

# **СБОРНИК ТРУДОВ**

**XVII международной  
научно-технической конференции  
«Чтения памяти В. Р. Кубачека»**

**ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ  
ДЛЯ ГОРНОЙ И НЕФТЕГАЗОВОЙ  
ПРОМЫШЛЕННОСТИ**

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

**ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»**

**Кафедра горных машин и комплексов**

## **СБОРНИК ТРУДОВ**

**XVII Международной научно-технической конференции  
«Чтения памяти В. Р. Кубачека»**

**ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ  
ДЛЯ ГОРНОЙ И НЕФТЕГАЗОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ**

**04-05 апреля 2019 г.**

Под общей редакцией проф. Ю.А. Лагуновой

**г. Екатеринбург**

Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сборник трудов XVII международной научно-технической конференции «Чтения памяти В. Р. Кубачека», проведенной в рамках Уральской горнопромышленной декады 04-05 апреля 2019 г. / Под общ. ред. Лагуновой Ю.А. / Оргкомитет: Ю.А. Лагунова, А.Е. Калянов. – Екатеринбург: Уральский государственный горный университет, 2019. – 489 с.

ISBN: 978-5-9967-0446-0

В сборнике трудов представлены научные исследования и обзоры в области оборудования для горной и нефтегазовой отрасли. Рассмотрены **вопросы** развития рынка горного и транспортного оборудования, современных технологий машиностроения, появления нового и совершенствования существующего оборудования, диагностики и ремонта, моделирования и расчетов сложных технических систем, а также предлагаются антикризисные программы для предприятий.

© Уральский государственный  
горный университет

Компьютерная верстка кафедры горных машин и комплексов

## Организационный комитет

1. **Лагунова Юлия Андреевна** – д-р техн. наук, профессор Уральского государственного горного университета (УГГУ), председатель конференции (г. Екатеринбург);
2. **Калянов Александр Евгеньевич** – канд. техн. наук, секретарь конференции (г. Екатеринбург);
3. **Суслов Николай Максимович** – д-р техн. наук, профессор УГГУ (г. Екатеринбург);
4. **Комиссаров Анатолий Павлович** – д-р техн. наук, профессор УГГУ (г. Екатеринбург);
5. **Шестаков Виктор Степанович** – канд. техн. наук, профессор УГГУ (г. Екатеринбург);
6. **Трифанов Геннадий Дмитриевич** – д-р техн. наук, профессор Пермского национального исследовательского политехнического университета (г. Пермь);
7. **Андреева Людмила Ивановна** – д-р техн. наук, гл. н. с. Челябинского филиала Института горного дела ИГД УрО РАН (г. Челябинск);
8. **Корнилков Сергей Викторович** – д-р техн. наук, профессор, директор Института горного дела ИГД УрО РАН (г. Екатеринбург);
9. **Фурич Виталий Олегович** – канд. техн. наук, начальник технической службы ПАО «Уралмашзавод»;
10. **Червяков Сергей Алексеевич** – канд. техн. наук, ООО «ГМО».

## Международный программный комитет

1. **Ма Гоган** - директор института дистанционного образования, доктор наук Китайский нефтяной университет (Китай);
2. **Карстен Дребеншедт** – доктор наук, профессор Фрайбергской горной академии (Германия);
3. **Рейнхард Сахсенхофер** - профессор Горного университета Леобена;
4. **Анна-Мария Ферреро** - профессор Туринского университета (Италия);
5. **Сладковский Александр Валентинович** - д.т.н., проф.; зав. кафедрой, ординарный профессор Силезского технического университета, факультет транспорта (Катовице, Польша);
6. **Ян Крет** – PhD, профессор Технического университета Остравы, факультет металлургии и инженерных материалов (Чехия);
7. **Михайлов Александр Николаевич** – д.т.н., проф., зав. кафедрой технологии машиностроения Донецкого национального технического университета (ДНР);
8. **Иватов Марат Кенесович** - ректор, доктор технических наук, профессор Карагандинского государственного технического университета («КарГТУ»), (Р. Казахстан);
9. **Бейсембетов Искандер Калыбекович** - ректор, доктор экономических наук, профессор Казахского национального исследовательского технического университета им. К.И. Сатпаева (Р. Казахстан);
10. **Мустафа Баба оглы Бабанлы** – ректор, доктор технических наук Азербайджанского государственного университета нефти и промышленности (Азербайджан);
11. **Маралбаев Акылбек Осмонбаевич** - ректор, профессор Института горного дела и горных технологий имени академика А.Асаналиева (Р.Казахстан).

