где $k_{\text{тр}}$ — коэффициент, учитывающий потери на трение, $k_{\text{тр}} = 1,1$; $k_{\text{дин}}$ — коэффициент динамики, для механизмов с гидроприводом $k_{\text{дин}} = 1,05 \dots 1,1$; $P_{\text{стоп}}$ — задаваемое значение стопорного усилия для ветви каната механизма подъема; N_k — число канатов в лебедке подъемного механизма.

По разрывному усилию подбирается канат.

Диаметр блока полиспаста определяется по формуле

$$D_{\text{б}} = k_{\text{б}} D_k,$$

где $k_{\text{б}}$ — коэффициент диаметра блока ($k_{\text{б}} = 20 \dots 25$); D_k — диаметр каната.

Используемая полиспастная система с кратностью $u_{\text{пол}}$ обеспечивает уменьшение хода штока по сравнению с перемещением ковша, но одновременно потребуется увеличить усилие $F_{\text{ц}}$ на штоке гидроцилиндра подъема ковша для обеспечения заданных усилий в канатах:

$$F_{\text{ц}} = u_{\text{пол}} k_{\text{тр}} P_{\text{стоп}} N_k.$$

Диаметр поршня гидроцилиндра определяется по формуле [2, стр. 52]

$$D_{\text{п}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{ц}}}{\pi P_{\text{ц}}}},$$

где $P_{\text{ц}}$ — задаваемое давление в гидроциindre, $P_{\text{ц}} = 32 \dots 40$ МПа.

Расход жидкости гидроциндом $Q_{\text{гц}}$ при максимальной скорости подъема ковша v_{\max} :

$$Q_{\text{гц}} = \frac{v_{\max}}{u_{\text{пол}}} \frac{\pi D_{\text{п}}^2}{4}.$$

Ход гидроцилиндра при полиспастом механизме:

$$L_{\text{ц}} = H_k / u_{\text{пол}},$$

где H_k — длина каната при наибольшем перемещении ковша, м.

Эффективность применения предлагаемой схемы по сравнению с базовой моделью экскаватора ЭКГ-12А, имеющего подъемный механизм с лебедкой и электроприводом с частотным преобразователем, иллюстрируется нижеприведенными данными.

Сравнение вариантов рабочего оборудования

Исходные данные	
Стопорное усилие подъема в одном канате, кН	1250
Максимальная скорость подъема ковша, м/с	1,1
Длина каната при наибольшем перемещении ковша, м	12
Диаметр каната, мм, и число ветвей	45,5 × 4
Базовая модель	
Масса лебедки без двигателей, т	40
Мощность привода подъема, кВт	800
Новая модель	
Кратность полиспаста	4
Диаметр цилиндра, мм	420
Ход цилиндра, мм	3000
Подача насоса, м ³ /мин	2,5
Мощность привода насоса, кВт	700
Диаметр блоков полиспаста, мм	1000
Масса механизма подъема, т	22

Как видно, предлагаемая конструкция канатно-гидравлического экскаватора обеспечивает снижение массы и энергозатрат на экскавацию.

Список литературы

1. Комиссаров А. П., Шестаков В. С., Хорошавин С. А. Рабочее оборудование карьерного экскаватора. Пат. на полезную модель № 122670 U1 МПК E02F 3/42; заявл. 07.08.12; опубл. 10.12.2012. Бюл. № 34, 3 с.
2. Башта Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. М.: Машиностроение, 1972. 320 с.

Сравнительная оценка энергетических характеристик карьерных экскаваторов

На основе уравнений энергетического баланса выполнена сравнительная оценка энергетических показателей карьерных экскаваторов-мехлопат и гидравлических экскаваторов. Показано, что для мехлопат значения КПД при копании составляют 0,5...0,6 ввиду непроизводительных затрат энергии на подъем груженого ковша и элементов рабочего оборудования. Для гидравлических экскаваторов КПД зависит от конструктивной схемы рабочего оборудования. Применение схем с параллелограммами и гидроаккумуляторами позволит повысить КПД.

Ключевые слова: карьерные экскаваторы, энергетическая характеристика экскаватора, энергоэффективность.

A. P. Komissarov, Yu. A. Lagunova, V. S. Shestakov

Comparatively Evaluating Energetic Characteristics of Mining Excavator

Based on energy balance equations performed a comparative evaluation of energy performance of mining shovels, hydraulic excavators and shovels. It is shown that for shovels efficiency values when digging up 0,5...0,6 because of overhead power to lift the loaded bucket and elements of the working equipment. Hydraulic excavator efficiency depends on the structural layout of the working equipment. Application circuits with parallelograms and hydraulic accumulators will improve efficiency.

Keywords: shovels, excavators energy characteristic, energy efficiency.

Энергетическая характеристика, как составная часть технической и эксплуатационной (рабочей) [1] характеристик, определяется следующими показателями:

энерговооруженностью экскаватора или удельной (отнесенной к массе экскаватора) установленной мощностью привода;

средневзвешенными мощностями главных механизмов [2];

энергопотреблением или удельными (отнесенными к единице продукции) энергозатратами.

Наиболее энергозатратной операцией при экскавации горной массы является копание (для мехлопат) или внедрение ковша в навал породы (для гидравлических экскаваторов).

При копании уравнение энергетического баланса имеет вид

$$A_{дв} - A_c - A_G - A_{тр} \pm A_{ин} = 0,$$

где $A_{дв}$ — работа движущих сил (усилий подъема и напора); A_c — работа сил сопротивления копания; A_G — работа сил тяжести ковша и рукояти; $A_{тр}$ — работа сил трения; $A_{ин}$ — работа сил инерции.

Работой сил трения в узлах трения можно пренебречь ввиду ее относительно малой величины.

Изменение кинетической энергии движущихся масс за время копания равно нулю, поэтому принимается $A_{ин} = 0$.

Работа сил сопротивления копания составит [2]

$$A_c = P_{01}L_k,$$

где P_{01} — касательная составляющая силы сопротивления копания; L_k — длина пути наполнения ковша.

В расчетах длина пути наполнения ковша принимается равной высоте оси напорного вала H_H (рис. 1).

Касательная составляющая силы сопротивления копания определяется из выражения

$$P_{01} = k_1 S = k_1 B_k C_{max},$$

где k_1 — коэффициент сопротивления копания (отнесенный к сечению стружки S); B_k — ширина ковша; C_{max} — максимальная толщина стружки (слоя породы).

При экскавации горных пород карьерными экскаваторами типа ЭКГ $k_1 = 0,016...1,2$ МПа. Расчетное значение для скальных пород $k_1 = 325$ кПа.

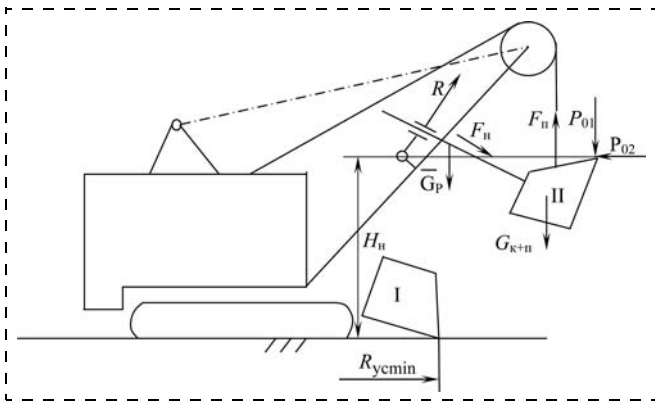


Рис. 1. Расчетные положения рабочего оборудования при копании: R_{ycmin} — минимальный радиус копания на уровне стояния; $G_p, G_{k+п}$ — силы тяжести рукояти и ковша с породой; R — реакция в седловом подшипнике; P_{01}, P_{02} — касательная и нормальная составляющие силы сопротивления копанию; $F_{п}, F_{н}$ — подъемное и напорное усилия

Максимальная толщина стружки определяется из условия заполнения ковша

$$EK_H = SH_H K_p,$$

где E — вместимость ковша; K_H — коэффициент наполнения ковша; K_p — коэффициент разрыхления породы в ковше.

Работа сил тяжести равна (без учета работы силы тяжести рукояти)

$$A_G = (G_k + 0,5G_{п})H_H,$$

где $G_k, G_{п}$ — соответственно силы тяжести ковша и породы.

Сила тяжести ковша равна

$$G_k = E\gamma_k g,$$

где γ_k — металлоемкость ковша. Для ковшей, разрабатывающих скальные породы, $\gamma_k = 2 \text{ т/м}^3$.

Сила тяжести породы:

$$G_{п} = EK_H \rho g / K_p,$$

где ρ — плотность породы.

Работа движущих сил составит

$$A_{дв} = F_{п.ср} H_H + F_{н.ср} L_p,$$

где $F_{п.ср}, F_{н.ср}$ — средние значения сил подъема и напора при копании; L_p — перемещение рукояти в процессе копания.

Силы подъема и напора определяются из условия равновесия системы "ковш—рукоять" (положения I и II на рис. 1) [2, стр. 303].

Общий КПД при копании составит

$$\eta_{общ} = \frac{A_c + A_G}{A_{дв}}.$$

Для карьерных экскаваторов с рабочим оборудованием прямая лопата $\eta_{общ} = 0,5...0,6$.

Для экскаватора ЭКГ-12 [3] (при $k_1 = 325 \text{ кПа}$; $B_k = 3,2 \text{ м}$; $C_{max} = 0,23 \text{ м}$; $H_H = 9,7 \text{ м}$; $G_k = 235 \text{ кН}$; $G_{п} = 180 \text{ кН}$; $F_{п.ср} = 1000 \text{ кН}$; $F_{н.ср} = 500 \text{ кН}$; $L_p = 3 \text{ м}$):

$$P_{01} = 325 \cdot 3,2 \cdot 0,23 = 240 \text{ кН};$$

$$A_c = 240 \cdot 9,7 = 2300 \text{ кДж};$$

$$A_G = (235 + 0,5 \cdot 180) \cdot 9,7 = 3200 \text{ кДж};$$

$$A_{дв} = 1000 \cdot 9,7 + 500 \cdot 3,0 = 11200 \text{ кДж};$$

$$\eta_{общ} = \frac{2300 + 3200}{11200} = 0,49.$$

При экскавации горной породы ковшом гидравлического экскаватора уравнение энергетического баланса имеет вид

$$A_{дв} - A_c - A_{тр} - A_{п} - A_{рег} = 0,$$

где $A_{п}$ — объемные и гидравлические потери энергии; $A_{рег}$ — регенерируемая энергия при работе гидроцилиндров в режиме насоса.

На рис. 2 приведена схема, иллюстрирующая режим работы гидроцилиндров ковша для стандартной схемы рабочего оборудования экскаватора ЭГ-12. При внедрении ковша на величину заходки экскаватора угловое расстояние между рукоятью и ковшом уменьшается и, соответственно, уменьшается длина гидроцилиндра ковша. Следовательно, при этом в результате действия внешних сил происходит регенерирование гидравлической энергии цилиндром ковша, т. е. гидроцилиндр функционирует в режиме насоса.

Регенерируемая энергия при дросселировании переходит в тепловую, что увеличивает затраты энергии на экскавацию. Уменьшить расход энергии возможно за счет применения гидроаккумулятора, что и реализовано в схеме рабочего оборудования фирмы "Komatsu" (рис. 3). При втягивании штока гидроцилиндра поворота ковша вытесняемая жидкость подается в гидроаккумулятор. Запасенная в гидроаккумуляторе энергия используется гидроцилиндром поворота стрелы при подъеме рабочего оборудования с груженым ковшом.

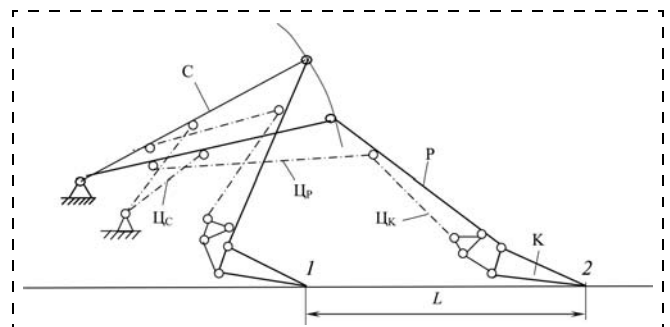


Рис. 2. Положения рабочего оборудования при внедрении: С — стрела; P — рукоять; K — ковш; Пс, Пп, Пк — гидроцилиндры поворота стрелы, рукояти и ковша; L — ширина заходки экскаватора; 1, 2 — начальное и конечное положения рабочего оборудования

Применение схем с параллелограммами (рис. 4 и 5) исключает частично или полностью регенерирование энергии за счет поступательного движения ковша при любых положениях стрелы и рукояти [4, стр. 360].

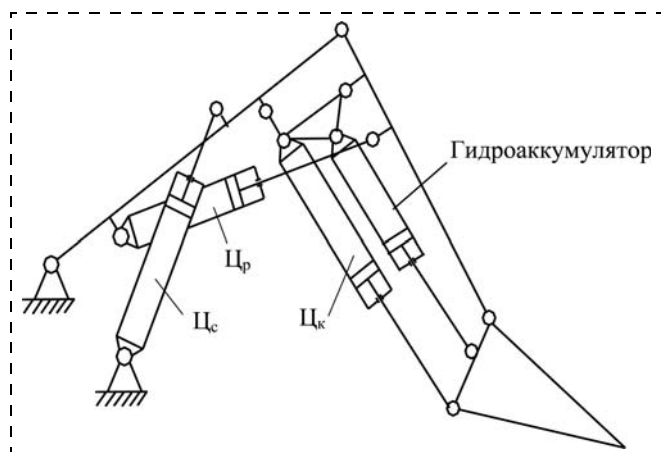


Рис. 3. Схема рабочего оборудования фирмы "Komatsu": Ц_с, Ц_р, Ц_к — гидроцилиндры поворота стрелы, рукояти и ковша

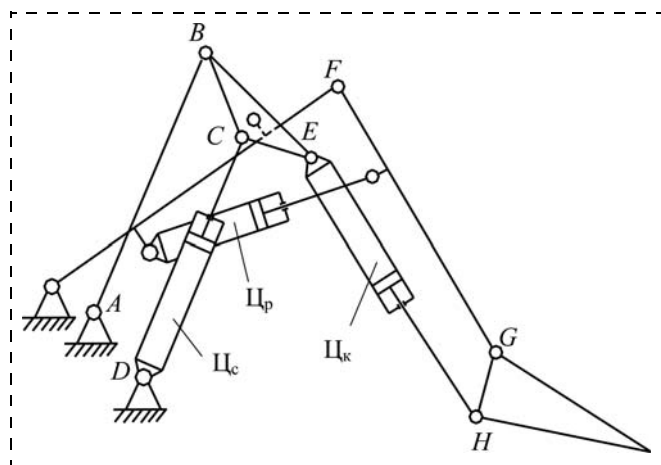


Рис. 4. Схема рабочего оборудования TRIPOWER фирмы "Orientein Koppel": ABCD и EFGH — параллелограммы

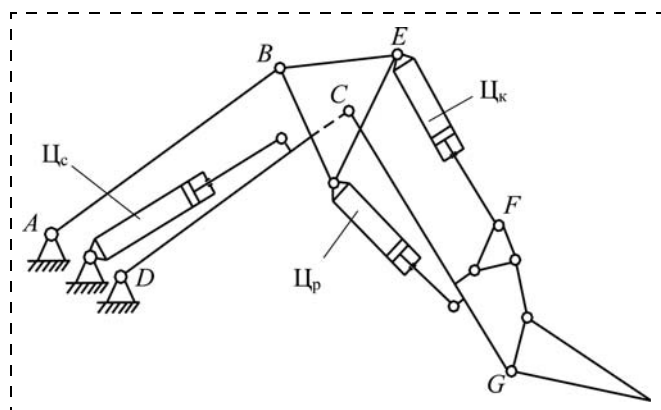


Рис. 5. Схема рабочего оборудования фирмы "LB" (Германия): ABCD и CEFG — параллелограммы

Как видно на рис. 2, гидроцилиндр ковша функционирует в режиме насоса при выдвигании ковша на всю ширину заходки. При этом гидроцилиндр стрелы функционирует в режиме насоса только при опускании стрелы.

Общий КПД привода при выдвигании ковша составляет

$$\eta_{\text{общ}} = \frac{A_c}{A_{\text{дв}}},$$

где $A_c = F_{\text{вн}}L$; $A_{\text{дв}} = F_{\text{цр.ср}}L_{\text{цр}} + F_{\text{цс.ср}}L_{\text{цс}}$; $F_{\text{вн}}$ — сила сопротивления выдвиганию ковша; L — ширина заходки; $F_{\text{цр.ср}}$, $F_{\text{цс.ср}}$ — средние значения сил на штоках цилиндров; $L_{\text{цр}}$, $L_{\text{цс}}$ — выдвигание штоков гидроцилиндров при работе в режиме двигателя.

Как показывают результаты силового анализа, общий КПД для стандартной схемы рабочего оборудования $\eta_{\text{общ}} = 0,55 \dots 0,65$.

Так, для экскаватора ЭГ-12 (при $F_{\text{вн}} = 1000$ кН; $L = 6$ м; $F_{\text{цр.ср}} = 5200$ кН; $F_{\text{цс.ср}} = 5700$ кН; $L_{\text{цр}} = 1,4$ м; $L_{\text{цс}} = 0,5$ м):

$$A_c = 1100 \cdot 6 = 6600 \text{ кДж};$$

$$A_{\text{дв}} = 5200 \cdot 1,4 + 5700 \cdot 0,5 = 10100 \text{ кДж};$$

$$\eta_{\text{общ}} = \frac{6600}{10100} = 0,65.$$

Выводы

1. Рабочий процесс карьерных экскаваторов типа ЭКГ характеризуется относительно низким КПД ввиду противодействия механизмов подъема и напора при их совместной работе.

2. В гидравлических экскаваторах типа ЭГ снижение энергозатрат при экскавации горной массы достигается при последовательной работе гидроцилиндров. Например, при черпании горной массы работает гидроцилиндр поворота ковша, при транспортировании груженого ковша последовательно работают гидроцилиндры поворота рукояти и стрелы.

Список литературы

1. Комиссаров А. П., Шестаков В. С., Жиганов П. А. К обоснованию рабочей характеристики карьерного экскаватора // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2006. № 5. С. 236—238.
2. Подэрни Р. Ю. Механическое оборудование карьеров. М.: Изд-во МГГУ, 2007. 680 с.
3. Рехтман А. П. Комплексные испытания экскаватора ЭКГ-12 / А. П. Рехтман, А. А. Крагель // Механизация строительства. 2001. № 1.
4. Левитский Н. И. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1979.

УДК 622.242

Н. В. Савинова¹, канд. техн. наук, доц., **В. В. Шилов**², коммерческий директор,
Е. И. Смирнов², директор, **М. К. Абдулкаримов**¹, асп.

¹ УГГУ,

² ЗАО "Эксперт-Сервис", г. Екатеринбург

E-mail: natali_savinova@mail.ru

Влияние эксплуатационных дефектов на несущую способность металлоконструкций буровых вышек

В процессе эксплуатации в металлоконструкциях нередко появляются дефекты, зависящие от конструктивных особенностей, региона, характера и интенсивности эксплуатации. Результаты представленных исследований показали уровень влияния накопленных дефектов на несущую способность буровых вышек. Были разработаны методики по подготовке математического эксперимента и обработки его результатов.

Ключевые слова: несущая способность, металлоконструкции, эксплуатационные дефекты.

N. V. Savinova, V. V. Shilov, E. I. Smirnov, M. K. Abdulkarimov

Influence of Operational Defects on Bearing Ability of the Metalwork of Derricks

During any operational process with metalwork different malfunctions can often happen. They depend on the structural features, region, type and intensity of exploitation. The research has shown the influence of accumulated defects on derricks bearing capacity. Various methods have been worked out concerning preparation for the mathematical experiment and processing its results.

Keywords: bearing capacity, metalwork, exploitation defects.

В горной промышленности для дегазации угольных пластов, обеспечения водоотлива на карьерах и шахтах необходимо бурить глубокие скважины. В таких случаях для бурения применяются тяжелые буровые установки, аналогичные тем, которые используются для проходки нефтяных и газовых скважин. Условия, при которых работают буровые установки на горных предприятиях, отличаются от условий работы на нефтяных и газовых месторождениях. Так, глубины проходки скважин в условиях горных предприятий меньше, поэтому и нагрузки на крюке требуются ниже. В некоторых случаях для создания дегазационных скважин используются установки, которые длительное время эксплуатировались на нефтяных месторождениях. При длительном использовании в металлоконструкциях накапливается значительный объем эксплуатационных дефектов и для дальнейшего ее применения требуется оперативно

оценить остаточную несущую способность. Таким образом, необходима методика, которая позволяла бы для конкретных условий эксплуатации определять требуемые параметры буровой установки.