**УДК 622.00**

**К ЮБИЛЕЮ КАФЕДРЫ ГОРНЫХ МАШИН И КОМПЛЕКСОВ**

(посвящение выпускникам кафедры)

Позвольте мне КАФЕДРУ с деревом сравнить,  
Которое бережно нужно хранить,  
Чьи корни уходят в иные года,  
А листья – наследие живших тогда.

Оно стало выше и вширь разрослось,  
И много других от него родилось.  
Но каждое помнит, смотря свысока,  
Что всё началось с небольшого ростка!

С обычных людей, необычных лишь тем,  
Что ради мечты могли жертвовать всем.  
И их не страшило начало пути,  
Которым, надумав, решили идти.

Историю пишут, поверьте, друзья,  
Такие же люди – как вы или я.  
Могли ли они допустить хоть на час,  
Что труд всех их жизней продолжится в нас?

Не сыщешь на нынешних картах страны,  
Где были когда-то они рождены –  
Чудесные, смелые, славные люди,  
Которых мы помним, и ценим, и любим!

**14 марта 2019 г.**

**Павел Жиганов** (выпускник кафедры ГМК, 2006 г.)

**УДК 622.00**

## **ХРОНИКА 80-ЛЕТНЕЙ ИСТОРИИ КАФЕДРЫ ГМК**

**Гаврилова Л.А.**, канд. техн. наук, доц., **Суслов Н.М.**, д-р техн. наук, проф.,  
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург

*В статье приведены хроника событий в 80-летней истории кафедры горных машин и комплексов (ГМК) Уральского государственного горного университета, достижения сотрудников и выпускников, творческие связи с ведущими предприятиями Урала, России и стран ближнего зарубежья.*

***Ключевые слова:** Уральский государственный горный университет, кафедра горных машин и комплексов, даты, события, люди.*

## **CHRONICLE OF 80 YEARS HISTORY OF THE DEPARTMENT OF MMC**

**Gavrilova LA, Suslov N.M.**

*The article presents a chronicle of events in the 80-year history of the Department of Mining Machines and Complexes (MMC) of the Ural State Mining University, achievements of staff and graduates, creative ties with leading enterprises of the Urals, Russia and neighboring countries.*

***Keywords:** Ural State Mining University, department of mining machines and complexes, dates, events, people*

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

В 1939 году на базе этой кафедры были организованы две: кафедра горных машин и кафедра рудничного транспорта. Этот год и считается годом основания кафедры ГМК, которую возглавил доцент, канд. техн. наук Валериан Константинович Бучнев, ставший впоследствии доктором технических наук, профессором. С 1946 по 1955 годы 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 г.г.); В.К. Бучнев "Параметры буровзрывных работ в практике новаторов-проходчиков" (1954 г.); В.К. Бучнев "Буровзрывные работы" (1955 г.)

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

В мае 1964 года, из объединенной кафедры снова 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 году 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 год 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. преподаватели В.А. Толмачев и В.П. Кудрявцев, зав. лаб. М.Д. Ющенко, уч. 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 году была организована новая лаборатория нефтегазопромыслового оборудования с действующими моделями буровых установок на нефть и газ. С 1991 года на кафедре функционирует дисплейный класс.

Наряду с развитием лабораторной базы кафедры, решались задачи комплектования преподавательского состава. К учебному процессу привлекались ведущие специалисты с предприятий, готовились кадры из выпускников института. В это время на кафедру были приглашены доценты кандидаты техн. наук Н.Е. Москвин - директор Свердловского филиала института метрологии, Ю.М. Коркин – зам. директора НПО "Уралгор-маш", Ю.А. Муйземнек - нач. лаборатории НИИтяжмаш УЗТМ. В 1966 году на кафедру был принят выпускник МГИ Д.К. Тургель и выпускник СГИ В.П. Кудрявцев. В 1971 году 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. Саитов (1972). Все они стали кандидатами технических наук, доцентами кафедры, а П.А. Касьянов, А.П.Комиссаров и В.И. Саитов впоследствии – докторами технических наук, профессорами кафедры.