Нормативный срок эксплуатации вышек буровых установок обычно составляет 10 лет. Для определения состояния и продления или не продления срока безопасной эксплуатации проводится экспертиза промышленной безопасности. В 2006 г. были разработаны МУ 03-008—06 "Методические указания по экспертизе промышленной безопасности буровых установок в целях продления срока безопасной эксплуатации", в которых был введен предельный срок эксплуатации буровых установок 25 лет (п. 3.9.). То есть по истечении 25 лет все оборудование должно быть выведено из эксплуатации. Проводимые исследования имеют своей целью определить, возможна ли безопасная эксплуатация сверх предельного срока и как накоп-

ленные эксплуатационные дефекты влияют на нагрузочную способность металлоконструкций.

Специалистами ЗАО "Эксперт-Сервис" для ряда однотипных буровых вышек ВМР45/200 проводились обследования в целях определения фактических отклонений геометрических характеристик металлоконструкций от проектных данных согласно разделам 6.9. упомянутых Методических указаний...: были выполнены контроль прямолинейности несущих труб, толщинометрия и проверка состояния сварных швов.

При проведении экспертизы было выявлено, что коррозия вышек буровых установок составляет от 0,2 до 1,2 мм для вышек 1988—1991 гг. выпуска. Прямолинейность индивидуальна и зависит от характера эксплуатации, кривизна составляет от 20 до 40 мм.

Используя данные контрольных замеров, на кафедре горных машин и комплексов Уральского государственного горного университета были выполнены расчеты конструкции вышки ВМР45/200 на прочность и устойчивость при различных эксплуатационных режимах. Обработка первичных результатов позволила установить влияние равномерного коррозионного истончения несущих труб диаметром 140 мм.

Расчеты проводились в среде автоматизированного проектирования APM WinMachine в модуле расчета напряженно-деформированного состояния трехмерных конструкций Structure-3D методом конечных элементов. Программа разработана Научно-техническим центром АПМ (г. Королев) и имеет Сертификат соответствия № РОСС RU.СП15.Н00524 для программного модуля APM Structure3D. Точность расчета методом конечных элементов серьезно зависит от адекватности моделей, описывающих испытуемый объект. Расчетная модель состоит из модели формы, модели материала, модели закрепления и модели нагружения.

В качестве конечных элементов (КЭ) для создания виртуальной модели формы были использованы стержневые КЭ, так как размеры поперечного сечения несущих труб, раскосов и поясов значительно меньше их длины. Так, например, минимальная длина пояса нижней секции 920 мм, а внешний диаметр трубы 76 мм; шаг крепления раскосов к основной трубе 1440 мм, а диаметр 140 мм. Применение стержневого КЭ целесооб-

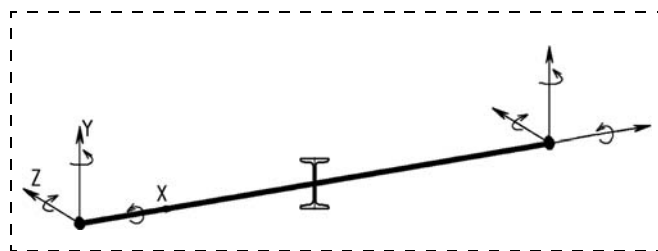


Рис. 1. Стержневой КЭ

разно, если размеры его поперечного сечения не менее чем в 5 раз меньше длины самого элемента.

Стержневой КЭ организуется между двумя узлами, каждый из которых обладает шестью степенями свободы — тремя линейными и тремя угловыми (рис. 1). Число строк (и столбцов) матрицы жесткости отдельного стержневого элемента равно 2×6 , а ее размерность — 12×12 . Для стержневых элементов справедливы две гипотезы: гипотеза плоских сечений, предполагающая отсутствие сдвига слоев в плоскостях, проходящих через продольную ось стержня, вследствие чего сечение стержневого элемента остается плоским после деформации, и гипотеза о ненадавливании слоев друг на друга, обеспечивающим сохранение размеров поперечного сечения после деформации [3].

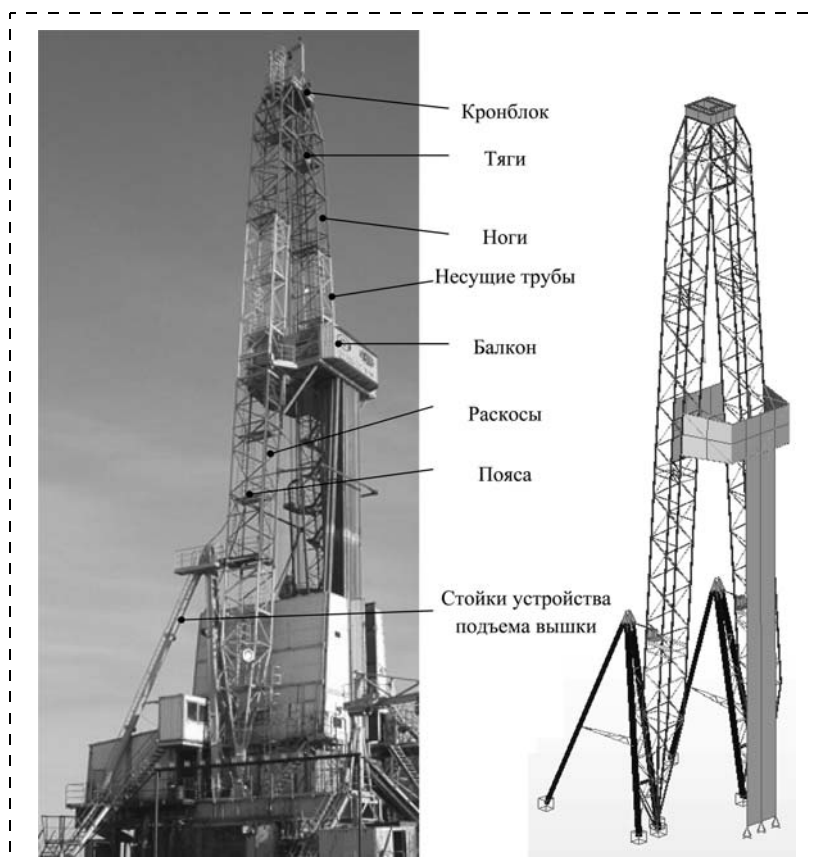


Рис. 2. А-образная буровая вышка и ее конечно-элементная модель

Большинство стержневых КЭ расчетной модели балочного типа, т. е. работают на растяжение-сжатие, изгиб и кручение и передают все силовые факторы.

Металлоконструкция балкона и кронблока смоделирована условной конструкцией из стержневых и пластинчатых КЭ, которая обеспечивает эквивалентную передачу основных, весовых и ветровых нагрузок. Для учета парусности под действием ветровой нагрузки пластинчатыми КЭ смоделирован пакет свечей (буровых труб).

Поперечные сечения стержневым КЭ в большинстве случаев присваивались из встроенной базы данных. В случае составных сечений и сечения условных конструкций моделировались в специальном модуле и хранились в специально созданной библиотеке. Модель формы представлена на рис. 2.

Модель закрепления была реализована лишением степеней свобод тех узлов модели формы, которые соответствуют местам фиксации вышки в пространстве.

Модель материала включает перечень физико-механических свойств, необходимых для выполнения прочностных расчетов, и задается автоматически при выборе соответствующего материала.

Модель нагружения вышки составляет совокупность нагрузок от действующих рабочих сил, силы тяжести и ветровых нагрузок (рис. 3). При составлении модели нагружения были приняты следующие допущения:

1. Сила тяжести вышки распределяется по объему модели равномерно с учетом не вошедших в модель компонентов сборки (лестницы, площадки, ограждения и т. п.).

2. Масса вспомогательных элементов конструкции учитывается в распределенной массе элементов путем введения множителя собственного веса. Величина множителя k рассчитывалась для каждой секции вышки

$$k = m/m_0,$$

где m — масса секции со вспомогательными элементами; m_0 — масса секции виртуальной модели.

В среднем по вышке величина множителя собственного веса составила 1,4.

3. Сосредоточенная нагрузка распределяется равномерно по площади (узлам) действия.

4. Давление ветра на элементы вышки моделируется с учетом принятых аэродинамических коэффициентов, пульсаций скоростного напора ветра, для стержней — распределенной нагрузкой по длине, для пластин — распределенной нагрузкой по площади (по СНиП 2.01.07—85. Нагрузки и воздействия).

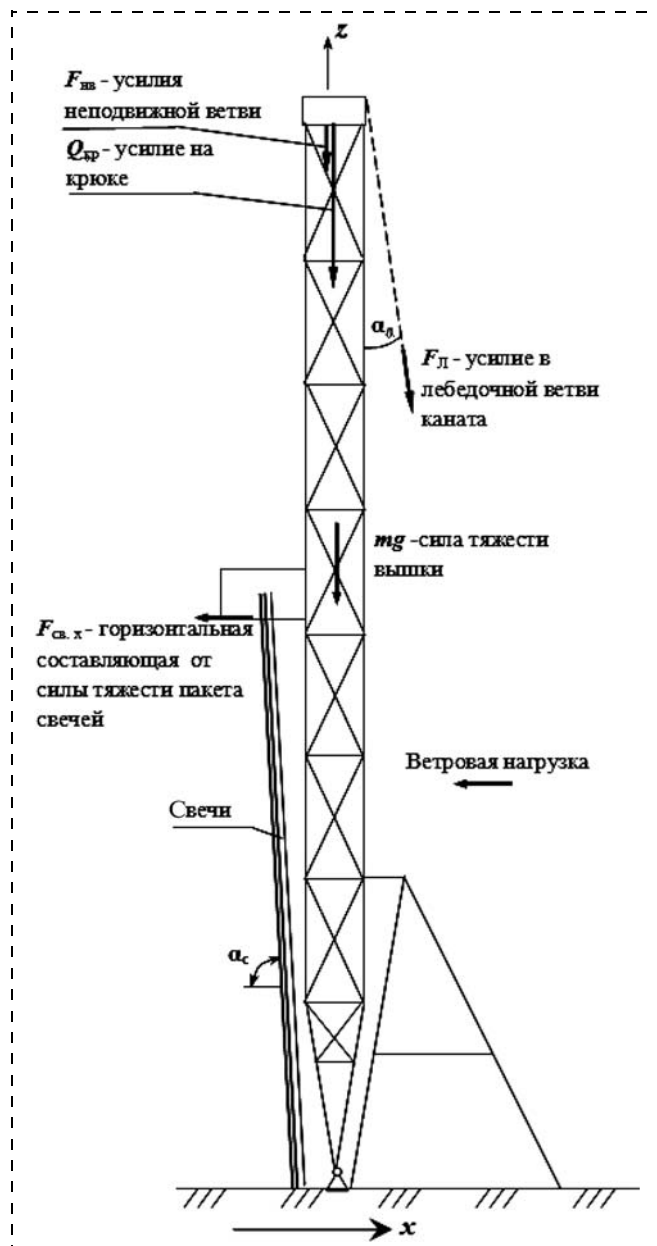


Рис. 3. Модель нагружения

Определение и моделирование нагрузок на вышку

Основным рабочим параметром, через который определяются действующие нагрузки на металлоконструкцию вышки, является допустимая нагрузка на крюке $Q_{кр}$.

Нагрузка на крюке передается на верхние секции вышки через кронблочную раму. Проведенные ранее исследования доказали, что исполнение кронблока, местоположение комплектов блоков существенным образом влияют на напряжения в элементах вышки, для этого в модель формы обязательно включаются КЭ, моделирующие раму [2]. Приложения нагрузки производится в узлы модели, лежащие в месте плоскости стыка под кронш-

тейнами крепления шкивов, узловая нагрузка составляет

$$F_{li} = Q_{\max}/n_{\text{узл}},$$

где $n_{\text{узл}}$ — используемое число узлов модели.

Усилие в канате лебедки. Этим усилием через полиспаственную систему обеспечивается нагрузка на крюке. В расчетный модуль усилия вводятся проекциями на оси глобальной системы координат виртуального пространства. В полиспаственную систему входят подвижная ветвь каната от барабана лебедки до комплекта блоков и неподвижная ветвь от блоков до основания вышки. Усилия в этих ветвях каната через блоки передаются на раму кронблока и так же, как и нагрузка на крюке, будут влиять на напряжения в элементах вышки [1]. Усилие в ветвях направлены под углом относительно оси вышки.

Усилие лебедочной ветви каната:

$$F_{\text{лз}} = \frac{Q_{\text{кр}} \cos \alpha_{\text{л}}}{U_{\text{п}}}; F_{\text{лх}} = \frac{Q_{\text{кр}} \sin \alpha_{\text{л}}}{U_{\text{п}}},$$

где $\alpha_{\text{л}}$ — угол отклонения подвижной ветви каната от вертикали (4...6°); $U_{\text{п}}$ — кратность полиспаственной системы.

Усилие от неподвижного конца каната:

$$F_{\text{нвз}} = \frac{Q_{\text{кр}} \cos \alpha_{\text{нв}}}{U_{\text{п}} n_{\text{узл.нв}}}; F_{\text{нву}} = \frac{Q_{\text{кр}} \sin \alpha_{\text{нв}}}{U_{\text{п}} n_{\text{узл.нв}}},$$

где $\alpha_{\text{нв}}$ — угол отклонения неподвижной ветви каната от вертикали; $n_{\text{узл.нв}}$ — число узлов приложения.

Усилие от лебедочной ветви прикладывается на участок рамы кронблока к узлу модели в месте установки направляющего блока. Усилие от неподвижного конца добавляется к части узлов с основной нагрузкой со стороны размещения неподвижной оси.

Давление свечей на свечеприемник. Комплект свечей моделируется для учета парусности вертикально, тогда как реально устанавливается под углом $\alpha_{\text{с}}$. На вышку через платформу верхнего рабочего действует горизонтальная составляющая силы тяжести пакета.

Реакция на площадку определится по условию равновесия

$$G_{\text{св}} \frac{L_{\text{св}}}{2} \cos \alpha_{\text{с}} = F_{\text{св}} h_{\text{св}},$$

где $G_{\text{св}}$ — сила тяжести комплекта свечей.

Откуда

$$F_{\text{свх}} = \frac{L_{\text{св}} \cos \alpha_{\text{с}}}{1,9},$$

где $L_{\text{св}}$ — длина свечи; $h_{\text{св}}$ — высота свечеприемника, составляет в среднем $0,95L_{\text{св}}$.

Место приложения нагрузки — балка балкона, распределенная нагрузка рассчитывается как

$$q_{\text{свх}} = \frac{F_{\text{свх}}}{2b_{\text{св}}},$$

где $b_{\text{св}}$ — ширина свечеприемника (длина соответствующей группы КЭ).

Ветровая нагрузка может иметь различное направление и величину. Предшествующие исследования показали, что наихудший вариант направления ветра — со стороны лебедки. По величине этот тип нагрузки делится на нагрузку рабочего состояния (ветровое давление 125 Па), нерабочего состояния (450 Па) и максимальную нагрузку для региона эксплуатации.

Ветровая нагрузка на стержневые элементы задается равномерной распределенной нагрузкой по длине КЭ, Н/мм

$$q_{\text{в}} = \frac{p_0 n \beta c_a b}{10^3},$$

где b — ширина элемента по наветренной поверхности, м; p_0 — скоростной напор ветра на высоте до 10 м над поверхностью земли, Па; n — коэффициент возрастания скоростного напора в зависимости от высоты над поверхностью земли; β — коэффициент, учитывающий динамическое воздействие, вызываемое пульсациями скоростного напора ветра; c_a — аэродинамический коэффициент, зависит от высоты положения элемента и его формы (по СНиП 2.01.07—85).

Коэффициент β определяется по формуле

$$\beta = 1 + m_{\text{п}} \xi,$$

где $m_{\text{п}}$ — коэффициент пульсации скоростного напора ветра, $m_{\text{п}} = 0,12$; ξ — коэффициент динамичности, определяемый в зависимости от периода свободных колебаний вышки T :

$T, \text{с}$	0,25	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0
ξ	0,44	0,88	1,75	2,25	2,65	2,96
$m_{\text{п}} \xi$	0,0528	0,1056	0,21	0,27	0,318	0,3552
β	1,0528	1,1056	1,21	1,27	1,318	1,3552

Для выбора коэффициента β проводится расчет вышки на собственные колебания и выявляется наиболее неблагоприятная форма колебаний (рис. 4, см. 1-ю стр. вкладки). С точки зрения возможного сочетания по направлению с ветровой

нагрузкой, по частоте собственных колебаний ω определяем

$$T = \frac{2\pi}{\omega}$$

Коэффициенты ξ и β задаются линейным интерполированием.

На пластинчатые элементы нагрузка задается автоматически специальной командой расчетного модуля.

Рассмотренные силовые факторы комбинируются в зависимости от эксплуатационного режима (см. таблицу).

Комбинации нагрузок для буровой вышки

Комбинация нагрузок	Нагрузки	Критерий работоспособности
I вариант — максимальная рабочая нагрузка	1. Максимальная рабочая нагрузка, определяемая наибольшей силой тяжести бурового снаряда с учетом натяжения лебедочной и неподвижной ветвей каната. 2. Сила тяжести вышки	Прочность и устойчивость: 1. $\sigma \leq [\sigma]$, где σ — напряжения в элементах вышки и основания; $[\sigma]$ — допускаемое напряжение. 2. Коэффициент запаса устойчивости более 3
II вариант — прихват	1. Максимальная нагрузка, определяемая наибольшей мощностью приводного двигателя с учетом динамических процессов, с учетом натяжения лебедочной и неподвижной ветвей каната. 2. Ветровая нагрузка на металлоконструкцию и пакет свечей (согласно рабочему давлению 125 Па). 3. Давление свечей на свечеприемник. 4. Сила тяжести вышки	Прочность и устойчивость: 1. $\sigma \leq 0,8\sigma_T$, где σ_T — предел текучести материала. 2. Коэффициент запаса устойчивости более 3
III вариант — живучесть	1. Ветровая нагрузка (согласно ветровому давлению по региону). 2. Нагрузка на вышку от массы оборудования подвешенного через кронблок. 3. Давление свечей на свечеприемник. 4. Сила тяжести вышки	Прочность и устойчивость: 1. $\sigma \leq 0,8\sigma_T$. 2. Коэффициент запаса устойчивости более 3
IV вариант — Испытания	Испытательная нагрузка на вышку величиной 1,2 допускаемой нагрузки на крюке. Ветровая нагрузка и нагрузка от пакета свечей отсутствуют	Прочность и устойчивость: 1. $\sigma \leq \sigma_T$. 2. Коэффициент запаса устойчивости более 2

Моделирование истончения несущих труб

В каждом расчетном случае исходный размер несущих труб составлял $\varnothing 140 \times 8$ мм. В дальнейших расчетах толщина труб снижалась с шагом

0,2 мм до $\varnothing 140 \times 6,2$ мм. Таким образом, площадь поперечного сечения от исходной величины уменьшалась на 21,5 %.

На первом этапе исследований коррозионного влияния истончение несущих труб считалось равномерным по всей высоте вышки, моделировалось изменением толщины поперечного сечения без изменения внешнего диаметра труб. Для анализа результатов расчетов на модели были выделены характерные точки, в которых после каждого расчета снимались показания напряжений и перемещений (рис. 5, см. 1-ю стр. вкладки).

В результате проведенных исследований были получены:

величины и формы собственных колебаний вышки;

карты напряженно-деформированного состояния элементов конструкции вышки при максимальной грузоподъемности;

карты напряженно-деформированного состояния элементов конструкции вышки при максимальной грузоподъемности с учетом рабочего ветрового давления 125 Па (14,3 м/с);

карты напряженно-деформированного состояния элементов конструкции вышки в нерабочем состоянии при ветре 425 Па (27 м/с);

коэффициенты запаса устойчивости вышки в расчетных случаях;

сводные таблицы и графики, характеризующие влияние коррозионного истончения несущих труб при различных режимах состояния вышки.

На рис. 6 приведены графики максимальных напряжений и перемещений, коэффициента устойчивости в зависимости от толщины несущих труб для II варианта комбинации нагрузок, на рис. 7 — для III варианта (см. таблицу).

Из анализа расчетов **прямолинейной** конструкции вышки можно сделать следующие выводы.

1. Коррозионное истончение критично не влияет на устойчивость вышки. Минимальное значение коэффициента запаса устойчивости (из всех расчетных случаев) составило 2,85, что выше рекомендуемого 2,5.

2. Влияние коррозионного истончения серьезно зависит от материалов, из которых выполнена вышка. Механические свойства, влияющие на величины напряжений у всех сталей, примерно равны, это модуль упругости первого рода (модуль Юнга) $2 \cdot 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона 0,3, плотность 7800 кг/м³. В то время как предельные значения (предел текучести и предел прочности) могут отличаться значительно. Так, углеродистая сталь обыкновенного качества Ст3 (часто используемая при изготовлении сварных металлоконструкций) имеет предел текучести 240 МПа, а низко-

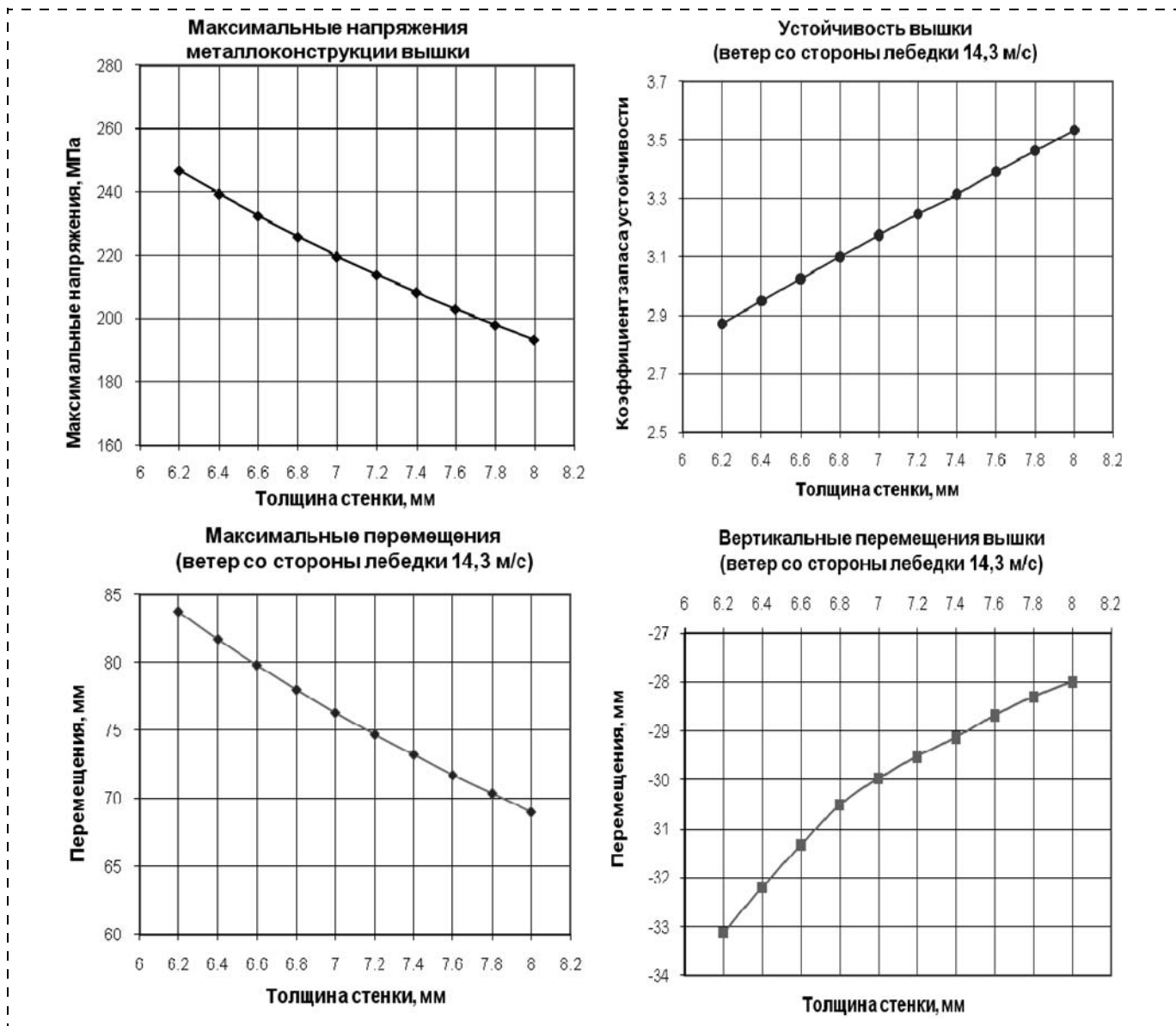


Рис. 6. Результаты расчетов II варианта комбинаций нагрузок

легированная сталь 09Г2С — 350 МПа (на 30 % выше). Оценку действующих напряжений в металлоконструкциях проводят по допускаемым напряжениям, которые для пластичных материалов определяются по пределу текучести:

для материалов, предел текучести которых не превышает 240 МПа (σ_T), допускаемое напряжение при расчете на максимальную грузоподъемность с учетом ветровой составляющей составляет $[\sigma] = 0,8\sigma_T = 192$ МПа, а значит изменение параметров поперечного сечения недопустимо;

материалы с пределом текучести 300 МПа (σ_T , 09Г2) оцениваются по величине допускаемого напряжения $[\sigma] = 0,8\sigma_T = 240$ МПа; критичным является сечение несущих труб $140 \times 6,6$;

для материалов, предел текучести которых 350 МПа (09Г2С, 14ХГС, 15ХСНД), допускаемое напряжение $[\sigma] = 0,8\sigma_T = 280$ МПа, при максимальной нагрузке на крюке напряжения такого уровня выявлены не были; при оценке живучести вышки (сочетание нагрузок неработающей вышки и ветровой) допускаемое напряжение превышает при расчете конструкции с сечением несущих труб $140 \times 7,4$.

3. При истончении толщины трубы в 1 мм несущая способность в среднем теряется на 12...18 % (большие значения для меньшей толщины).

4. Устойчивость при истончении толщины трубы в 1 мм снижается на 10...12 %.

5. Максимальные напряжения в металлоконструкции вышки возникают в несущих трубах,

расположенных непосредственно под кронблоком и в зоне балкона верхнего рабочего и в месте соединения вышки с УПВ.

6. Необходимо подчеркнуть, что при выполнении расчета изменялся внутренний диаметр труб, в реальных же условиях возможен коррозионный износ, изменяющий внешний диаметр, в этом случае напряжения и перемещения в металлоконструкции будут выше.

В рамках проведенного математического эксперимента была осуществлена попытка выявить закономерности в поведении металлоконструкции при непрямолинейности. Условия эксплуатации вышек, сочетание нагрузок, воспринимаемых ими за жизненный цикл, дают различные деформации, как по величине, так и по направлению. На рис. 8 (см. 2-ю стр. вкладки) представлены модели трех однотипных вышек с учетом эксплуатационных изменений их прямолинейности. Выявленные отклонения показаны в виде векторов перемещений. В каждом случае они по-разному влияют на напряженно-деформированное состояние конструкции и требуют индивидуальной оценки.

На первом этапе исследований были разработаны методика моделирования эксплуатационных дефектов, методика сравнительного анализа "идеальной" вышки и вышки с эксплуатационными дефектами.

Следующий этап математического моделирования металлоконструкций вышек будет посвящен исследованию влияния на несущую способность неравномерного коррозионного истончения в сочетании с учетом нелинейности несущих труб.

Список литературы

1. Савинова Н. В., Шестаков В. С. Оценка несущей способности и устойчивости буровых вышек / Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. док. IX Междунар. науч.-тех. конф. "Чтения памяти В. Р. Кубачека", проведенной в рамках Уральской горнопромышленной декады 07—08 апреля 2011 г. / Оргком.: Н. М. Суслов, Ю. А. Лагунова. Екатеринбург: УГГУ, 2011. С. 412—420.
2. Савинова Н. В., Савинов Д. В. Подготовка расчетной модели стержневой конструкции высотой более 10 м / Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. док. VIII Междунар. науч.-тех. конф. "Чтения памяти В. Р. Кубачека", проведенной в рамках Уральской горнопромышленной декады 14—16 апреля 2010 г. / Оргком.: Н. М. Суслов, Ю. А. Лагунова. Екатеринбург: УГГУ, 2010. С. 335—340.
3. Замрий А. А. Проектирование и расчет методом конечных элементов в среде APM Structure3D: Учеб. пособие. М.: Изд-во АПМ, 2010. 376 с.

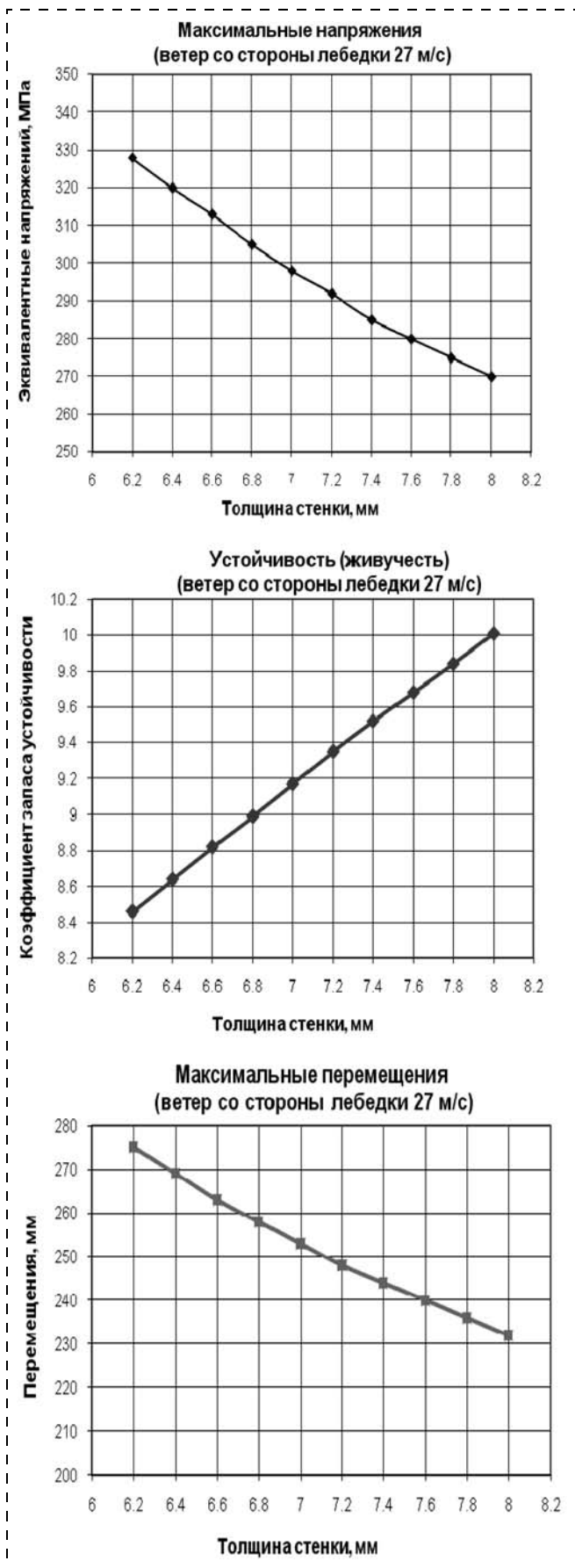


Рис. 7. Результаты расчетов III варианта комбинаций нагрузок

УДК 622.72

Ю. А. Лагунова, д-р техн. наук, проф., П. А. Жиганов, канд. техн. наук, доц., УГГУ,
С. А. Червяков, канд. техн. наук, директор по конструкторским разработкам,
ОАО "Уралмашзавод", г. Екатеринбург

E-mail: yu.lagunova@mail.ru

Анализ передвижных дробильных установок по производительности, массе и энерговооруженности*

Проведено сравнение различных дробильных установок по технологическим и энергетическим характеристикам.

Ключевые слова: дробилки, производительность, масса, энерговооруженность.

Yu. A. Lagunova, P. A. Jiganov, S. A. Chervyakov

Analysis of Mobile Crushing Plants in Performance, Weight and Power Equipment

The article compares the different crushing plants for technological and power equipment characteristics.

Keywords: crusher, performance, weight, power equipment.

Процессы дробления и измельчения находят широкое применение в различных отраслях промышленности. Спектр технологических задач, решаемых в результате дробления и измельчения различных материалов, чрезвычайно широк. В настоящее время на рынке России предлагают поставки практически любого дробильно-размольного оборудования от различных отечественных до множества зарубежных фирм-производителей.

К дробильно-сортировочному оборудованию предъявляют строгие требования. От того, насколько качественным и производительным оно будет, зависит не только прибыль использующей его компании, но и качество продукта, а также темпы строительства. Ведь чем интенсивней ведутся строительные работы, тем больше требуется строительных материалов, в частности, щебня. Именно поэтому в России в основном используется оборудование западных компаний — тех, кто предлагает высокотехнологичное оборудование, способное производить качественный продукт

высокого класса, с налаженным сервисным обслуживанием.

На российском рынке широко представлена продукция иностранных производителей дробильно-сортировочного оборудования. Среди них крупные европейские, американские и азиатские машиностроительные корпорации и концерны, такие как Metso, Terex, Hurlt, Kleeman GmbH, An Astec Company, Komatsu, Zenith и др. Стоит отметить, что много предложений исходит от китайских фирм-производителей, и хоть качество поставляемого оборудования уступает европейскому, японскому или американскому, зато цена продукции является гораздо более доступной. К тому же, нужно признать, развитие машиностроения в современном Китае достигло высокого уровня. И пусть предложить усовершенствованную технологию в области дробления "поднебесная" пока не в состоянии, но китайские инженеры и конструкторы научились качественно копировать не только конечное изделие, но и технологию его производства. Это позволяет им предлагать исправно работающее оборудование, в том числе и для получения

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

Установки (мобильные и передвижные) со шекowymi дробилками

Производитель	Марка	Питание, мм	Продукт, мм	Производительность, т/ч	Масса, т	Мощность, кВт	k_1 , (т/ч)/т	k_2 , (т/ч)/кВт	
METSO (Финляндия)	Lokotrack LT96	580	Нет данных	350	27,8	168	12,590	2,083	
	LT96S	580		350	31,2	168	11,218	2,083	
	LT106	700		400	37,3	224	10,724	1,786	
	LT106S	700		400	42	224	9,524	1,786	
	LT110	670	250	700	60	317	11,667	2,208	
	LT116	800	Нет данных	450	50	310	9,000	1,452	
	LT116S	800		450	55	310	8,182	1,452	
	LT125	800	300	800	86	317	9,302	2,524	
	LT140	900	350	1200	111	390	10,811	3,077	
	LT160	1040	400	1800	215	445	8,372	4,045	
	Nordberg	NW80	510	Нет данных	65	19,6	75	3,316	0,867
		NW96	580		150	26	90	5,769	1,667
		NW106	700		170	35,5	110	4,789	1,545
		NW110	850		190	62,3	160	3,050	1,188
		NW116	800		185	47	132	3,936	1,402
		NW3054	760		240	58	160	4,138	1,500
NW125		950		285	74	160	3,851	1,781	
NW140		1070		385	76,8	200	5,013	1,925	
EXTEC (Велико-британия)	Extec C-10	650	150	225	32,4	166	6,944	1,355	
	C-12	750	Нет данных	350	46,3	300	7,559	1,167	
	C-12+	750		350	49	261	7,143	1,341	
HARTL (Австрия) (продана Atlas Copco)	Hartl Power- crusher PC 1055J	550	130	200	33,5	187	5,970	1,070	
	PC 1265J	650	150	300	42	242	7,143	1,240	
	PC 1380J	800	160	350	53	291	6,604	1,203	
	PC 2	730	Нет данных	250	36	187	6,944	1,337	
KOMATSU (Япония)	Komatsu BR100J	200	Нет данных	55	9,2	40,5	5,978	1,358	
	BR100JG-2	300	80	55	9,9	40,5	5,556	1,358	
	BR210JG-1	350	80	85	20	99	4,250	0,859	
	BR350JG-1	450	120	160	30	118	5,333	1,356	
	BR380JG-1	550	150	240	32,7	149	7,339	1,611	
	BR550JG-1	600	200	460	47,5	228	9,684	2,018	
PARKER PLANT (Велико-британия и Северная Ирландия)	Rock Ranger RE0805	500	125	140	28	90	5,000	1,556	
	RE1165	650	175	350	47	110	7,447	3,182	
	RE1180	800	200	350	58	110	6,034	3,182	
	RQ1180	800	200	350	57	110	6,140	3,182	
Завод горного и дорожного оборудования (Россия)	ПДСУ-30	340	40	51	49,8	98	1,024	0,520	
	ПДСУ-90	500	40	192	142,4	332	1,348	0,578	
BOHRUND ANLAG ENTECHNIK GMBH (ФРГ)	BB 80 T	500	130	130	26	125	5,000	1,040	
	BB 100 T/1	500	130	200	29,5	165	6,780	1,212	
	BB 110 TD	600	145	220	34,5	182	6,377	1,209	
	BB 120 T	600	150	250	46	205	5,435	1,220	
KPI, AN ASTEC COMPANY (США)	GT 125	530	Нет данных	295	37,7	165,5	7,825	1,782	
	FT 2640	530		300	38	165,5	7,895	1,813	
	FT 2650	530		360	43,6	402	8,257	0,896	
	FT 3055	610		635	56,3	378	11,279	1,680	

Таблица 2

Установки (мобильные и передвижные) с конусными дробилками

Производитель	Марка	Питание, мм	Продукт, мм	Производительность, т/ч	Масса, т	Мощность, кВт	k_1 , (т/ч)/т	k_2 , (т/ч)/кВт
METSO (Финляндия)	Lokotrack LT200HP	210	Нет данных	250	30	310	8,333	0,806
	LT200HPS	210	Нет данных	250	39,8	310	6,281	0,806
	LT1100	200	80	350	51,2	310	6,836	1,129
	LT7150	66	Нет данных	250	30	310	8,333	0,806
	Nordberg NW100GPC	250	22	200	25,4	90	7,874	2,222
	NW100HPC	150	21	140	25	90	5,600	1,556
	NW200GPC	330	52	250	34,4	160	7,267	1,563
	NW200HPC	185	19	235	35	132	6,714	1,780
	NW100GP	250	46	200	14	90	14,286	2,222
	NW200GP	330	52	250	20,2	160	12,376	1,563
	NW300GP	380	53	400	30	250	13,333	1,600
	NW550GP	275	46	600	43,8	315	13,699	1,905
	NW500GP	500	77	600	54,5	315	11,009	1,905
	NW100HP	150	35	140	14	90	10,000	1,556
	NW200HP	185	40	235	23	132	10,217	1,780
	NW300HP	230	50	320	35	200	9,143	1,600
	4HP	250	45	430	39,5	315	10,886	1,365
	NW400HP	300	65	430	39,5	315	10,886	1,365
	NW500HP	335	65	535	52,5	355	10,190	1,507
	KLEEMAN GMBH (ФРГ)	MOBICON E MCO 9	Нет данных	Нет данных	200	60	240	3,333
E MCO 11		Нет данных	Нет данных	300	75	338	4,000	0,888
E MCO 13		Нет данных	Нет данных	400	85	426	4,706	0,939
MOBIFOX MF 12 S		Нет данных	Нет данных	250	58	338	4,310	0,740
MF 14 S		Нет данных	Нет данных	350	70	359	5,000	0,975
MF 16 S		Нет данных	Нет данных	450	82	470	5,488	0,957
SANDVIK (Швеция) (включает EXTEC с 2007 г.)	Sandvik QH330 (Fintec 1080)	190	Нет данных	220	37,5	328	5,867	0,671
	UH320 (RC3800)	160	Нет данных	250	46	325	5,435	0,769
	UH421 (RM4800)	210	Нет данных	300	51	475	5,882	0,632
	UH440i (CM4800i)	215	Нет данных	350	43	313	8,140	1,008
	UH640 (CM6800)	245	Нет данных	500	84	594	5,952	0,842
	US440i (CMS4800i)	400	Нет данных	500	49	313	10,204	1,597
EXTEC (Великобритания)	Extex X44 SBS	220	Нет данных	350	44	328	7,955	1,067
PARKER PLANT (Великобритания и Северная Ирландия)	Parker GC1000	1085	Нет данных	260	36	265	7,222	0,981
	GC1200	1225	Нет данных	475	42	315	11,310	1,508
	GC1450	1489	Нет данных	700	47	390	14,894	1,795
MINING AND CONSTRUCTION "ZENITH" (КНР)	Y3S1548 C900	115	30	50	43	75	1,163	0,667
	Y3S1848 C36	170	25	70	47	134	1,489	0,522
	Y3S1860 C51	250	25	120	53	221	2,264	0,543
	Y3S2160 C202	220	20	140	48	265	2,917	0,528
KPI, AN ASTEC COMPANY (США)	FT200	230	Нет данных	360	38	200	9,474	1,800
	FT300DF	280	Нет данных	420	43,6	328	9,633	1,280

но даже популярные модели известных европейских фирм, зачастую, в разных источниках приведены с различными значениями одних и тех же параметров. Материалы статьи основаны на данных с официальных сайтов компаний-производителей продукции, а также рекламных брошюр и проспектов продукции (некоторые — на языке и с мерами измерений стран-изготовителей) [1—8].