В 1967 году 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 году состоялся первый выпуск инженеров специализации "Машины и оборудование обогатительных фабрик".

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

В 1983 году кафедре была поручена подготовка инженеров новой для института специализации "Геологоразведочные машины и оборудование". В это же время с кафедры "Технология и техника разведки МПИ" 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 году.

С 1993 года 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 года в состав кафедры ГМК вошла кафедра горнопромышленного транспорта.

С декабря 2013 года кафедра ГМК взяла под свою опеку очень молодую кафедру «Организация безопасности движения» и стала активно развивать направление подготовки «Технология транспортных процессов».

С 1985 по 1996 год кафедрой руководил доцент, доктор техн. наук Владилен Андрианович Масленников. Выпускник МИСИ, он с 1955 по 1971 год работал конструктором на УЗТМ, с 1976 года он заведовал, организованной на кафедре, отраслевой научно-исследовательской лабораторией дробильно-размольного оборудования Минтяжмаша СССР (ОНИЛ ДРО), в 1989 году 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 года кафедрой заведует профессор, доктор технических наук Николай Максимович Суслов.

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 (ГМК) 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 параметров.

Так же 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), получить 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 выписку 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» Со. 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 рабочую специальность "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: УЗГМ, НИПИГормаш, завод им. Воровского, Копейский и Карпинский машиностроительные заводы, Уралтрансмаш, Крижоворожский, Норильский и Алмалыкский ГМК, Соколовско-Сарбайский, Лебединский и Сибайский ГОКи, Уральская горно-металлургическая компания (УГМК), КМА-руда, СУБР, Высокогорское и Богословское РУ, Яку-

талмаз, Кировградский 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 ин-т, завод Дробмаш и др.

С 1991 года 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 с целью изыскания рациональных схем и способов дробления; в 2010 году была разработана конструкторская и техническая документация на стальную футеровку барабанной шаровой мельницы ОАО «Карабашмедь»; в 2012 году велась разработка системы гидropневматического прижатия дробильной чаши к станине дробилки КМД-2200Т8-Д производства Уралмашзавода и разработка методики и расчет основания конусной инерционной дробилки. Проводились исследования рабочей зоны гидравлического экскаватора. С 2012 года 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. В 2014-2015 году кафедра работала над проектом по расчету щековой дробилки со сложным качанием щеки.

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 года 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 принадлежали сторонним организациям, а именно: ИГД УрО РАН, СИНХ, СИПИ.

Затем был небольшой перерыв. И уже 1-2 марта 2002 года состоялась конференция со статусом **«Первая международная научно-техническая»**, так как было два участника из ближнего зарубежья (Институт геотехнической механики НАН, Украина и Таджикский технический университет, Таджикистан) и один – из Германии (Фольксваген). Конференция была посвящена 70-летию со дня рождения Масленникова Владилена Андриановича – ученика и последователя В.Р. Кубачека, заведующего кафедрой ГМК с 1985 по 1997 гг. На конференции стали работать три секции: «Оборудование для открытых и подземных горных работ», «Оборудование обогатительных фабрик», «Геологоразведочное и нефтегазопромысловое оборудование», на которых прослушано 32 доклада и 4 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-я 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 ещё две – «Вопросы моделирования и расчеты сложных технических систем» и «Проблемы материаловедения, производства и конструирования в машиностроении». В конференции приняли участие представители Технического Университета Остравы (Чехия) – четыре доклада. Кроме того, появились участники из других вузов и научных организаций – ИГД СО РАН, Пермский государственный технический университет, Орловский государственный технический университет, Северо-Кавказский государственный технологический университет, АК «АЛРОСА» институт ЯкутНИИПРОалмаз, ЗАО «Механобр-Инжиниринг», Башнефтегеофизика, Ухтинский государственный технический университет. В общей сложности было заслушано 38 докладов.