Еще на стадии сбора информации о различных моделях ДСУ стало понятно, что характеризовать установки нужно будет по каким-либо параметрам, которые в обязательном порядке присущи каждой из них. Этими параметрами стали производительность дробильного оборудования, масса всей установки и ее полная энерговооруженность. Кроме этого, проведено условное разделение дробильных установок по крупности принимаемого ими исходного куска сырья, справедливо полагая, что сравнивать можно только сопоставимые по данному параметру агрегаты.

Необходимо отметить, что дробильное оборудование делится на три основных типа: щековая, конусная и ударная дробилки. Такая классификация сложилась исходя из способов воздействия оборудования на породу. Отдельно можно отметить еще валковую дробилку, в которой движение породы осуществляется не за счет гравитации, а путем затягивания сырья между двумя вращающимися валами. При выборе типа дробильного оборудования

Установки (мобильные и передвижные) с дробилками ударного действия

Производитель	Марка	Питание, мм	Продукт, мм	Производительность, т/ч	Масса, т	Мощность, кВт	k_1 , (т/ч)/т	k_2 , (т/ч)/кВт	
METSO (Финляндия)	Lokotrack LT1110	800	Нет данных	300	32	242	9,375	1,240	
	LT1110S	800		300	36,2	242	8,287	1,240	
	LT1213	900		400	40	310	10,000	1,290	
	LT1213S	900		400	50	310	8,000	1,290	
	LT1315	600	150	600	55	390	10,909	1,538	
	LT1415	1000	200	800	60	390	13,333	2,051	
	LT1415S	1000	200	800	72	445	11,111	1,798	
	Nordberg NW7150	66	Нет данных	420	26,3	320	15,970	1,313	
	NW9100	66		700	26,3	700	26,616	1,000	
	NW6150C	43		200	24,2	132	8,264	1,515	
7150C	66	345		28,5	200	12,105	1,725		
KLEEMAN GMBH (ФРГ)	MOBIREX MR100 R	600	Нет данных	200	45	291	4,444	0,687	
	MR100 Z	600		200	49	291	4,082	0,687	
	MR122 Z	800		350	65	359	5,385	0,975	
	MR130 R	700		300	54	337	5,556	0,890	
	MR130 Z	700		300	60	337	5,000	0,890	
	MR150 Z	700		500	80	426	6,250	1,174	
	MR170 Z	800		700	95	481	7,368	1,455	
	MC100 R	800		280	45	291	6,222	0,962	
	MR 110 Z EVO	600	Нет данных	350	53	298	6,604	1,174	
	MR 122 Z	800		450	65	359	6,923	1,253	
	MR 150 Z	800		550	80	426	6,875	1,291	
	MR 170 Z	800		700	95	481	7,368	1,455	
	SANDVIK (Швеция) (включает EXTEC с 2007)	Sandvik QI340 (Extec I-C13)	950	Нет данных	200	43,4	328	4,608	0,610
		QI430 (Fintec F1440)	Нет данных		500	49,8	328	10,040	1,524
EXTEC (Великобритания)	Extec C-10+	650	Нет данных	200	32,1	291	6,231	0,687	
HARTL (Австрия) (продана Atlas Copco)	Hartl Powercrusher PC 1	720	Нет данных	250	32	242	7,813	1,033	
	PC 1060 I	600		60	200	30	187	6,667	1,070
	PC 1270 I	700		70	250	34	287	7,353	0,871
	PC 1310 I	1020		100	350	44	328	7,955	1,067
	PC 1375 I	750		75	300	40	291	7,500	1,031
	PC 1610 IG	1020		100	500	80	403	6,250	1,241
KOMATSU (Япония)	Komatsu BR100RG-1	150	20	28	8,5	40,5	3,294	0,691	
	BR250RG-1	200	20	70	24,9	118	2,811	0,593	
	BR480RG-1	350	40	400	38	228	10,526	1,754	
PARKER PLANT (Великобритания и Северная Ирландия)	Parker Kibit Ranger KE 102	250	Нет данных	50	Нет данных	37	Нет данных	1,351	
	KE 103	250		100		75		1,333	
	KE 105	350		200		150		1,333	
BOHRUND ANLAG ENTECHNIK GMBH (ФРГ)	PB 100 T	850	Нет данных	170	31,5	200	5,397	0,850	
	PB 120 T	850		200	44,5	249	4,494	0,803	
	PB 130 T	1100		250	56	348	4,464	0,718	
RUBBLE MASTER (Австрия)	RM 60	500	Нет данных	50	12,6	67	3,968	0,746	
	RM 70	600		120	20,2	103	5,941	1,165	
	RM 80	650		160	24,3	168	6,584	0,952	
	RM 100	750		250	30,1	225	8,306	1,111	
KPI, AN ASTEC COMPANY (США)	FT4240 OC	530	Нет данных	295	36,7	287	8,038	1,028	
	FT4240 CC	530		295	42,7	287	6,909	1,028	
	FT4250 OC	530		360	44,9	328	8,018	1,098	
	FT4250 CC	530		360	51	328	7,059	1,098	
	FT5260	530		680	51	402	13,333	1,692	

необходимо учитывать твердость и размеры исходного материала, а также производительность оборудования и необходимую степень измельчения. Кроме того, при измельчении породы у одного типа дробилок содержание пластинчатых зерен (лещадность) в конечном продукте может отличаться от другого. Чем меньше таких зерен, тем большей прочностью обладает щебень.

Щековая дробилка предназначена для измельчения материалов различной прочности. Принцип действия прост: порода располагается между двумя рабочими поверхностями (щеками), при помощи которых происходит ее измельчение. Такой тип оборудования с успехом используется на первой стадии дробления. Основными характеристиками щековых дробилок являются размер загрузочного отверстия и ширина выходной щели (табл. 1).

Работа конусного дробильного оборудования основана примерно на том же принципе истирания породы, только ее рабочим органом является конус. Способ измельчения такой же, как в ступе, только вместо нее и пестика применяют конус и чашу. В пространство между бронями конуса и чаши подают материал, который под воздействием силы дробления вращающегося конуса преобразуется в сырье необходимой фракции. Дробильное оборудование такого типа в основном используется для крупного, среднего и мелкого дробления (табл. 2).

Для получения щебня кубовидной формы с небольшим процентом лещадности лучше всего подходит дробильное оборудование ударного типа (табл. 3). Ударные дробилки, как ясно из названия, осуществляют дробление материалов за счет ударов и сдавливания. Различают молотковые, роторные и центробежные дробилки.

Для того, чтобы охарактеризовать эффективность ДСУ были приняты два коэффициента:

1) k_1 — *производительность дробилки* (т/ч), *отнесенная к ее полной массе* (т) — показывает, насколько грамотно и эффективно используется оборудование установки, участвующее в производстве продукта, рациональность компоновки;

2) k_2 — *производительность дробилки* (т/ч), *отнесенная к суммарной мощности ее двигателей* (кВт) — характеризует полезность дробилки, способность получать как можно большую выгоду с каждого затраченного киловатта мощности.

Чем выше оба указанных коэффициента для одной и той же установки, тем более эффективной, по нашему мнению, является такая конструкция ДСУ.

Результаты исследования предложены применительно к карьерным установкам, поэтому далее

намеренно не рассматриваются установки с размером входного куска менее 500 мм. Исключение сделано только для установок российских производителей и установок с конусными дробилками, которые редко используются для первичного дробления. Здесь рассматривается входной кусок более 200 мм. Лидеры определяются в следующих категориях:

менее 700 мм;
700...899 мм;
900 мм и более.

Для оценки оптимальности конструкции умножим один коэффициент на другой и будем считать установку, у которой данное произведение множителей больше, предпочтительней установки, у которой оно меньше. Результаты вычислений для разных категорий оборудования приведены в табл. 4—6.

По результатам вычислений во всех трех условных категориях по крупности входящего куска (менее 700 мм, 700...899 мм, более 900 мм) с явным преимуществом над конкурентами лидируют установки Lokotrack и Nordberg фирмы Metso (Финляндия) со щековым дробильным оборудованием (рис. 1—4, см. 3-ю стр. вкладки). Конусные и ударные дробилки этой компании также превосходят аналоги других производителей по своим показателям.

Вторую строчку вслед за Metso, опять же по результатам всех трех таблиц, занимает оборудование компании Parker (Великобритания и Северная Ирландия) со щековыми и конусными дробилками (рис. 5, см. 4-ю стр. вкладки).

Самыми неудачными с точки зрения компоновки и рациональности рабочих параметров выглядят отечественные установки производства компании "Завод горного и дорожного оборудования", ОАО "ЭЗТМ", ОАО "Волгацеммаш", ОАО "Уралмашзавод", ЗАО "Автокомполит" и др. (см. табл. 4). При своих весьма скромных производительностях они обладают просто чудовищной массой. Кроме того, являясь транспортируемыми, т. е. лишенными собственной ходовой части, они, к сожалению, уступают большинству самоходных установок конкурентов.

Результаты вычислений показывают, что установки с ударными дробилками демонстрируют, в основном, средние показатели.

Таким образом, щековые дробилки являются более эффективным и производительным оборудованием для дробильно-сортировочных установок.

Дробильные установки с размером сырья менее 700 мм

Марка	Питание, мм	Продукт, мм	k_1	k_2	$k_1 k_2$	Тип дробилки
Nordberg NW100GP	250	46	14,286	2,222	31,746	Конусная
Lokotrack LT96	580	Нет данных	12,590	2,083	26,229	Щековая
Nordberg NW550GP	275	46	13,699	1,905	26,093	Конусная
RockRanger RE 1165	650	175	7,447	3,182	23,694	Щековая
Lokotrack LT96S	580	Нет данных	11,218	2,083	23,371	Щековая
FT5260	530	Нет данных	13,333	1,692	22,554	Ударная
Nordberg NW500GP	500	77	11,009	1,905	20,970	Конусная
Komatsu BR550JG-1	600	200	9,684	2,018	19,538	Щековая
FT3055	610	Нет данных	11,279	1,680	18,947	Щековая
Komatsu BR480RG-1	350	40	10,526	1,754	18,467	Ударная
FT200	230	Нет данных	9,474	1,800	17,053	Конусная
Lokotrack LT1315	600	150	10,909	1,538	16,783	Ударная
Sandvik US440i (CMS4800i)	400	Нет данных	10,204	1,597	16,300	Конусная
Nordberg NW500HP	335	65	10,190	1,507	15,357	Конусная
FT2640	530	Нет данных	7,895	1,813	14,311	Щековая
FT300DF	280	Нет данных	9,633	1,280	12,335	Конусная
Extec C-10	650	150	6,944	1,355	9,413	Щековая
RM 100	750	Нет данных	8,306	1,111	9,228	Ударная
Sandvik UH440i (CM4800i)	215	Нет данных	8,140	1,118	9,102	Конусная
Hartl Powercrusher PC 1265J	650	150	7,143	1,240	8,855	Щековая
Extec X44 SBS	220	Нет данных	7,955	1,067	8,488	Конусная
BB 100 T/1	500	130	6,780	1,212	8,218	Щековая
MR 110 Z EVO	600	Нет данных	6,604	1,174	7,756	Ударная
Lokotrack LT1100	200	80	6,836	1,129	7,718	Конусная
Hartl Powercrusher PC 1060 I	600	60	6,667	1,070	7,130	Ударная
RM 70	600	Нет данных	5,941	1,165	6,921	Ударная
BB 120 T	600	150	5,435	1,220	6,628	Щековая
Extec C-10+	650	Нет данных	6,231	0,687	4,282	Ударная
Y3S1860C51	250	25	2,264	0,543	1,229	Конусная
ПДСУ-90	500	40	1,348	0,578	0,780	Щековая
ПДСУ-30	340	40	1,024	0,520	0,533	Щековая

Таблица 5

Дробильные установки с размером сырья 700...899 мм

Марка	Питание, мм	Продукт, мм	k_1	k_2	$k_1 k_2$	Тип дробилки
Lokotrack LT125	800	300	9,302	2,524	23,4759	Щековая
RockRanger RQ1180	800	200	6,140	3,182	19,5375	Щековая
Lokotrack LT116	800		9,000	1,452	13,0645	Щековая
Lokotrack LT1110	800		9,375	1,240	11,6219	Ударная
MOBIREX MR 170Z	800	Нет данных	7,368	1,455	10,7233	Ударная
Hartl Powercrusher PC 2	730		6,944	1,337	9,2840	Щековая
Extec C-12	750		7,559	1,167	8,8193	Щековая
MOBIREX MR 150Z	700		6,250	1,174	7,3357	Ударная
PB 100 T	850		5,397	0,850	4,5873	Ударная

Таблица 6

Дробильные установки с размером сырья 900 мм и более

Марка	Питание, мм	Продукт, мм	k_1	k_2	$k_1 k_2$	Тип дробилки
Lokotrack LT160	1040	400	8,372	4,045	33,865	Щековая
Lokotrack LT140	900	350	10,811	3,077	33,264	Щековая
Lokotrack LT1415	1000	200	13,333	2,051	27,350	Ударная
Parker GC 1450	1489		14,894	1,795	26,732	Конусная
Parker GC 1200	1225	Нет данных	11,310	1,508	17,054	Конусная
Nordberg NW 140	1070		5,013	1,925	9,650	Щековая
Hartl Powercrusher PC 1310 I	1020	100	7,955	1,067	8,488	Ударная
Hartl Powercrusher PC 1610 IG	1020	100	6,250	1,241	7,754	Ударная
PB 130 T	1100	Нет данных	4,464	0,718	3,207	Ударная
Sandvik Q1340 (Extec I-C13)	950	400	4,608	0,610	2,810	Ударная

Список литературы

1. **Компания Metso:** [сайт]. URL: <http://www.metsominerals.ru>
2. **Дробильно-сортировочное** оборудование Parker Plant: [сайт]. URL: <http://www.crushing.parkerplant.su>
3. **Шанхайская** горная машиностроительная компания "Зенит": [сайт]. URL: <http://ru.zenithcrusher.com>
4. **Astec Industries, Inc.:** [сайт]. URL: <http://www.krijci.com>

5. **Представитель Hurlt:** [сайт]. URL: <http://www.kwintmadi.ru>

6. **Машиностроительное** предприятие BAT Bohr- und Anlagentechnik GmbH: [сайт]. URL: <http://www.bat-maschinenbau.de>

7. **Карьерная** и горная техника в России: [сайт]. URL: <http://www.maxi-exkavator.ru>

8. **Каталог-справочник** "Горная техника". СПб.: СЛАВУТИЧ. 2012. Вып. № 2 (10).

УДК 622 23.05

Е. Б. Волков, асс., асп., **С. А. Ляпцев**, д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой, УГГУ, г. Екатеринбург

E-mail: gmf.tm@m.ursmu.ru

Экспериментальные исследования процесса грохочения

Экспериментальным путем установлена максимальная эффективность процесса пассивного грохочения. Дана оценка зависимости между входными параметрами установки.

Ключевые слова: грохот, эффективность грохочения, подбор рациональных параметров грохота, угол наклона рабочей поверхности грохота.

E. B. Volkov, S. A. Lyaptsev

Experimental Studies the Process of Screening

Experimentally set the maximum efficiency of the process of passive screening. The estimation of the dependence between the input parameters of installation.

Keywords: crash, screening efficiency, the selection of rational parameters of the angle of inclination of the working surface of the deck.

Операции грохочения широко применяются в практике обогащения и по технологическому назначению их можно разделить на пять групп: вспомогательное (в схемах рудоподготовки), подготовительное (для последующей раздельной обработки), самостоятельное (для выделения готовых продуктов), обезвоживающее (для удаления воды после промывки) и избирательное (для выделения класса крупности с наибольшим содержанием ценного компонента). При грохочении разделение продуктов по классам крупности происходит путем просеивания через одно или несколько сит с заданными размерами ячеек. Коэффициент жи-

вого сечения просеивающей поверхности сита определяется по формуле [1]

$$L = \frac{100\lambda^2}{(\lambda + a)^2}, \%, \quad (1)$$

где λ — размер отверстия, мм; a — диаметр проволоки.

Эффективность грохочения при этом возможно оценить отношением массы m_{Π} просеянного материала к массе m_0 исходного продукта

$$\Theta_{\Gamma} = \frac{100m_{\Pi}}{m_0}, \%. \quad (2)$$

В ходе экспериментальных исследований предстояло оценить эффективность пассивного грохочения в зависимости от входных параметров установки (высоты падения исходного материала и угла наклона сита). Для их проведения использовалась сетка из канилированного рифленого металлического прутка диаметром 0,7 мм с квадратными отверстиями 3×3 мм. Коэффициент живого сечения такой просеивающей поверхности $L = 66 \%$, для которой площадь отверстий в свету больше площади массива прутков. Исходным материалом, подающимся на сито, являлась металлическая дробь сферической формы с классом крупности $-3...+2$ мм общей массой 1125 г. Дробь подавалась на решетку, расположенную под углом наклона к горизонту $\alpha = 5; 10; 15; 20; 25; 30^\circ$ с высоты $H = 0,1; 0,2$ и $0,3$ м. После проведения серии из трех опытов для одних и тех же условий определялась средняя масса подрешеточного продукта m_1, m_2, \dots, m_7 в каждой из семи ячеек, расположенных под ситом грохота (рис. 1). Размеры ячеек под каждым слоем отверстий составляли 195×55 мм. Результаты экспериментальных исследований с максимальной эффективностью грохочения, соответствующие каждому параметру по высоте, приведены в таблице. Таблица представляет собой отрывок сводной таблицы результатов для данных параметров, в котором максимальные значения эффективности соответствовали каждому параметру по высоте (т. е. при подаче дроби с высоты 0,2 м значение максимальной эффективности 87 % было достигнуто при угле наклона рабочей плоскости 25°). Опытная установка представляет собой модель наклонного пассивного грохота (без колебаний), состоящая из короба 1; ячейки 2; сита 3 (см. рис. 1).

При выбранных параметрах просеиваемого продукта и размерах отверстий сита ожидалось почти полное (100 %) просеивание дроби сквозь решетку грохота. На практике оказалось иначе: даже при небольших углах наклона и относительно небольшой высоте подачи дроби над его решеткой остается более 50 % материала, почти сразу закупоривающего отверстия. Небольшое увеличение угла наклона просеивающей поверхности до 15° вызывает возникновение повторных ударов о прутья грохота и небольшой разброс по ячейкам, однако эффективность грохочения при этом увеличивается незначительно. Дальнейшее увеличение угла наклона лишь уменьшает эффективность грохочения. Очевидно, дальность отскока частицы от прутка зависит, прежде всего, от ее упругих свойств.

Если при этом угол падения частицы при повторном ударе увеличится, то вероятность просеивания уменьшится, так как увеличение угла падения уменьшает эффективность грохочения. Следовательно, необходимо так подобрать угол наклона просеивающей поверхности, чтобы каждый последующий удар происходил вблизи предыдущего, тогда угол падения не будет увеличиваться.

Также значительное влияние на эффективность оказывает высота подачи материала. С увеличением H увеличивается количество и высота отскоков дроби, при этом угол их падения уменьшается. Все это, так или иначе, способствует повышению эффективности грохочения. Очевидным является тот факт, что для получения максимальной эффективности необходимо установить определенное соотношение между углом наклона рабочей поверхности и высотой падения частиц.

По приведенным в таблице данным видно, что при высоте падения дроби 0,3 м, которая соответствует углу падения 20° , достигается максимальная эффективность.

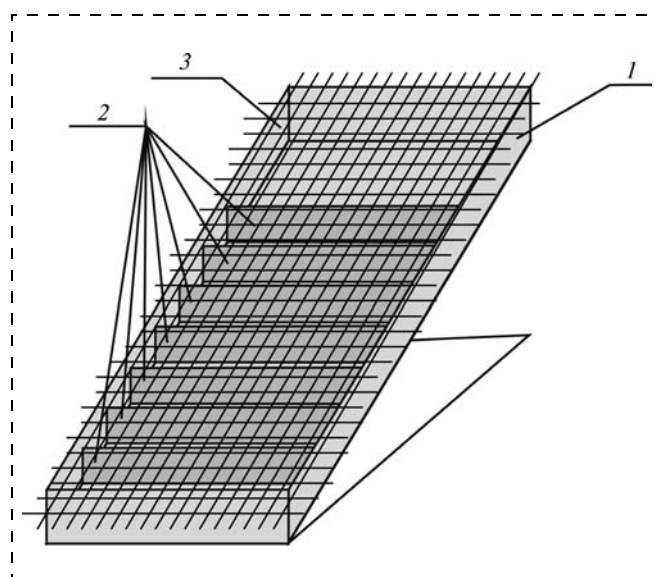


Рис. 1. Схема опытной установки пассивного грохота

Эффективность грохочения при различных входных параметрах

№ опыта	$H, \text{ м}$	$\alpha, ^\circ$	Масса подрешеточного продукта, г								$\mathcal{E}_Г$
			m_1	m_2	m_3	m_4	m_5	m_6	m_7	$m_{\text{п}}$	
6	0,1	30	100	173	133	169	197	55	53	880	78
11	0,2	25	234	213	244	177	80	18	15	981	87
16	0,3	20	270	251	209	181	99	74	5	1089	96

Движение частиц на поверхности сита можно оценить по гистограммам, построенным в каждой серии опытов. На рис. 2 в качестве примера приведены гистограммы распределения масс подрешеточного продукта для серии опытов, в которых при различной высоте подачи была достигнута максимальная эффективность. Для построения гистограмм определялась частота P_i в каждой ячейке:

$$P_i = m_n / m_{\Pi},$$

где m_n — масса дроби в ячейке, г; m_{Π} — масса подрешеточного продукта.

Анализ гистограмм показывает, что увеличение угла наклона просеивающей поверхности увеличивает разброс подрешеточного продукта по ячейкам, однако его суммарная масса при этом уменьшается.

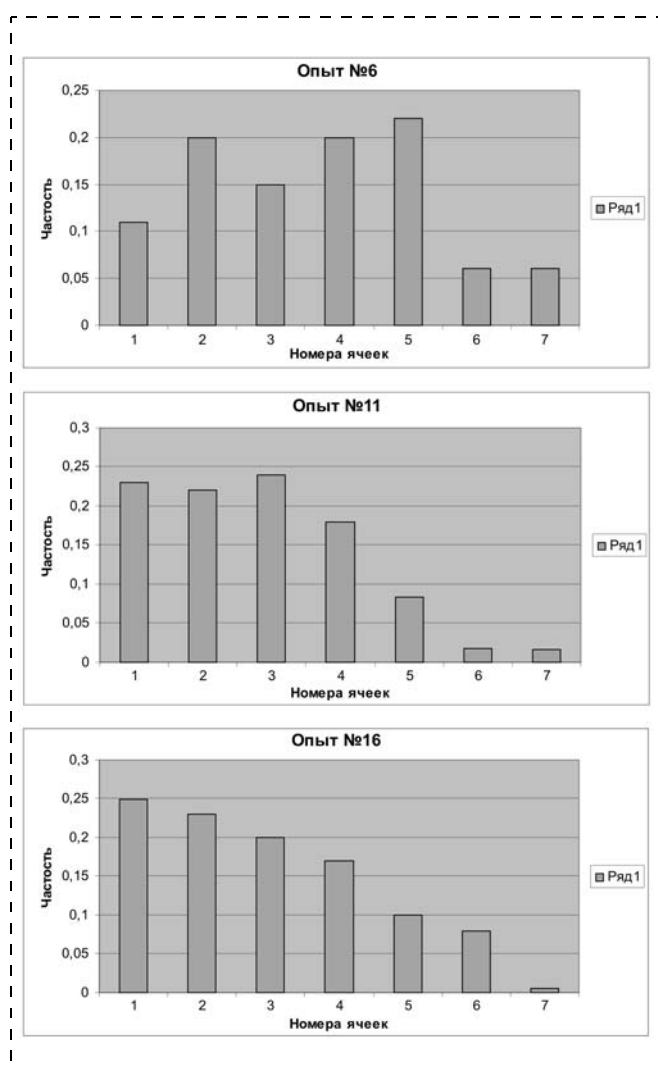


Рис. 2. Примеры гистограмм распределения масс подрешеточного продукта

Это еще раз показывает, что эффективность грохочения при значительных углах наклона α становится меньше.

Проведенные экспериментальные исследования доказывают необходимость теоретического анализа движения частиц горной породы вдоль поверхности грохота. Такой анализ позволит подобрать соотношение между конструктивными параметрами, при котором эффективность грохочения станет максимальной. Очевидно при этом, что установленные значения конструктивных параметров будут зависеть от материала горной породы и взаимодействующего с ним материала, из которого изготовлены прутки сита. Даже для пассивного грохота это предполагает наличие большого спектра предлагаемых решений для разных горных пород.

Известно, что по характеру движения просеивающей поверхности грохоты могут быть: неподвижными (колосниковыми), плоскими качающимися, вращающимися (барабанными), полувибрационными и вибрационными. На эффективность разделения в грохотах с подвижными просеивающими поверхностями влияют и конструктивные, и технологические особенности грохота: угол наклона рабочей поверхности, амплитуда, частота и направление вибраций, высота подачи материала, а также нагрузка на просеивающую поверхность. Опытным путем подобрать данные параметры довольно сложно, поэтому необходима разработка математической модели процесса разделения на основе анализа движения частиц горных пород относительно вибрирующей поверхности, обобщающей результаты теоретического анализа работы пассивного грохота [2]. Вместе с тем физические характеристики материалов горных пород можно установить только экспериментальным путем, поэтому математическое моделирование не исключает проведение экспериментальных исследований.

Список литературы

1. Авдохин В. М. Основы обогащения полезных ископаемых: Учеб. для вузов. В 2-х томах. Т. 1. М.: Изд-во Московского государственного горного университета, 2006. С. 52—54.
2. Волков Е. Б., Глухих И. А., Ляпцев С. А. Теоретический анализ технологических параметров вибрационных грохотов. // Современные проблемы науки и образования, 2013. № 6 (приложение "Технические науки"). С. 12.

УДК 622.532:622.517

А. В. Долганов, канд. техн. наук, доц., УГГУ, г. Екатеринбург

E-mail: AV.Dolganov@yandex.ru

Повышение эффективности эксплуатации рудничного водоотлива за счет совершенствования очистки водосборников от шлама

Приведена сравнительная оценка эксплуатации рудничного водоотлива медноколчеданных рудников при двух способах очистки водосборников от шламов: широко используемого в настоящее время циклического способа (ковш ПДМ, автосамосвал, вагонетка и т. д.); предлагаемого гидравлического высоконапорной, гидроэлеваторной установкой для периодического откачивания шламовых смесей из отстойников, водосборников на дневную поверхность рудников.

Ключевые слова: рудничный водоотлив, медноколчеданный рудник, капитальный ремонт насосов, высоконапорный гидроэлеватор, погружно-доставочная машина, шахтная вагонетка, шлам, эксплуатация водоотлива.

A. V. Dolganov

Increase of Efficiency of Operation Mine Dewatering by Improving Cleaning Water Drains from Cuttings

Comparative evaluation of operation of a drainage system of pyrite mines, with two cleaning methods of reservoirs from sludge: widely used a cyclical process at present (ПДМ bucket, dump truck, truck, etc.); proposed high-pressure hydraulic setting for a periodical pumping of slurry mixtures from reservoirs on to the surface of mines.

Keywords: a mining drainage system, a copper pyrite mine, repair pumps, a high-pressure hydraulic elevator, a mechanical loader, an exploitation of a drainage system.

Внедрение высокопроизводительных, эффективных технологий ведения горных работ на медноколчеданных рудниках привело к значительному увеличению количества (более 9000 м³/год) абразивных примесей в шахтной воде, что поставило рудничный водоотлив перед сложной проблемой очистки водосборников от шламов [1].

Эксплуатация водоотливных установок в условиях Узельгинского, Учалинского, Молодежного, Сибайского, Гайского, Октябрьского и других медноколчеданных подземных рудников (ПР), оборудованных центробежными насосами типа ЦНС(К) (рис. 1) показала, что их фактическая наработка до капитального ремонта составляет от 248 до 500 ч, хотя в Руководстве по эксплуатации ЦНС(К) 300 [2] указано 6500 ч. Такое отличие объясняется наличием в откачиваемой шахтной, кислотной воде с pH = 3...4 значительного объема высокоабразивных примесей горных руд и пород,

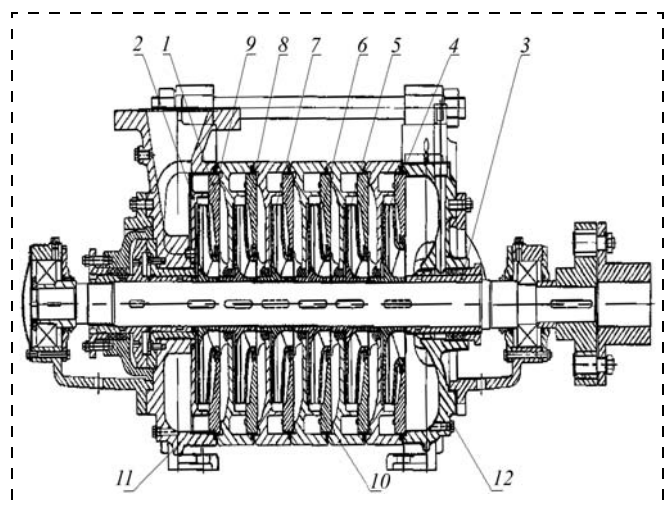


Рис. 1. Насос центробежный секционный кислотоупорный ЦНС(К) 300—360:

1 — кольцо; 2 — аппарат направляющий при выдаче; 3 — рубашка вала; 4—9 — рабочие колеса; 10 — аппарат направляющий; 11 — крышка нагнетания; 12 — крышка всасывания

несоответствующих требуемым заводом-изготовителем условиям эксплуатации насосного оборудования [1].

Успешное решение данной проблемы возможно на основе учета горно-геологических, технологических, технических и других факторов, подтверждающих, что шахтные воды транспортируют во взвешенном состоянии шлам, приводящий к заиливанию водосборников. Источниками шламобразования на ПР являются: буровая мелочь; просыпь горной массы из кузовов транспортных средств и измельчаемая колесами самоходных машин; часть закладочной смеси от промывки закладочных трубопроводов и т. д. [1].

Шлам, обладающий абразивными свойствами, приводит к преждевременному износу рабочих колес (рис. 2, см. 4-ю стр. вкладки) корпусов, направляющих аппаратов и увеличению зазоров в уплотнениях колес между ступенями и к снижению подачи, КПД и повышенному расходу электроэнергии насосами. Наиболее остро этот процесс проявляется в условиях медноколчеданных рудников с повышенной кислотностью и абразивностью шахтных вод.

При исследовании химического состава и физико-механических свойств шахтных вод получены пробы шлама. На рис. 3 приведен ситовой анализ, а на рис. 4 (см. 4-ю стр. вкладки) — фото этой же пробы шлама массой 6,8 г, полученной из 1 л кислотной шахтной воды. То есть за 1 ч работы насоса ЦНС(К) 300—360 с подачей $Q = 300 \text{ м}^3/\text{ч}$ масса перекачиваемого вместе с водой шлама составит $300 \cdot 1000 \cdot 6,8 = 2\,040\,000 \text{ г/ч}$ или 2,04 т/ч.

Проба шлама взята из водосборника главного водоотлива гор. 640 м. Шлам представлен абразивными частицами медноколчеданных руд и пород Узельгинского (УзПР), ОАО "УГОК", УГМК.

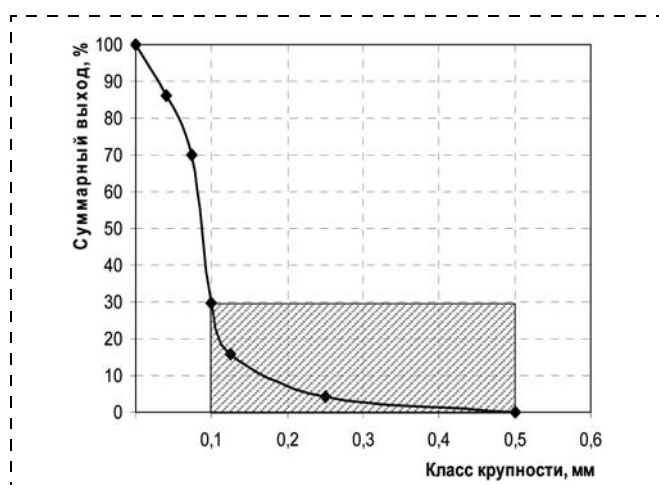


Рис. 3. Ситовой анализ шлама

На рис. 3 выделенная часть соответствует опасным по классу крупности шламам, представленным в объеме 30 % от суммарного выхода, приводящим к повышенному гидроабразивному износу элементов проточной части насосов.

Снижение гидроабразивного износа насосного оборудования обеспечивается:

1) соблюдением условий работы насосов на воде, соответствующей требованиям заводов-изготовителей и содержащей не более 0,2 % шлама по объему, с размерами до 0,2 мм (в настоящее время данное условие на водоотливе подземных медноколчеданных рудников не выполняется);

2) применением раздельной откачки неосветленных и осветленных вод;

3) изготовлением элементов насоса из материалов, обладающих повышенной коррозионной стойкостью, включая современные полимерные, углепластиковые, стеклопластиковые и другие композитные материалы.

Следовательно, эффективная эксплуатация насосов с повышенным сроком службы и высоким КПД имеет место при установлении зависимости гидроабразивного износа его элементами и позволит применять эффективные способы их защиты от гидроабразивного износа.

Экспериментальным исследованием на УзПР установлено, что удельный гидроабразивный износ насосов зависит от гранулометрического состава твердых частиц с учетом твердости, абразивности, крупности и др., а также плотности и агрессивности шахтных вод, которые уменьшают подачу насоса и развиваемый им напор и увеличивают площадь изнашиваемой поверхности от наработки насоса.

Удельный гидроабразивный износ J можно вычислить по формуле

$$J = \frac{\Delta m}{t f_{\text{изн}}}, \text{ г}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч}), \quad (1)$$

где Δm — абсолютная убыль массы элементов проточной части насосов, г; $f_{\text{изн}}$ — площадь изнашиваемой поверхности, м^2 ; t — время работы насоса, ч.

Результаты экспериментальных исследований представлены на рис. 5—8, где приведены графические зависимости удельного гидроабразивного износа J от наработки для основных элементов проточной части шахтных насосов типа ЦНС(К) [1].

По результатам экспериментальных исследований получены уравнения регрессии удельного износа основных элементов проточной части насосов типа ЦНС(К), представленные в табл. 1 (уравнения элементов по позициям 2—5 аналогичны),

Уравнения регрессии удельного гидроабразивного износа основных элементов проточной части насосов типа ЦНС(К) [1]

Элемент насоса	Зависимость	Корреляционное отношение R^2
Рабочее колесо 1	$J_1 = 2 \cdot 10^{-7}t^3 - 0,0002t^2 + 0,0653t$	0,97
Рабочее колесо 6	$J_6 = 8 \cdot 10^{-8}t^3 - 0,00008t^2 + 0,0275t$	0,95
Корпус направляющего аппарата 1	$J_1 = 4 \cdot 10^{-7}t^3 - 0,0005t^2 + 0,1605t$	0,96
Корпус направляющего аппарата 6	$J_6 = 2 \cdot 10^{-7}t^3 - 0,0002t^2 + 0,0814t$	0,95
Переднее уплотнительное кольцо 1	$J_1 = 2 \cdot 10^{-10}t^3 - 10^{-7}t^2 + 3 \cdot 10^{-5}t$	0,91
Переднее уплотнительное кольцо 6	$J_6 = 10^{-10}t^3 - 10^{-7}t^2 + 3 \cdot 10^{-5}t$	0,96
Крышка нагнетания	$J_{KH} = 7 \cdot 10^{-7}t^3 - 0,0007t^2 + 0,2287t$	0,97
Крышка всасывания	$J_{KB} = 8 \cdot 10^{-7}t^3 - 0,0009t^2 + 0,2777t$	0,94
Рубашка вала	$J_{ДВ} = 3 \cdot 10^{-7}t^3 - 0,0003t^2 + 0,1063t$	0,91

при этом установлено, что удельный износ элементов насосов подчиняется полиномиальной функции.

На графиках видно, что: удельный износ рабочих колес по ступеням насосов различается незначительно; удельный износ корпусов направляющих аппаратов насосов в 2—2,5 раза выше износа рабочих колес; удельный износ крышек всасывания, нагнетания и рубашек вала, насосов в среднем в 4,55 раза выше износа рабочих колес; в насосах типа ЦНС(К), эксплуатирующихся в условиях УзПр, неравномерность удельного износа элементов проточной части насосов при их равной твердости поверхности деталей и свойств металла объясняется неравномерным контактом острогранных абразивных частиц с поверхностью при их проходе через насос. Так как при переходе этих частиц из одной секции в следующую происходит частичное затупление острых граней абразива, то в дальнейшем частично снижается удельный износ его деталей, но с увеличением наработки гидроабразивный износ увеличивается.

Для обоснования и выбора рациональных способов очистки водосборников разработана и приведена на рис. 9 их классификационная схема [1].

В настоящее время на подземных рудниках широко используются цикличные способы очистки (вагонетка, автосамосвал, ковш ПДМ и т. д. — назовем этот вариант базовым), хотя они мало приемлемы, так как шлам находится в разжиженном состоянии и его транспортировка не эффективна из-за утечек, приводящих к росту расходов на очистку вследствие трудоемкости с использованием боль-

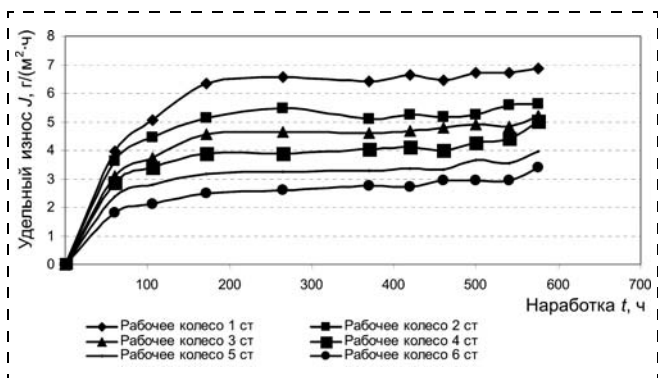


Рис. 5. Зависимости удельного износа рабочих колес насосов ЦНС(К) 300—360 от наработки

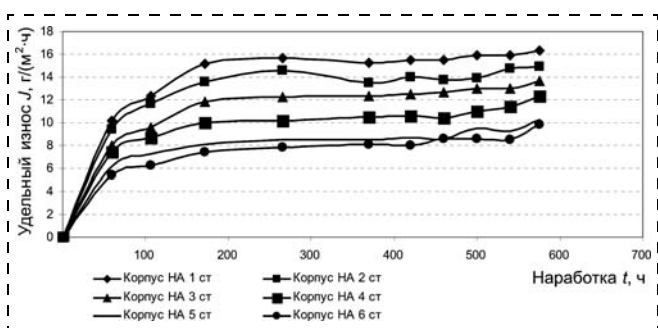


Рис. 6. Зависимости удельного износа корпусов направляющих аппаратов насосов ЦНС(К) 300—360 от наработки

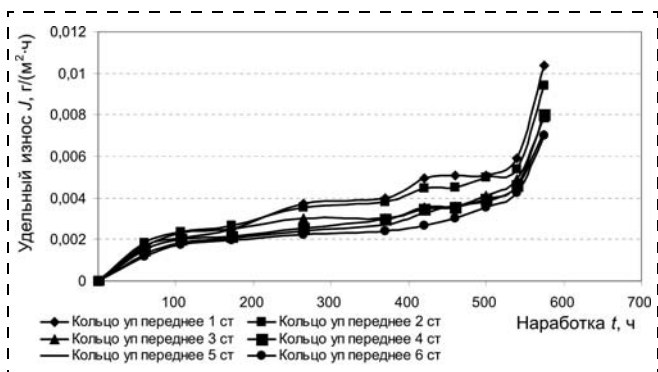


Рис. 7. Зависимости удельного износа передних уплотнительных колец насосов ЦНС(К) 300—360 от наработки

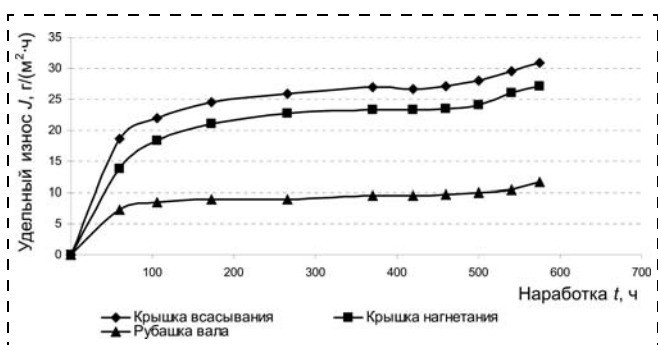


Рис. 8. Зависимости удельного износа крышек всасывания, нагнетания и рубашки вала насосов ЦНС(К) 300—360 от наработки