В феврале 2005 г. проведена III-я Международная научно-техническая конференция, посвященная 90-летию нашего университета, когда, единственный раз за всю историю существования, было изменено название конференции «Чтения памяти В.Р. Кубачека. Нетрадиционные технологии и оборудование для разработки сложно-структурных МПИ». Работало 3 секции – «Нетрадиционные технологии и оборудование для разработки сложно-структурных МПИ», «Машины и оборудование для горных работ», «Вопросы моделирования, расчетов, конструирования и производства в горном машиностроении», было сделано 53 доклада, появились новые участники – представители редакции журнала «Горные машины и автоматика», Московский государственный открытый университет, ННЦ ГП-ИГД им. А.А. Скочинского, Магнитогорский государствен-

ный технический университет, Тихоокеанский государственный технический университет (Хабаровск), ОАО «Ураласбест», ЗАО «Уралмаш – буровое оборудование», ОАО «Уралмаш-Инжиниринг», ОАО «Радос» (Красноярск), НТЦ-НИИОГР (Челябинск). Среди зарубежных участников опять были представители Чехии, Технического Университета Остравы (2 доклада) 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 прослушано 49 докладов, из них по новому направлению – 11 докладов. Появились новые участники: ЗАО «Эксперт-Сервис», ОАО «ВИЗ», С.-Петербургский государственный горный институт им. Г.В. Плеханова, ОАО «Московский подшипник», ООО «Люконг-Урал», Московский государственный строительный университет. Зарубежные участники были представлены сотрудниками института геотехнической механики НАН Украины и КОО «Эрдэнэт» Монголии. 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 озвучено 42 доклада. Добавились новые участники – это представители ОАО «Уралмеханобр», ООО «НЕККО», НПЦ «Металлург» и зарубежные участники в лице сотрудников Белорусского национального технического университета. Была выпущена книга воспоминаний о Владилене Андриановиче Масленникове.

И далее все последующие годы научно-техническая конференция проводилась в рамках Уральской горнопромышленной декады, ежегодно наращивая обороты и списки участников конференции. Сегодняшняя конференция насчитывает 113 докладов.

*Достоинства.* Ежегодно на конференции «Чтения памяти В.Р. Кубачека. Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности» принимают участие студенты, магистранты и аспиранты вышестепенных ВУЗов. Для них это хорошая школа оттачивания мастерства публичных выступлений. Доклады аспирантов на конференции – это 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 коллективами, между академической наукой и производством. Помогает расширить личное и профессиональное взаимодействие ученых и производителей, позволяет сэкономить время на поиск необходимых научных и про-

мышленных материалов, реализовывает стремление молодых ученых и промышленников к карьерному росту.

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

С 2010 года на кафедре работает Студенческое Конструкторское Бюро (СКБ). **Студенческое конструкторское бюро горных и нефтегазовых машин** создано на базе кафедры горных машин и комплексов 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, АРМ WinMachine, АСКОН-Компас с коммерческими лицензиями. На оплату научной работы молодежи в составе временных творческих коллективов в 2012 году СКБ выделено более 2 миллионов рублей. За 2011-2013 гг. на базе СКБ уже подготовлено 6 выпускных квалификационных работ, опубликовано 16 статей в сборниках молодежных конференций, 4 статьи в журналах перечня ВАК, получены 3 патента на полезную модель. Ведется активная работа над материалами кандидатских диссертаций.

Коллектив СКБ представлен студентами, магистрантами и аспирантами горно-механического факультета. Руководство СКБ осуществляет профессор Лагунова Ю.А.

СКБ является организационной формой объединения учебной и научно-исследовательской деятельности студентов, магистрантов и аспирантов в едином научно-образовательном процессе.

Целью деятельности СКБ является привитие навыков научно-исследовательской и научно-организационной деятельности, организация связи учебных курсов, научно-исследовательских и опытно-конструкторских разработок, ведения производственной и организационной деятельности в рамках, выполняемых в СКБ научных работ.

Участники СКБ приобретают опыт научно-исследовательской работы, который оказывается незаменим в дальнейшем. Так, первые участники СКБ, Магомед Абдулкаримов и Роман Ковязин получили в 2011 и 2012 г.г. 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 нефтяных машин УГГУ награждено Памятной медалью специализированной выставки «Горное дело. Металлургия».***

С 2009 года кафедра является организатором олимпиады «Проектирование металлоконструкций» (2 этап) и «Проектирование гидропривода» (3 этап – всероссийский), которые проводятся на базе УГГУ и в них ежегодно соревнуется до 60 студентов из 12 вузов России и Казахстана.

Кафедра налаживает творческие связи с ближним и дальним зарубежьем. Кафедрой заключены договора о сотрудничестве с Алма-Атинским техническим университетом и Карагандинским техническим университетом (Казахстан). И сегодня в 2019 году на базе кафедры проходят стажировку 12 магистрантов из Карагандинского технического университета.

В 2013 году 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 для реализации совместных научно-исследовательских работ и образовательных программ, а именно о создании на базе кафедры ГМК сертифицированного учебного центра. Предполагаемые программы обучения следующие.

Устройство и техническое обслуживание оборудования;

Основы гидропривода;

Силовые передачи;

Гидравлические системы машин Caterpillar.

В ноябре 2017 года в рамках конференции «Уралмашзавод и Газпромбанк – комплексные решения для горной промышленности» и.о. ректора Уральского государственного горного университета А.В. Душин и гендиректор ПАО «Уралмашзавод» А.А. Кузнецов подписали генеральное соглашение о сотрудничестве [1].

Договор сроком на пять лет призван укрепить существующие связи между вузом и Уралмашзаводом (входит в группу Газпромбанка). Одним из важнейших направлений работы станет подготовка специалистов, востребованных на Уралмашзаводе. Интересы организации будут учитываться при разработке ряда образовательных программ УГГУ. Кроме того, студенты, сориентированные для работы в подразделениях предприятия, примут участие в научно-исследовательской и опытно-конструкторской деятельности по направлениям, предложенным заводом. Потребности работодателя найдут отражение и в выборе тем для курсовых и дипломных работ. Студенты и магистранты, которые учатся на востребованных на предприятии направлениях подготовки, будут проходить на Уралмашзаводе практики, а наиболее перспективных студентов рекомендуют к трудоустройству, начиная с 3-го курса, заключая с ними ученические договора.

Для сотрудников предприятия на базе УГГУ планируется проведение курсов повышения квалификации и профессиональной переподготовки кадров тяжелого машиностроения.

Помимо образовательного направления, генеральное соглашение предполагает и научное сотрудничество. К созданию опытно-конструкторских разработок будут привлечены молодые ученые и опытные научные сотрудники УГГУ.

Наряду с этим, кафедрой осуществляется целевая подготовка молодых специалистов по договорам с предприятиями. При этом преподавателями кафедры разрабатываются спецкурсы применительно 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 горнотехнических 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.

На базе научных исследований по выпускаемым Уралмашзаводом горным машинам сотрудниками кафедры ГМК и сотрудниками УЗТМ в разные годы были успешно защищены кандидатские и докторские диссертации на базе диссертационного совета по горным машинам при горном университете:

- сотрудники кафедры – И.И. Рутковская, П.А. Касьянов, А.П. Комиссаров, В.И. Сайтов, Н.М. Суслов, А.А. Лаутеншлейгер, В.А. Масленников, В.С. Шестаков, Н.И. Паладеева, А.Д. Табарин, Ю.А. Лагунова, Н.В. Савинова, Л.А. Гаврилова, П.А. Жиганов, И.Ю. Иванов, Т.П. Франц (Головнёва), С.А. Хорошавин, А.Е. Калянов;

- сотрудники УЗТМ – Б.Д. Котельников, В.Л. Раскин, Л.С. Скобелев, В.Н. Попов, В.С. Головин, С.А. Червяков, А.В. Маковеев, Д.Н. Андрищенко.

В результате выполненных НИР [2]:

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, Маковеев А.В.);

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.Саитов, П.А.Касьянов);

выполнена комплексная оценка технологических свойств материалов с целью оптимизации рабочих процессов дробилок и мельниц (В.А.Масленников, Н.И.Паладеева, А.Д.Табарин, Ю.А.Лагунова, П.А. Жиганов, А.Е. Калянов);

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 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).

В 2018 году сотрудники кафедры получили ведущие премии: Ю.А. Лагунова – получила премию Губернатора Свердловской области в номинации «Профессор года по техническим наукам», а ее ученик А.Е. Калянов - получил премию Губернатора Свердловской области для молодых ученых в номинации «За лучшую работу в области наук о Земле».

История кафедры – это не только её выпускники, студенты, профессорско-преподавательский состав и учебно-вспомогательный персонал, но и постоянно развивающаяся материально-техническая база.

Кафедра горных машин и комплексов самая крупная выпускающая кафедра в университете, которая имеет в своем арсенале 9 различных лабораторий и компьютерный класс.