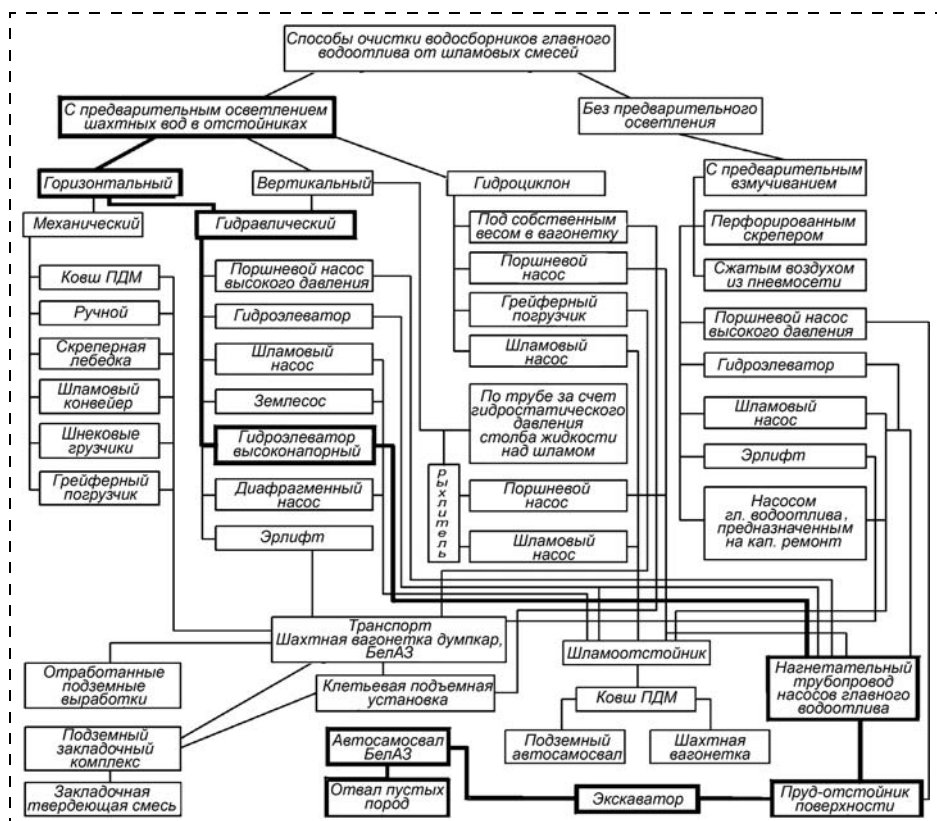


Рис. 9. Классификация способов очистки шламовых емкостей

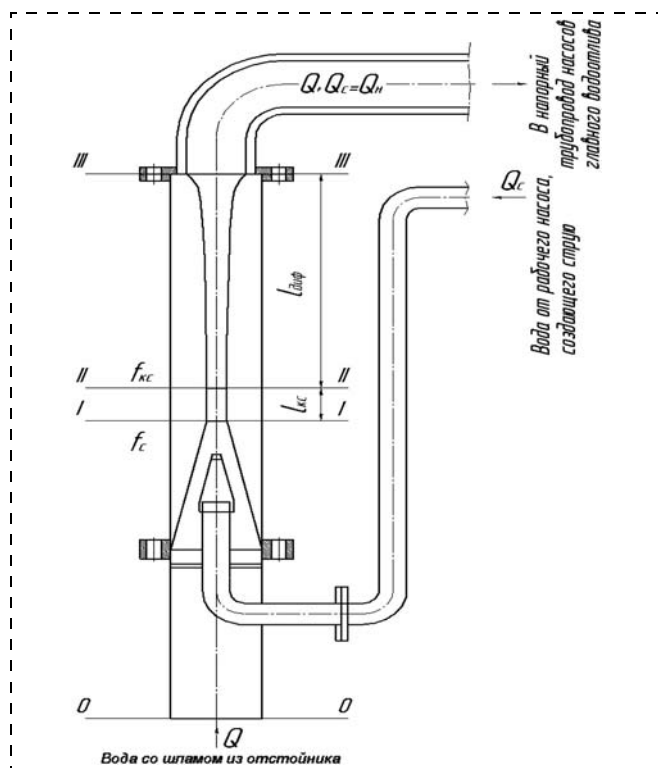


Рис. 10. Гидравлическая схема высоконапорной гидроэлеваторной установки:

f_c — площадь струи; $f_{кс}$ — площадь камеры смешения; $l_{кс}$ — длина камеры смешения; $l_{диф}$ — длина диффузора; Q — подача гидроэлеватора со шламом; Q_c — подача струйного насоса; Q_n — подача насосов главного водоотлива

шой доли ручного труда. Кроме того, из-за несвоевременной очистки водосборников эффект осветления вод уменьшается, что приводит к их интенсивному заиливанию и гидроабразивному износу насосов и необходимости их работы в часы максимума энергосистемы.

Из анализа существующих способов очистки шахтных вод от шлама установлено, что требованиям, предъявляемым к ним, наиболее полно удовлетворяет водоструйный насос — гидроэлеватор, достоинством которого являются надежность и возможность полной откачки шлама из водосборника при простоте обслуживания. В связи с этим был выбран гидроэлеваторный способ очистки.

Предлагаемая классификация позволила выбрать высоконапорную гидроэлеваторную установку (рис. 10) [1] для применения в технологических схемах главного водоотлива рудников, периодически откачивающих шламовые смеси из отстойников водосборников на дневную поверхность (или на промежуточные горизонты при многоступенчатом водоотливе) в целях очистки вод от шлама.

Одним из основных показателей, позволяющих оценивать эффективность работы насосов, является удельный расход электроэнергии, минимальные значения которого соответствуют рациональным режимам работы водоотливной установки.

К основным факторам, влияющим на уровень электропотребления насосных агрегатов, относятся подача насоса Q , напор H и плотность воды ρ . По результатам исследований удельный расход электроэнергии $w_{уд}$ даже для однотипных насосов различается значительно и зависит от конкретных значений Q , H_M и ρ [1].

С этой целью были проведены исследования по определению удельного расхода электроэнергии на водоотлив насосами ЦНС(К) 300—360 при геодезической высоте $H_T = 300$ м и ЦНС(К) 300—420 при $H_T = 340$ м, при различной их наработке в условиях УзПР. Удельный расход электроэнергии определяли при различной плотности воды, данный режим работы осуществляли путем подачи небольшого количества сжатого воздуха из шахт-

ной пневмосети в приемный колодец, где установлен всасывающий трубопровод соответствующего насоса. Данные опыты выполнялись корректно: воздух во всос не попадал, так как насосы в указанное время не отключались. Величина плотности перекачиваемой воды для каждого режима работы насосов определялась в химической лаборатории ОАО "УГОК".

Расход электроэнергии измеряли при помощи самопишущего ваттметра (прибор "ФЛУК-192В"). При определении подачи насоса с учетом высокой степени загрязнения шахтных вод механическими примесями и их высокой абразивностью стандартные средства измерения расхода воды в трубопроводах оказались неприемлемыми. Поэтому при проведении экспериментов был принят ультразвуковой метод измерения подачи насосов. Особенностью этого метода является то, что измерения могут проводиться с неизменной точностью даже в сильно загрязненной среде. Манометрический напор H_M , развиваемый насосом, определяли с помощью манометра типа ДМ 2005ф, классом точности 1,5. В момент проведения замеров напора при различной плотности шахтных вод входное отверстие манометра забивалось механическими примесями, поэтому для точности эксперимента при отключении насосной установки проводилась его очистка от накопившегося шлама. Результаты исследований приведены в табл. 2. Зависимости подачи насосов от плотности перекачиваемой воды и удельного расхода электроэнергии от подачи насоса по экспериментальным и расчетным параметрам представлены на рис. 11.

На рис. 11, а видно, что с ростом наработки насоса и плотности воды из-за гидро-

абразивного износа насосов подача падает. При этом обеспечивается минимальный гидроабразивный износ насосов, подача и плотность откачиваемой воды постоянны, а удельный расход электроэнергии снижается [1].

По приведенным на рис. 12 параметрам насоса ЦНС(К) 300—360 видно, что вследствие гидроабразивного износа элементов проточной части

Таблица 2

Экспериментальные данные работы центробежных насосов в условиях УзПР

Тип и наработка насосной установки, ч	$w_{уд}$, (кВт·ч)/м ³	Q , м ³ /ч	H_M , м	ρ , кг/м ³	N , кВт	$\eta_{ну}$	η_n	$\eta_{тр}$	$\eta_{дв}$
ЦНС(К) 300—360 № 3 55	1,38	385	316,5	1008	531	0,64	0,7	0,96	0,95
	1,42	378,5	319,9	1019	537,5	0,62	0,69	0,95	0,95
	1,47	369	319,9	1022	541,1	0,60	0,67	0,95	0,95
	1,53	358,5	325,5	1037	547,5	0,58	0,66	0,93	0,95
	1,58	348,7	329,6	1050	552,1	0,58	0,67	0,92	0,95
ЦНС(К) 300—360 № 4 192	1,41	348,6	337	1007	492	0,63	0,72	0,92	0,95
	1,52	327,24	336	1018	497,3	0,59	0,68	0,91	0,95
	1,59	311,14	336	1023	495,6	0,56	0,65	0,91	0,95
	1,74	282,81	335	1038	493	0,52	0,61	0,9	0,95
	1,9	260,86	332	1051	496,4	0,47	0,55	0,9	0,95
ЦНС(К) 300—420 № 4 100	1,9	227,56	375	1006	431,6	0,52	0,60	0,92	0,95
	1,93	225,6	376	1016	435,1	0,52	0,59	0,92	0,95
	1,96	223,42	378	1029	437,8	0,52	0,60	0,91	0,95
	2,01	216,8	378	1038	436	0,51	0,59	0,91	0,95
	2,11	207,1	378	1052	436,9	0,49	0,57	0,91	0,95
ЦНС(К) 300—420 № 2 821	1,6	335,13	351	1009	533,7	0,62	0,67	0,98	0,95
	1,63	332,1	353	1019	541,5	0,61	0,66	0,97	0,95
	1,66	330,78	355	1025	549,2	0,61	0,66	0,97	0,95
	1,72	319,2	360	1042	548,4	0,59	0,65	0,96	0,95
	1,8	305,03	363	1054	550,1	0,58	0,64	0,95	0,95
ЦНС(К) 300—420 № 1 1124,8	2,6	175,66	352	1005	456	0,38	0,41	0,98	0,95
	2,65	172,8	355	1018	458,7	0,37	0,40	0,97	0,95
	2,71	169,8	354	1024	460,6	0,37	0,40	0,97	0,95
	3,1	147,6	353	1042	462,4	0,32	0,35	0,97	0,95
	3,8	122,45	358	1062	467	0,27	0,30	0,96	0,95

Примечание. $\eta_{ну}$, η_n , $\eta_{тр}$, $\eta_{дв}$ — КПД соответственно насосной установки, насоса, трубопровода и электродвигателя.

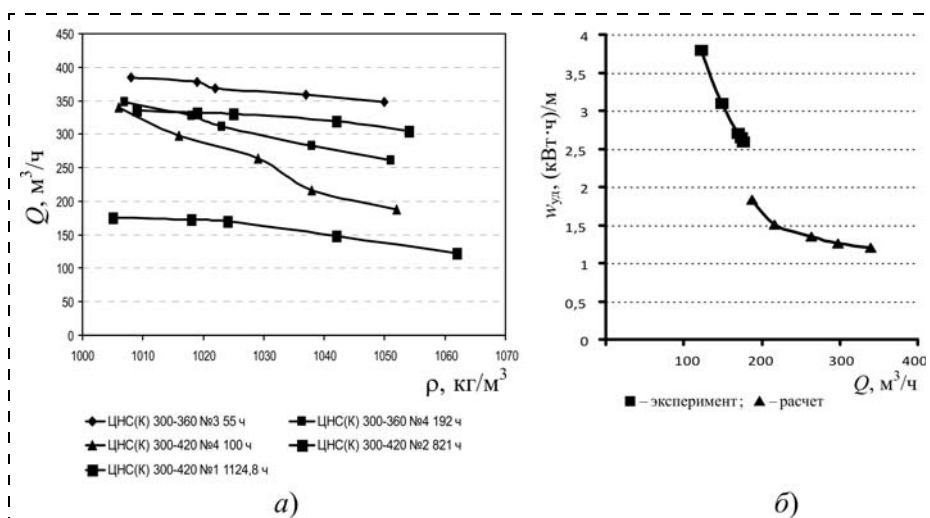


Рис. 11. Зависимости подачи насосов от плотности перекачиваемой воды (а) и удельного расхода электроэнергии от подачи насоса (б)

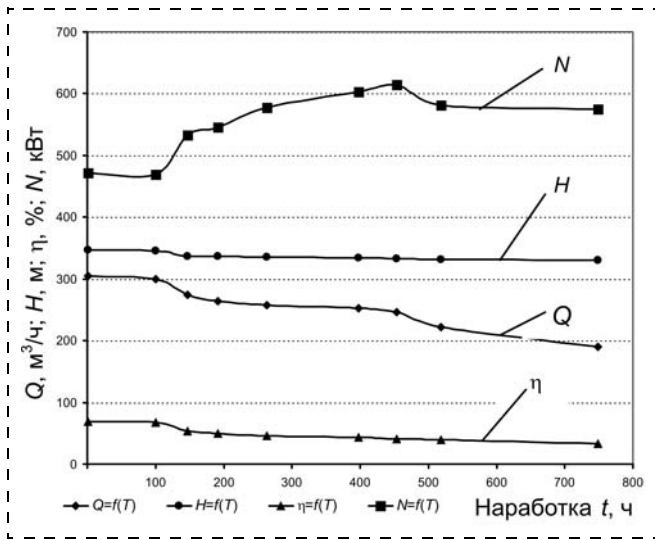


Рис. 12. Зависимости параметров насоса ЦНС(К) 300—360 от наработки

насоса наблюдаются снижение подачи, напора, КПД и рост расходуемой мощности насосом из-за перетоков воды внутри насоса [1].

В работе проведены расчеты расхода электроэнергии на водоотлив и затраты на очистку водосборников по существующему и предлагаемому вариантам, а также по числу капитальных ремонтов насосов с учетом затрат по заработной плате персонала водоотлива. Результаты расчетов сведены в табл. 3 [1].

Таблица 3

Технико-экономическое сравнение затрат на водоотлив УзПР

Показатель	Величина показателя по вариантам, тыс. руб.	
	базовый	предлагаемый
Капиталовложения на модернизацию водоотлива, всего:	—	9206
технологическое оборудование	—	7150,0
горно-проходческие работы	—	2056,0
Годовые эксплуатационные затраты, всего:	25283,4	13138,64
на электроэнергию водоотлива	11851,9	8429,96
на очистку водосборников от шлама	6164,5	946,23
на оплату труда персонала водоотлива УзПР, ФОТ, со страховыми взносами (34 %)	2808	2808
на амортизацию дополнительного водоотливного оборудования	—	476,7
на проведение капитальных ремонтов насосов	4459	477,75
на откачивание 1 м³ воды	0,0055	0,00291
Нароботка до капитального ремонта насосов, ч	584	4500

Общие затраты на откачивание 1 м³ шахтной воды в условиях УзПР по базовому варианту составляют 5,5 руб./м³, а по предлагаемому — 2,91 руб./м³.

Выводы

1. Установлено, что с наличием абразивных частиц крупностью более 0,2 мм в шахтной воде удельный износ элементов насоса возрастает по полиномиальному закону.

2. По результатам исследований, проведенных в УзПР ОАО "УГОК", получены уравнения, устанавливающие количественные зависимости удельного гидроабразивного износа элементов проточной части ЦНС(К) 300—360—420 от наработки насосов и контакта абразива с их поверхностью.

3. Разработана стационарная водоотливная высоконапорная гидроэлеваторная установка, обеспечивающая полную очистку водосборника от шлама и работу ЦНС(К) на осветленной воде.

4. Совершенствование технологии очистки водосборников и отстойников ПР от шлама с подачей из высоконапорных гидроэлеваторных установок в нагнетательный трубопровод насосной установки обеспечивает повышение эффективности эксплуатации рудничных водоотливных установок, выразившееся для условий УзПР по данным табл. 3 в снижении в 1,89 раза суммарных затрат на откачивание 1 м³ шахтной воды за счет снижения в 6,5 раз затрат на очистку водосборников, уменьшения удельного энергопотребления в 2,5—2,8 раза (см. рис. 11, б), снижения фактического суточного времени работы водоотлива, а также семикратного снижения количества капитальных ремонтов.

5. Ожидаемый экономический эффект при использовании высоконапорных гидроэлеваторных установок для очистки водосборников от шлама в условиях УзПР составит 812,65 тыс. руб./год на один насосный агрегат.

Список литературы

1. Долганов А. В. Повышение эффективности эксплуатации водоотливных установок медноколчеданных рудников: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Екатеринбург: УГГУ, 2012. 17 с.

2. Номенклатурный каталог насосов "Линк-Продукт", 2008. 43 с.

УДК 622.72

Ю. А. Лагунова, д-р техн. наук, проф., **А. Е. Калянов**, асп., УГГУ, г. Екатеринбург
e-mail: Yu.lagunova@mail.ru

Математическое моделирование элементов гидравлической схемы системы прижатия конусной дробилки

Разработана математическая модель гидросистемы прижатия дробильной чаши конусной дробилки мелкого дробления. Разработана принципиальная гидравлическая схема. Приведена программа имитации рабочего процесса дробилки.

Ключевые слова: конусная дробилка, гидравлическая схема, гидропневмоаккумулятор, программа имитации рабочего процесса дробилки.

Yu. A. Lagunova, A. E. Kalyanov

Mathematical Modeling of Elements of a Hydraulic System Circuit Pressure Cone Crusher

In the article developed the mathematical model of the hydraulic pressure cone crusher crushing bowl fine crushing. Describes the model in the system of automatic control of the working process of the crusher.

Keywords: cone crusher, hydraulic circuit, hydraulic accumulator, the program simulate workflow crusher.

Автоматизация технологических процессов в современном горно-промышленном производстве является непростой технической задачей и требует интегрирования в одной установке нескольких систем с различными энергоносителями. Это и электропривод, и гидропривод, и пневмопривод. Гидроприводы при условии хорошей плавности движения обеспечивают широкий диапазон бесступенчатого регулирования скорости исполнительных двигателей, надежно защищают систему от перегрузок.

В современных горных машинах в целях повышения КПД гидравлической системы, уменьшения мощности насоса, увеличения надежности работы системы и выполнения ряда вспомогательных функций получили широкое применение гидропневмоаккумуляторы.

Гидропневмоаккумуляторы необходимы и экономически выгодны для:

компенсации утечек рабочей жидкости при длительной выдержке изделия под давлением, когда выдержка длится от 5 до 30 мин;

получения максимального кратковременного расхода жидкости с поддержанием заданного давления;

осуществления быстрых перемещений рабочего органа во время холостого хода;

разгрузки насоса от давления с сохранением давления в замкнутых магистралях гидросистемы; демпфирования гидравлических ударов и колебаний давления, которые возникают при резких остановках, переключениях потока жидкости и изменениях нагрузки;

создания резерва мощности при отключении насоса;

торможения при внезапном отключении насоса; питания вспомогательных устройств во время рабочего хода и в течение полного цикла, а также реле времени в сочетании с дросселем или дозатором.

Мы рассмотрим применение гидропривода в рабочем процессе конусной дробилки мелкого дробления.

На кафедре горных машин и комплексов (ГМК) УГГУ в рамках выполнения хоздоговора № 43-201-12 проводятся исследования по гидрофикации системы прижатия дробильной чаши конусной дробилки мелкого дробления к станине.

Описание работы системы прижатия. Рабочее усилие прижатия дробильной чаши к станине со-

здается штоковыми полостями гидроцилиндров. Каждый гидроцилиндр соединен со своим аккумулятором. Задаем начальное давление газа в аккумуляторах. Аккумуляторы поддерживают давление в цепи гидроцилиндров после отключения насоса гидроагрегата.

При попадании в камеру дробления недробимого тела толщиной больше ширины разгрузочной щели на закрытой стороне, но меньше ширины разгрузочной щели на открытой стороне, дробилка должна пропускать его без остановки — происходит амортизация, т. е. односторонний подъем дробильной чаши. При этом ход всех поршней будет пропорционален проекции расстояния от гидроцилиндра до точки поворота дробильной чаши относительно станины (наибольший ход со стороны недробимого тела) на ось "недробимое тело — точка поворота". При подъеме дробильной чаши часть масла из гидроцилиндров усилием дробящего конуса вытесняется в гидропневмоаккумуляторы (рис. 1), а затем, после окончания амортизации под воздействием избыточного давления в аккумуляторах, возвращается обратно.

При попадании недробимого тела толщиной больше ширины разгрузочной щели на открытой стороне происходит несколько циклов амортизации с зажатым недробимым телом. Главный привод перегружается и после нескольких циклов перегрузки должен остановиться. При остановке привода по причине перегрузки от срабатывания системы амортизации последняя должна быть разгружена путем слива масла в бак гидроагрегата.