Самой старой лабораторией является аудитория 2021 – это лаборатория механизации подземных и открытых горных работ, которая состоит из двух помещений, где размещены действующие модели экскаваторов и горных комбайнов. В лаборатории проводятся лекционные и практические занятия по дисциплинам: «Горные машины и оборудование», «Механическое оборудование карьеров», «Машины и оборудование для рудоподготовки», «Технологическое оборудование для горного и обогащительного производств». Студенты в этой аудитории изучают принцип действия карьерных и вскрышных экскаваторов, конструкции их основных узлов, выполняют различные лабораторные работы, например, по расчету рабочей зоны механического, гидравлического и шагающего экскаваторов. Именно над этой лабораторией взял шефство Уралмашзавод (УЗТМ) и при

поддержке Газпромбанка решил отремонтировать ее и обновить материально-техническую базу.

В далёких 60-х годах прошлого века немало усилий по оснащению этой лаборатории действующими моделями экскаваторов УЗТМ приложил Владимир Рудольфович Кубачек. Поэтому неслучайно новая лаборатория будет носить его имя, отдавая дань памяти этому человеку не только как руководителю кафедры, но и как одному из главных конструкторов отдела горного машиностроения УЗТМ.

Сегодня прекрасно отремонтированная аудитория состоит из учебного класса, оснащенного новой мультимедийной техникой, двумя телевизорами, плакатами, и лабораторного класса с новыми макетами экскаваторов, дробилок и мельниц нового поколения, и старыми, но прекрасно отреставрированными, действующими моделями экскаваторов. Кстати, реставрацию действующих моделей экскаваторов проводили сотрудники кафедры: Целищев А.С., Кабиров М.А., Алферов А.Н. и Дринко И.С. – настоящие умельцы, мастера своего дела, «золотые руки», которые, если потребуется – и блоху подкуют!

***В настоящее время на кафедре ГМК работают 5 докторов технических наук, 7 профессоров, 8 кандидатов технических наук***

***На кафедре подготовлено 15 докторов технических наук, 45 кандидатов технических наук, выпущено 4217 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», бакалавров и магистров по направлению «Технология транспортных процессов».***

#### **Список литературы**

1. <http://pressa.ursmu.ru/7521.html>
2. Червяков С.А., Суслов Н.М. Сотрудничество кафедры с Уралмашзаводом // Горное оборудование и электромеханика, № 2, 2014. – С. 46-48.
3. Лагунова Ю.А. Этапы большого пути кафедры горных машин и комплексов // Горное оборудование и электромеханика. - № 2. – 2014. – С. 5-10.
4. Лагунова Ю.А., Суслов Н.М., Фурин В.О. Успех содружества кафедры ГМК с УЗТМ / Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности : сборник трудов XVI Международной научно-технической конференции «Чтения памяти В.Р. Кубачека» . Екатеринбург, УГГУ, 2018. С. 3-8.
5. Лагунова Ю.А., Шестаков В.С. Направления повышения качества обучения на кафедре ГМК / Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности : сборник трудов XVI Международной научно-технической конференции «Чтения памяти В.Р. Кубачека» . Екатеринбург, УГГУ, 2018. С. 9-10.

УДК 622.00

**СОДРУЖЕСТВО ООО «ВИБРОТЕХНИК»  
И КАФЕДРЫ ГОРНЫХ МАШИН И КОМПЛЕКСОВ  
ФГБОУ ВО «УГГУ»**

**Кривелев Д.М.<sup>1</sup>**, директор, **Кривелев М.Д.<sup>1</sup>**, начальник техн.-эконом. отд.,  
**Семчак А.И.<sup>1</sup>**, начальник отд. маркетинга, **Суслов Н.М.<sup>2</sup>**, проф., зав. каф. ГМК, **Лагунова Ю.А.<sup>2</sup>**, проф., **Бочков В.С.<sup>2</sup>**, доц.