В случае утечки масла, т. е. падения давления в цепи гидроцилиндров до заданного реле давления должно включить насос и восстановить давление, после чего насос отключается. Если давление в гидроцилиндрах не будет автоматически восстановлено и упадет ниже заданного, должно сработать реле давления, которое дает сигнал на отключение главного привода; загорается красная сигнальная лампа низкого давления. В таком состоянии дробилку эксплуатировать нельзя.

Система гидравлической разгрузки от недробимых тел и завалов. При остановке дробилки под нагрузкой вследствие попадания крупного недробимого тела, из-за отключения электроэнергии или перегрузки по питанию камеру дробления заваливает дробимым материалом. Для очистки камеры дробления от завала или недробимого тела необходимо: снять давление с гидроцилиндров прижатия дробильной чаши; подать давление в поршневую полость гидродомкратов разгрузки от недробимых тел; поднять дробильную чашу на заданную величину; после разгрузки камеры дробления опустить

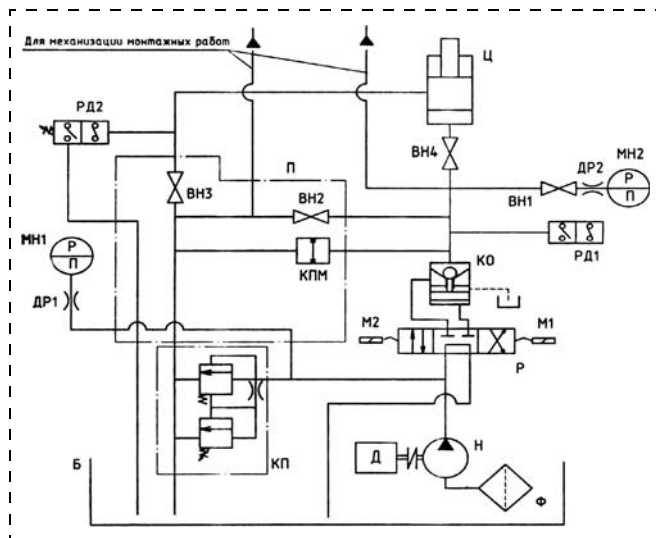


Рис. 1. Схема гидравлическая принципиальная гидроагрегата ККД: Б — бак; ВН — вентиль; ДР — дроссель; МН — манометр; КО — клапан обратный управляемый (гидрозамок); КПМ — клапан предохранительный мембранный; Р — гидрораспределитель; М — электромагнит; КП — клапан предохранительный; Ф — фильтр сетчатый; П — гидроплита; Н — насос пластинчатый; Ц — гидроцилиндр; Д — двигатель

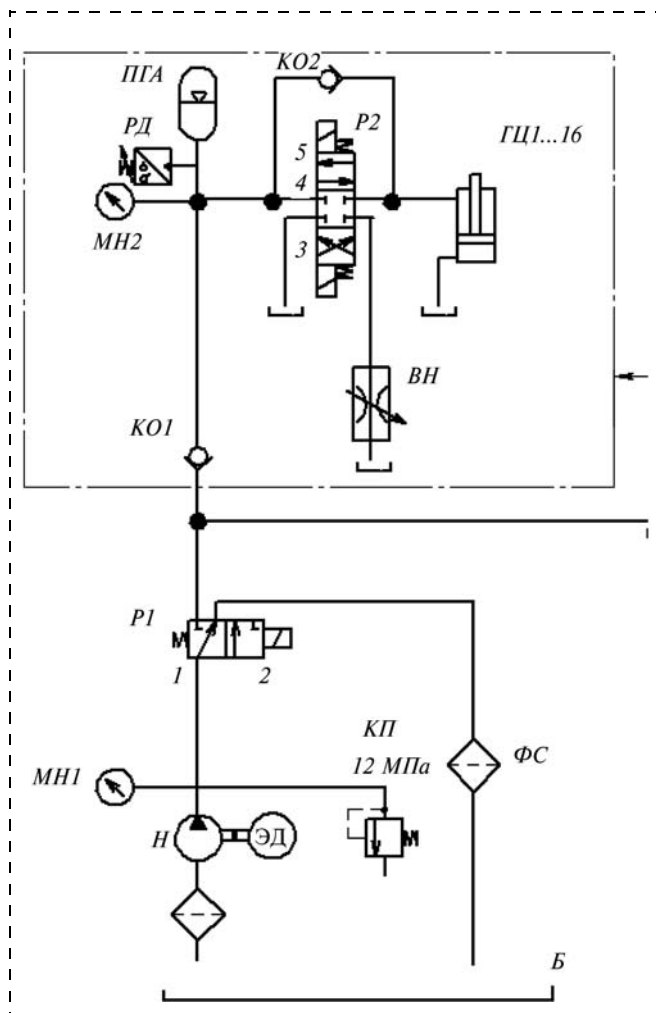


Рис. 2. Принципиальная гидравлическая схема системы прижатия дробильной чаши к станине

дробильную чашу в рабочее положение за счет подачи давления в штоковую полость гидродомкратов; восстановить усилие прижатия чаши путем создания в штоковых полостях гидроцилиндров прижатия чаши рабочего давления [1].

Предлагаемая принципиальная гидравлическая схема [2] системы прижатия имеет вид, показанный на рис. 2.

Предварительно гидропневмоаккумулятор ПГА заряжается азотом.

Доведение давления в гидропневмоаккумуляторе ПГА до рабочего. Гидрораспределитель Р1 переключается в положение 2, жидкость от насоса Н подается через обратные клапаны КО1 в гидропневмоаккумулятор ПГА и увеличивает в нем давление до рабочего. При достижении рабочего давления сработает предохранительный клапан КП, системой управления распределитель Р1 переключится в положение 1, насос Н системой управления останавливается.

Поджатие чаши. Поджатие чаши обеспечивают 16 гидроцилиндров ГЦ1...ГЦ16 давлением жидкости, подаваемой в штоковую полость из 16 гидропневмоаккумуляторов ПГА через гидрораспределитель Р2, находящийся в положении 5.

Пропуск недробимого тела. При попадании недробимого тела подвижный конус начинает отклонять чашу, при повороте чаши начнут перемещаться штоки гидроцилиндров ГЦ, жидкость из штоковой полости вытесняется в гидроаккумуляторы ПГА через гидрораспределитель Р2, находящийся в положении 5. Для исключения аварийной ситуации параллельно Р2 установлен обратный клапан КО2, через который жидкость при попадании недробимого тела будет поступать в ПГА в случае, если по каким-либо причинам Р2 не переключится в положение 5. Подача жидкости от ГЦ в гидропневмоаккумулятор ПГА приведет к повышению в нем давления. При повышении давления в ПГА сигналом с реле давления РД гидрораспределитель Р2 переключится в среднее положение 4 и обеспечит паузу для пропуска недробимого тела, когда конус начнет отходить от чаши. После паузы Р2 снова переключится в положение 5 и прижмет чашу, если недробимое тело покинет зону дробления. Формирование паузы и переключение распределителей обеспечиваются электронной системой управления.

Разгрузка чаши. Если давление в аккумуляторе после заданного интервала времени не снижается до рабочего значения, т. е. недробимое тело не покинуло зону дробления и чаша не опустилась в исходное положение, то системой управления вырабатывается сигнал для переключения гидро-

распределителя Р2 в положение 3. При этом жидкость из аккумулятора сливается в бак, штоковая полость гидроцилиндров ГЦ соединяется со сливом. Одновременно переключаются распределители гидродомкратов разгрузки (на схеме не показаны) и происходит подъем чаши. Гидроцилиндры ГЦ не будут препятствовать подъему, так как их штоковые полости соединены со сливом. Установка дросселя ВН уменьшает скорость течения жидкости при разгрузке гидроаккумулятора, это позволит уменьшить удары поршня аккумулятора и вспенивание жидкости в баке.

Для разработанной нами принципиальной гидравлической схемы была составлена математическая модель ее функционирования.

Расчет схемы гидропривода сводится к определению переменных давлений, расходов (подач), скоростей и положений подвижных частей в точках соединения гидравлических элементов — узлах системы. При этом один и тот же узел может быть одновременно выходом одного элемента и входом другого. Каждый элемент гидросхемы (насос, гидроцилиндр, гидроаккумулятор, обратный клапан, золотниковый распределитель, трубопровод, предохранительный клапан), кроме золотникового распределителя, можно представить трехузловым элементом $i = j = k$, связывающим основные элементы схемы между собой. В принципиальную гидравлическую схему системы прижатия дробильной чаши конусной дробилки входят такие элементы, как гидропневмоаккумулятор: i — вход (линия подвода рабочей жидкости); j — выход (газовая полость); k — узел перемещения поршня (мембраны); насос; гидроцилиндр; трубопровод; дроссель; обратный клапан; гидрозамок и различные типы гидрораспределителей.

В соответствии с приведенной идентификацией каждый элемент e_i схемы относится к определенному типу с соответствующими ему узлами $i = j = k$. Тогда структуру схемы можно записать матрицей:

$$S = \begin{vmatrix} e_1 & i_1 & j_1 & k_1 \\ e_2 & i_2 & j_2 & k_2 \\ e_3 & i_3 & j_3 & k_3 \\ e_4 & i_4 & j_4 & k_4 \\ e_5 & i_5 & j_5 & k_5 \\ e_6 & i_6 & j_6 & k_6 \\ e_7 & i_7 & j_7 & k_7 \end{vmatrix},$$

где e_1, \dots, e_7 — элементы, входящие в схему.

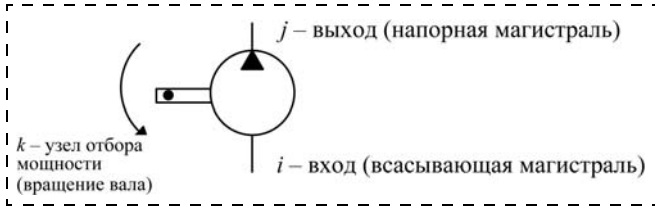


Рис. 3. Элемент гидравлической схемы — насос

Математическая модель насоса (рис. 3). Составим уравнение моментов при вращении вала, уравнение потоков на входе и выходе с учетом объемных потерь при следующих допущениях:

не учитываем неравномерность подачи;

не учитываем сжимаемость жидкости.

Тогда математическая модель насоса примет вид [3]

$$M_k = q_n f(g)(p_j - p_i) + a_\omega \frac{\omega_B}{U_d} + a_p |p_j - p_i| + a;$$

$$Q_{i,j} = q_n f(g) \frac{\omega_B}{U_d} \pm k_{yt} p_{i,j},$$

где q_n — максимальный рабочий объем насоса; $f(g)$ — параметр регулирования $-1 \leq f(g) \leq 1$; ω_B — угловая скорость на валу насоса; a_ω — коэффициент гидромеханических потерь, зависящих от угловой скорости; a_p — коэффициент гидромеханических потерь, зависящих от давления; a — постоянная гидромеханических потерь; U_d — передаточное число редуктора; k_{yt} — коэффициент объемных потерь насоса; p_i — давление на входе (принимается в уравнении знак "+"); p_j — давление на выходе (принимается в уравнении знак "-").

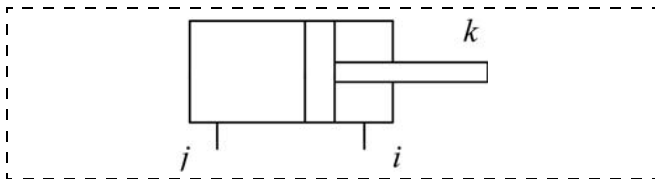


Рис. 4. Элемент гидравлической схемы — гидроцилиндр

Математическая модель гидроцилиндра (рис. 4). Динамику гидроцилиндра описываем уравнением поступательного движения поршня (узел k) под действием сил давления, внешней нагрузки, сил трения и уравнениями расходов на входе (i) и выходе (j) с учетом сжимаемости жидкости в полостях.

Принимаем допущение, что утечки в гидроцилиндре с резиновыми манжетами или другими мягкими уплотнениями отсутствуют. Тогда уравнения динамики гидроцилиндра имеют вид [3]

$$\dot{v}_k = m^{-1} [p_i F_i - p_j F_j - h v_k - (R_{тр}^0 + k_i p_i + k_j p_j) \text{sign} v_k - R_{ш}];$$

$$\dot{z}_k = v_k, 0 \leq Z_k \leq S;$$

$$p_i = \frac{Q_i - F_i v_k}{k_{упр i}};$$

$$p_j = \frac{F_j v_k - Q_j}{k_{упр j}};$$

где v_k — скорость поршня; m — приведенная к штоку масса подвижных частей гидроцилиндра; F_i, F_j — рабочие площади полостей гидроцилиндра со стороны входа и выхода:

$$F_i = 0,785(D_{ц}^2 - D_i^2);$$

$$F_j = 0,785(D_{ц}^2 - D_j^2),$$

где $D_{ц}$ — внутренний диаметр цилиндра; D_i, D_j — диаметры штока; h — коэффициент внутреннего трения; $R_{тр}^0$ — сила трения в манжетных уплотнениях при отсутствии давления; $R_{ш}$ — усилие на штоке; S — ход поршня; $k_{i,j}$ — коэффициенты пропорциональности между давлениями в полостях i и j и силой трения в манжетных уплотнениях:

$$k_{i,j} = 0,5\pi f(D_{ц} + D_{i,j})H.$$

При этом коэффициенты упругости полостей с жидкостью:

$$k_{упр i} = [\Delta V_i + Z_k F_i] / E_{пр};$$

$$k_{упр j} = [\Delta V_j + (S - Z_k) F_j] / E_{пр},$$

где f — коэффициент трения уплотнения по поверхности цилиндра; H — высота манжетного уплотнения; $\Delta V_{i,j}$ — мертвые объемы полостей i и j ; Z_k — переменная величина; $E_{пр}$ — приведенный объемный модуль упругости полости с жидкостью:

$$E_{пр} = \frac{E_{ж}}{1 + \frac{D_{ц}}{\delta} \frac{E_{ж}}{E_{ст}}},$$

где $E_{ж}$ — объемный модуль упругости рабочей жидкости; δ — толщина стенки цилиндра; $E_{ст}$ — модуль упругости материала стенки цилиндра.

Математическая модель гидроаккумулятора (рис. 5). Для описания динамики гидропневмати-

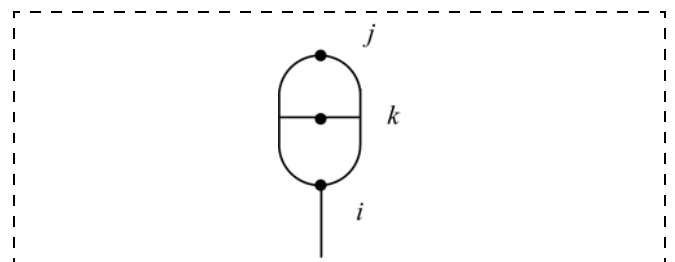


Рис. 5. Элемент гидравлической схемы — гидроаккумулятор

ческого аккумулятора запишем уравнение движения поршня (мембраны) в узле k , уравнение давления на входе p_i и уравнение политропного процесса в газовой полости p_j [3]:

$$D_k = m^{-1}[F(p_i - p_j) - hv_k - C(Z_k + Z_0) - (R_{\text{тр}}^0 + k_i p_i)(\pm v_k)];$$

$$0 \leq Z_k < S_{\text{аккумулятор}} = V/F,$$

где $S_{\text{аккумулятор}}$ — ход поршня (мембраны) аккумулятора.

$$p_i = \frac{Q_i - Fv_k}{k_{\text{упр}i}}; p_j = p_0 \left(\frac{S_{\text{аккумулятор}}}{S_{\text{аккумулятор}} - Z_k} \right)^n - p_{\text{атм}},$$

где m — масса подвижной части гидроаккумулятора; $F = \pi D^2/4$ — рабочая площадь подвижной части; h — коэффициент вязкого трения; C — жесткость пружины; Z_0 — предварительное сжатие пружины; $R_{\text{тр}}^0$ — сила трения при отсутствии давления; $p_{\text{атм}}$ — атмосферное давление; k_i — коэффициент пропорциональности между силой трения и давлением в рабочей полости:

$$k_i = 0,5\pi fDH,$$

где f — коэффициент трения уплотнения по поверхности баллона аккумулятора; D — диаметр поршня; H — высота манжетного уплотнения; V — общий объем гидроаккумулятора; $k_{\text{упр}i}$ — коэффициент упругости полости с жидкостью

$$k_{\text{упр}i} = [\Delta V_i + Z_k F_i]/E_{\text{пр}},$$

где ΔV_i — мертвый объем полости с жидкостью; $E_{\text{пр}}$ — приведенный объемный модуль упругости полости с жидкостью:

$$E_{\text{пр}} = \frac{E_{\text{ж}}}{1 + \frac{D_{\text{ц}} E_{\text{ж}}}{\delta E_{\text{ст}}}},$$

где δ — толщина стенки гидроаккумулятора; $E_{\text{ст}}$ — модуль упругости материала стенки гидроаккумулятора; p_0 — давление зарядки гидроаккумулятора; n — показатель политропы.

Математическая модель обратного клапана (рис. 6). Динамика выражена уравнениями [3] движения запорно-регулирующего элемента (k) и расхода (i, j):

$$\dot{v}_k = m^{-1}[p_i f_i - p_j f_j - r_{\text{тр}} \text{sign} v_k - hv_k - C(Z_k + Z_0)];$$

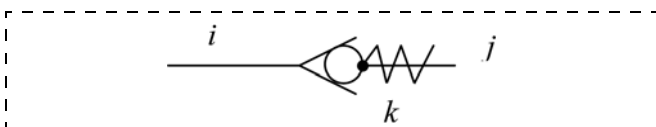


Рис. 6. Элемент гидравлической схемы — обратный клапан

$$\dot{Z}_k = v_k, 0 \leq z_k \leq S_{\text{аккумулятор}};$$

$$\dot{Q}_{i,j} = B \left[\left(f_{\text{др}} + \pi d_{\text{щ}} Z_k \sin \frac{\theta}{2} \right) \mu \pm (p_i - p_j) \left(\sqrt{\frac{2}{\rho} |p_i - p_j|} \right) - Q_{i,j} \right],$$

где v_k — скорость запорно-регулирующего элемента; m — масса подвижной части клапана; $f_{i,j}$ — рабочие площади запорно-регулирующего элемента клапана со стороны напорной и сливной линии; h — коэффициент вязкостного трения; $S_{\text{аккумулятор}}$ — ход запорно-регулирующего элемента (поршня); $f_{\text{др}}$ — площадь проходного сечения дросселя, подсоединенного параллельно клапану; $d_{\text{щ}}$ — средний диаметр дросселирующей щели клапана; θ — угол конусности клапана; B — параметр, учитывающий инерционность столба жидкости; μ — коэффициент расхода; ρ — плотность жидкости.

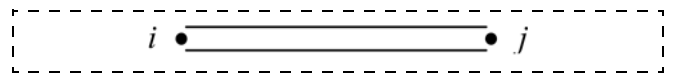


Рис. 7. Элемент гидравлической схемы — трубопровод

Математическая модель трубопровода (рис. 7). Описание динамических процессов в трубопроводах с жидкостью при сравнительно малой длине (до 5 м) может быть выражено следующей математической моделью [3]:

$$p_i = \frac{Q_i - Q_j}{k_{\text{упр.тр}}}; p_j = p_i - \lambda \frac{8\rho L_{\text{тр}}}{\pi^2 d_{\text{тр}}^5} \left| \frac{Q_i + Q_j}{2} \right|,$$

где $k_{\text{упр.тр}}$ — коэффициент упругости трубопровода с жидкостью:

$$k_{\text{упр.тр}} = [\pi d_{\text{тр}} L_{\text{тр}}]/(4E_{\text{пр}}),$$

где $d_{\text{тр}}$ — диаметр трубопровода; $L_{\text{тр}}$ — длина трубопровода; $E_{\text{пр}}$ — приведенный модуль упругости:

$$E_{\text{пр}} = \frac{E_{\text{ж}}}{1 + \frac{d_{\text{тр}} E_{\text{ж}}}{\delta E_{\text{ст}}}},$$

λ — коэффициент потерь по длине трубопровода:

$$\lambda = \begin{cases} 75/\text{Re} & \rightarrow \text{Re} \leq 2300 \\ 0,314\text{Re}^{-0,25} & \rightarrow \text{Re} > 2300 \end{cases},$$

$$\text{Re} = \frac{2(Q_i + Q_j)}{\pi d_{\text{тр}} v_{\text{ж}}},$$

где $v_{\text{ж}}$ — кинематическая вязкость жидкости.

Эти уравнения справедливы при допущениях: волновые процессы в трубопроводах не учитываются;

потери давления по длине трубопровода зависят от среднего значения расходов на входе и выходе;

инерционная составляющая сил рабочей жидкости в трубопроводе не учитывается.

Математическая модель золотникового распределителя (рис. 8). Золотниковый распределитель — это единственный элемент в гидросхеме, который не вписывается в общую матрицу, так как число прилегающих к нему узлов может быть больше трех.

Золотник — это средство для изменения структуры гидросхемы, так как при перемещении золотника из одной позиции в другую происходит перераспределение потоков рабочей жидкости. Рассмотрим распределение как совокупность местных сопротивлений — возможных соединений узлов золотника, каждое из которых имеет два узла (вход и выход).

Тогда получим матрицу

$$U = \begin{pmatrix} i_1 & j_1 \\ i_2 & j_2 \\ \dots & \dots \\ i_L & j_L \end{pmatrix},$$

где $i_1, j_1 \dots i_L, j_L$ — номера входа и выхода соединений от 1 до L распределителя.

Математическая модель предохранительного клапана (рис. 9). Это действие двух элементов: основного клапана с узлами r, s, t и вспомогательного клапана с узлами i, j, k . Если узел j является общим для обоих клапанов ($s = j$), то математическая модель клапана непрямого действия примет вид [3]

$$\dot{v}_k = m^{-1}[f_i p_i - f_j p_j - h v_k - r_{\text{тр}} \text{sign} v_k - C(Z_k + Z_B)];$$

$$\dot{Z}_k = v_k, 0 \leq Z_k \leq L_{\text{в.к}};$$

$$\dot{v}_e = M^{-1}[F_r p_r - F_i p_i - H v_t - R_{\text{тр}} \text{sign} v_t - C(Z_t + Z_0)];$$

$$\dot{Z}_t = v_t, 0 \leq Z_t \leq L_{\text{о.к}};$$

$$p_i = p_r - \frac{(Q_i - F_i v_t) |Q_i - F_i v_t|}{G^2};$$

$$\dot{Q}_i = B \left(\pi \mu d_{\text{ш}} Z_k \sin \frac{\Phi}{2} A_{ij} - Q_i \right);$$

$$\dot{Q}_{r,j} = B \left(\pi \mu d_{\text{ш}} Z_k \sin \frac{\Phi}{2} A_{ij} + \pi \mu D_{\text{ш}} Z_t \sin \frac{\Theta}{2} A_{rj} - Q_{r,j} \right);$$

$$A_{ij} = \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_i - p_j|} (\pm (p_i - p_j)),$$

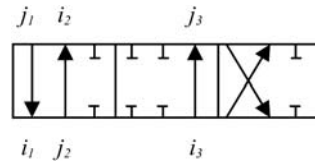


Рис. 8. Элемент гидравлической схемы — золотниковый распределитель

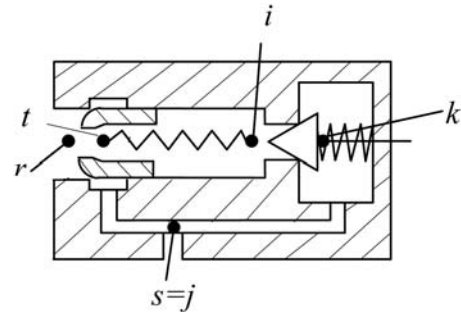


Рис. 9. Элемент гидравлической схемы — предохранительный клапан

где m, M — массы подвижных частей вспомогательного и основного клапанов; f_i, f_j — рабочие площади запорно-регулирующего элемента вспомогательного клапана со стороны напорной и сливной линий; F_r, F_i — рабочие площади запорно-регулирующего элемента основного клапана со стороны напорной линии и межклапанной полости; h, H — коэффициенты вязкого трения вспомогательного и основного клапанов; $r_{\text{тр}}, R_{\text{тр}}$ — силы трения во вспомогательном и основном клапанах; Z_B, Z_0 — предварительное сжатие пружин вспомогательного и основного клапанов; $L_{\text{в.к}}, L_{\text{о.к}}$ — ход подвижных частей вспомогательного и основного клапанов; G — проводимость жиклерного отверстия основного клапана; $d_{\text{ш}}, D_{\text{ш}}$ — средние диа-

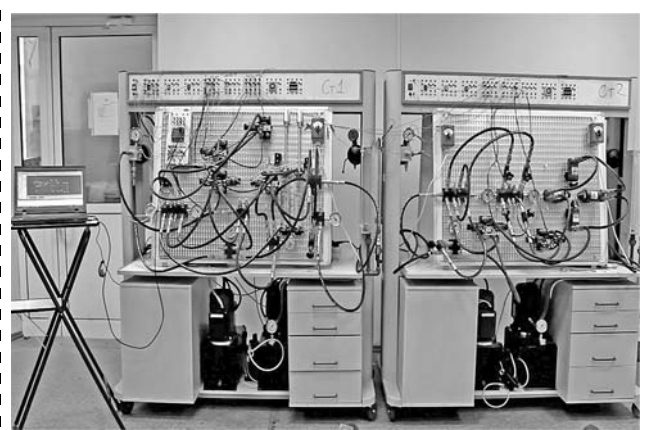


Рис. 10. Вид гидравлической схемы имитации прижатия дробильной чаши на стенде

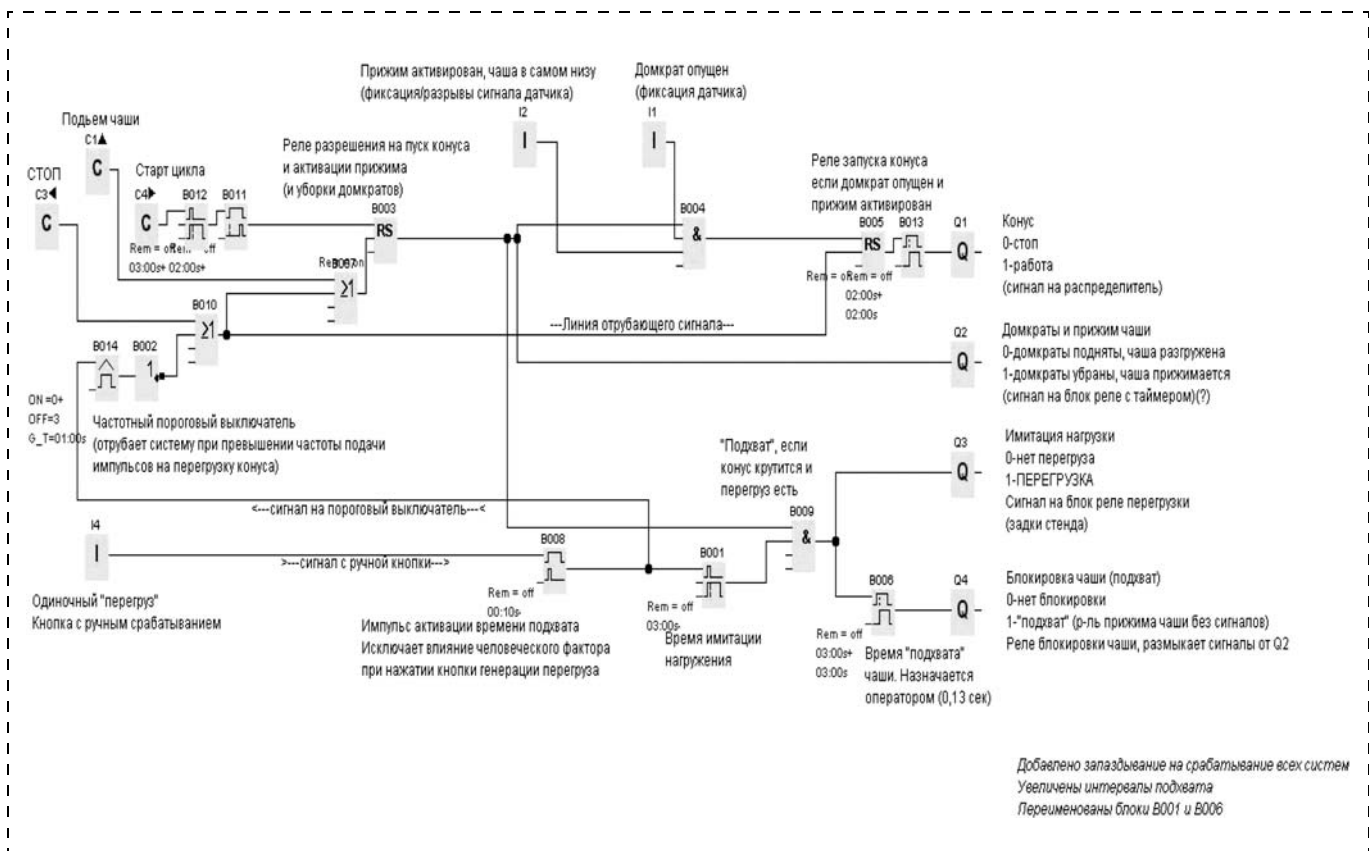


Рис. 11. Программа имитации прижатия дробильной чаши

метры дросселирующей щели вспомогательного и основного клапанов; θ , φ — углы конусности вспомогательного и основного клапанов; p_r — давление основного клапана; Z_k , Z_t — математические переменные; $Q_{r,j}$ — подача со стороны сливной линии; A_r, A_i — рабочие площади запорно-регулирующего элемента основного клапана со стороны напорной линии и межклапанной полости.

На основе описанных математических моделей была разработана программа с имитацией нагрузки на коническую чашу и дробящий конус для гидравлической схемы, представленной на рис. 2.

Работоспособность разработанной принципиальной гидравлической схемы была проверена на гидравлическом стенде (рис. 10). Сымитированный рабочий процесс конусной дробилки, описанный гидравлической схемой, был полностью запрограммирован с помощью логического контроллера, программа которого приведена на рис. 11. Весь процесс работы дробилки осуществлялся переключением двух кнопок на панели гидравлического стенда.

Разработанная математическая модель гидравлического прижатия дробильной чаши конусной дробилки мелкого дробления позволяет реализовать алгоритм управления рабочим процессом КМД.

Список литературы

1. Лагунова Ю. А., Калянов А. Е., Суслина Е. С. Гидрофикация конусных дробилок. Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности // Сб. докл. X Междунар. конф. Екатеринбург: Изд. УГГУ, 2012. С. 151—154.
2. Лагунова Ю. А., Калянов А. Е. Гидропривод в практике технического обслуживания конусных дробилок. Машиностроение и техносфера XXI века // Сб. тр. XX Междунар. науч.-техн. конф. в г. Севастополе. В 3-х томах. Донецк: ДонНТУ, 2013. Т. 2. С. 64—66.
3. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода / И. И. Бажин, Ю. Г. Беренгард, М. М. Гайцгори и др.: под общ. ред. С. А. Ермакова. М.: Машиностроение, 1988. 312 с.

УДК 622.00

С. А. Червяков, канд. техн. наук, директор по конструкторским разработкам, ОАО "Уралмашзавод",
Н. М. Суслов, д-р техн. наук, проф., УГГУ, г. Екатеринбург

E-mail: gmf.gmk@ursmu.ru

Сотрудничество кафедры с Уралмашзаводом

Рассказана история взаимодействия вуза и машиностроительного предприятия.

Ключевые слова: Уральский государственный горный университет, кафедра горных машин и комплексов, ОАО "Уралмашзавод", сотрудничество.

S. A. Chervyakov, N. M. Suslov

Cooperation with the Department of Uralmashzavod

The article tells the story of the interaction of the university and engineering enterprise.

Keywords: Ural state mining university, of the chair of mining machines and systems, "Uralmashzavod" cooperation.

В текущем году Уральский государственный горный университет отмечает свое 100-летие. Это первый вуз на Урале. Вместе с ним отмечает 50-летие кафедра горных машин и комплексов (ГМК). В 1967 г. было выпущено 23 инженера-конструктора горных машин. С момента приема студентов на эту специальность (1962 г.) кафедра ГМК в 1964 г. стала выпускающей.

За истекший короткий период времени кафедра проделала огромную работу по становлению состава кафедры, организации и методическому обеспечению учебного процесса, оснащению лабораторной базы, установлению творческих связей с производством.

Успешному становлению и развитию кафедры, росту ее научного потенциала во многом способствовал авторитет ученого и организатора, основателя выпускающей кафедры, Заслуженного деятеля науки и техники РСФСР, лауреата Государственной премии, профессора, доктора технических наук В. Р. Кубачека. Именно здесь получила признание его научно-производственная школа, нацеленная на разработку теоретических основ рабочих процессов горных машин, позволяющих

оптимизировать главные конструктивные и режимные параметры машин.

В. Р. Кубачек с 1936 по 1963 г. работал на Уралмашзаводе, с 1956 г. — главный конструктор отдела горного машиностроения. Под его непосредственным руководством и при активном участии разрабатывались проекты уникальных карьерных и шагающих экскаваторов, дробилок и мельниц, агломерационных и обжиговых машин, шахтопроходческих и буровых установок и другого оборудования. Став заведующим кафедрой ГМК, В. Р. Кубачек очень много сделал для установления и упрочнения связей кафедры с Уралмашзаводом. На заводе он одновременно возглавлял лабораторию горных машин, научно-исследовательские работы которой тесно переплетались с работами кафедры, а лабораторная база использовалась для проведения экспериментальных исследований работниками кафедры.

В то время кафедра сформировала основные направления научных исследований. Это комплексные исследования физических и механических явлений в рабочих процессах горных машин, определение основных физико-технологических свойств горных пород в целях оптимизации рабочих процессов в машинах, изыскание новых кон-

структивных решений компоновочных схем экскаваторов, дробилок и мельниц, обеспечивающих повышение эффективности рабочих процессов.

В период становления кафедры решались задачи комплектования преподавательского состава кафедры. Здесь был взят курс на привлечение к учебному процессу ведущих специалистов с производства и на подготовку кадров из выпускников кафедры. С Уралмашзавода был принят по совместительству начальник лаборатории НИИТяжмаша канд. техн. наук Ю. А. Муйземнек.

В 1971 г. из конструкторского отдела Уралмашзавода на кафедру был приглашен канд. техн. наук В. А. Масленников — один из ведущих специалистов в стране по дробильно-размольному оборудованию, впоследствии ставший заведующим кафедрой ГМК.

На кафедре был организован прием в аспирантуру. Первыми аспирантами стали конструкторы Уралмашзавода Б. С. Конаков, П. А. Касьянов, И. И. Рутковская, А. П. Комиссаров. Подготовка кадров высшей квалификации велась также целенаправленно. Так, закончили аспирантуру и защитили кандидатские диссертации такие работники Уралмашзавода, как главный инженер завода Б. Д. Котельников, начальник отдела шагающих экскаваторов В. Л. Раскин, начальник отдела гидравлических экскаваторов Л. С. Скобелев, зав. сектором НИИТяжмаша В. Н. Попов, защитил докторскую диссертацию начальник лаборатории НИИТяжмаша В. С. Головин.

Из выпускников кафедры разных лет многие пополнили ряды работников Уралмашзавода. В их числе И. И. Строганов — директор Уралмашзавода (1980—1991 гг.), Я. Я. Коп, А. Е. Примаченко — начальники цехов Уралмашзавода, В. С. Семенов — зав. отделом гидравлических экскаваторов, А. Д. Табарин — канд. техн. наук, начальник Управления маркетинга Уралмашзавода, С. А. Червяков (соавтор статьи) и многие другие.

Большое число выпускников кафедры ГМК работает в конструкторских отделах горного машиностроения и нефтебурового оборудования Уралмашзавода. В отделении горного машиностроения практически нет конструкторского отдела, в котором не работали бы выпускники кафедры ГМК.

Естественно такое тесное сотрудничество кафедры ГМК и Уралмашзавода, когда завод непосредственно участвует в подготовке специалистов для своих подразделений, предоставляя возмож-

ность для прохождения производственных практик студентам, стажировки преподавателей, проведения совместных научных исследований, идет на пользу как кафедре, так и заводу.

Творческое и тесное сотрудничество сотрудников кафедры и ОАО "Уралмашзавод" оказалось взаимно полезным: повысилась эффективность проводимых научно-исследовательских работ, возрос уровень подготовки молодых специалистов, пополняется кафедра и конструкторская служба ОАО молодыми специалистами.

Основной базой преддипломных практик студентов был и есть Уралмашзавод, а председателем Государственной экзаменационной комиссии был главный конструктор горного машиностроения доктор технических наук Б. И. Сатовский. Впоследствии его сменил главный конструктор горно-рудного и доменного машиностроения НИИТяжмаша Г. Х. Бойко. В настоящее время председателем является соавтор статьи С. А. Червяков.

Активно велась научно-исследовательская работа. В 1976 г. на кафедре открылась отраслевая научно-исследовательская лаборатория Минтяжмаша по дробильно-размольному оборудованию (ОНИЛ ДРО), которая координировала научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы в области дробильно-размольного оборудования, изготавливаемого разными заводами страны. Основными научными направлениями деятельности лаборатории явились: теоретические и экспериментальные исследования физических свойств и разрушаемости горных пород в целях оптимизации рабочих процессов в машинах; разработка научных основ определения оптимальных параметров дробильных машин; изыскание новых конструктивных схем дробилок и мельниц, обеспечивающих повышение эффективности процессов дробления и измельчения.

С 1993 г. кафедра начала прием студентов для подготовки специалистов по нефтегазопромысловому оборудованию в связи с конверсией оборонных предприятий и возросшей потребностью в специалистах такого профиля. Работники кафедры проводят исследования рабочих процессов бурения скважин и добычи нефти в тесном сотрудничестве со специалистами Уралмашзавода и Уралтрансмаша.

Наряду с этим кафедрой осуществляется целевая подготовка молодых специалистов по договорам с предприятиями. При этом преподавателями кафедры разрабатываются спецкурсы примени-

тельно к конкретным производственным и технологическим особенностям предприятий—потребителей специалистов.

Кафедра активно проводит научные исследования по следующим основным направлениям:

разработка научных основ определения оптимальных параметров горных машин на основе исследования их рабочих процессов и условий эксплуатации;

повышение эффективности, надежности и долговечности горных машин с учетом горно-технических условий эксплуатации;

оптимизация рабочих процессов и конструктивных схем горных машин;

разработка САПР горных машин и их компонентов;

системное проектирование горных машин; маркетинговые исследования рынка горного и нефтегазопромыслового оборудования.

В результате выполненных НИР:

определено необходимое качество подготовки взорванной массы из условия обеспечения требуемой усталостной долговечности основных деталей карьерных экскаваторов (авт. П. А. Касьянов, А. А. Лаутеншлейгер, В. И. Сайтов, А. В. Макавеев);

выявлен характер нагружения опорных рам шагающих экскаваторов при работе их на скальном грунте (И. И. Рутковская, В. С. Шестаков, Ю. А. Лагунова);

разработана методика определения продолжительности рабочего цикла и энергонапряженности рабочего оборудования шагающего экскаватора с использованием ЭВМ (В. И. Филатов, Б. С. Конаков, Т. П. Головнева);

разработана принципиальная схема гидравлического механизма шагания экскаваторов-драглайнов (Н. М. Суслов);

обоснованы схемы рабочего оборудования гидравлических экскаваторов (А. П. Комиссаров, В. С. Шестаков, И. Ю. Иванов);

проведен анализ рабочих зон драглайна с определением рациональных траекторий транспортирования ковша, определено сопротивление копанью и отрыву ковша от забоя (А. А. Лаутеншлейгер, Ю. Г. Закаменных, В. И. Сайтов, П. А. Касьянов);

выполнена комплексная оценка технологических свойств материалов в целях оптимизации рабочих процессов дробилок и мельниц (В. А. Масленников, Н. И. Паладеева, А. Д. Табарин, Ю. А. Лагунова);

установлена тенденция развития рынка машиностроительной продукции нефтегазового машиностроения (К. П. Порожский, В. Е. Эпштейн, Н. И. Паладеева, Л. А. Гаврилова);

разработана конструкция комплекса для бурения гидрогеологических скважин и изготовлены опытные образцы совместно с Машиностроительным заводом им. В. В. Воровского (В. Е. Эпштейн, К. П. Порожский);

разработан типоразмерный ряд и изготовлена опытная партия пневмоударных расширителей (В. Е. Эпштейн, К. П. Порожский);

разработана САПР балансирных станков-качалок для добычи нефти (В. С. Шестаков, В. Е. Эпштейн, А. П. Комиссаров).

Такая высокодинамичная и плодотворная работа коллектива кафедры является свидетельством его высокой работоспособности и результатом теснейшего сотрудничества с горными предприятиями и проектными организациями, особенно с Уралмашзаводом.

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

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

Сдано в набор 16.12.2013. Подписано в печать 27.01.2014. Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 6,37 (в т. ч. цв. вкладка 0,49). Заказ GO214. 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.