<sup>1</sup>ООО «ВИБРОТЕХНИК», г. Санкт-Петербург

<sup>2</sup>Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург

*Описаны ключевые факты взаимодействия между Уральским государственным горным университетом и ООО «ВИБРОТЕХНИК» по созданию совместной учебно-исследовательской лаборатории. Показан перечень оборудования, произведённого ООО «ВИБРОТЕХНИК» для нужд учебно-исследовательской лаборатории кафедры ГМК УГГУ. Приведены основные сведения о ООО «ВИБРОТЕХНИК» и краткое описание основного выпускаемого оборудования.*

*Ключевые слова: сотрудничество, машиностроительное предприятие, лаборатория, оборудование, дробление, измельчение.*

**COMMONWEALTH LLC "VIBROTEHNIK"  
AND DEPARTMENTS OF MINING MACHINES AND COMPLEXES  
OF THE "URSMU"**

**Krivelev D.M., Krivelev M.D., Semchak A.I. Suslov N.M., Lagunova Yu.A., Bochkov V.S.**

*The key facts of interaction between the Ural State Mining University and VIBROTEHNIK LLC for the creation of a joint training and research laboratory are described. The list of equipment produced by VIBROTEHNIK LLC for the needs of the teaching and research laboratory of the Department of MMC UGGU is shown. The basic information about VIBROTEHNIK LLC and a brief description of the main equipment produced are given.*

*Keywords: cooperation, machine-building enterprise, laboratory, equipment, crushing, grinding.*

Осенью 2018 года между Уральским государственным горным университетом и ООО «ВИБРОТЕХНИК» (г. Санкт-Петербург) был подписан договор на безвозмездную передачу в пользование лабораторного комплекса дробильно-размольного оборудования (табл.). С этого момента началось плодотворное взаимодействие кафедры горных машин и комплексов и ООО «ВИБРОТЕХНИК» по созданию новой учебно-исследовательской лаборатории.

*Таблица. Комплекс оборудования переданного ООО «ВИБРОТЕХНИК» кафедре ГМК*

№	Наименование
1	Блок пылеулавливания (БПУ), 2 шт.
2	Анализатор А 20 на базе ВП 30Т с комплектом из 12 сит С 20/50
3	Дробилка щековая ШД 10
4	Дробилка двухвалковая с гладкими валками ДВГ 200х125
5	Питатель с горизонтальным лотком ПГ
6	Истиратель дисковый ИД 250
7	Истиратель вибрационный ИВ 1
8	Делитель желобчатый ДП 5

9	Сократитель СА
10	Тумба Т 60
11	Комплект запчастей и принадлежностей

Новая лаборатория будет способствовать решению следующих задач:

### **1. Хоздоговорная деятельность**

- увеличение посещаемости кафедры и Университета со стороны различных компаний и предприятий;
- выполнение хоздоговорных задач предприятий по разработке рациональных режимов работы и конструкций дробилок при дроблении различных видов полезных ископаемых.

### **2. Научно-исследовательская деятельность**

- на кафедре ГМК существуют научные направления по исследованию рабочих процессов дробильно-размольного оборудования, в частности, дробилок различных типов и конструкций. Также по этому направлению планируется защита докторской диссертации доцента каф. ГМК, к.т.н. Бочкова В.С. (лаборатория позволит провести экспериментальные исследования в рамках диссертации).

- лаборатория позволит проводить экспериментальные исследования аспирантам, магистрантам и студентам кафедры.

### **3. Учебная деятельность**

- оборудование лаборатории позволит проводить лабораторные работы по дисциплинам кафедры ГМК «Технологическое оборудование горного и обогатительного производства» (ЭЭТ, АТП), «Машины и оборудование для рудоподготовки» (ГМО);

- создание совместных с ООО «ВИБРОТЕХНИК» практико-ориентированных лабораторных работ;

- выполнение курсовых и дипломных проектов по заданиям, разработанным с ООО «ВИБРОТЕХНИК».

### **Краткая справка о ООО «ВИБРОТЕХНИК»**

ООО «ВИБРОТЕХНИК» специализируется на производстве оборудования для дробления, измельчения, отсева и смешивания твердых полезных ископаемых, растительного сырья и полимеров.

Компания основана в 1992 году и, на сегодняшний день, является одним из ведущих отечественных разработчиков и производителей лабораторной техники для пробоподготовки, имеющих собственную производственную базу полного цикла.

«Все перемелется!» – девиз компании «ВИБРОТЕХНИК», отражающий широту линейки выпускаемой лабораторной техники. При помощи оборудования ООО «ВИБРОТЕХНИК» можно измельчить практически любой тип сырья. Ферросплавы, руды и щебень, стекло, полимеры и растительное сырье – вот лишь краткий перечень перерабатываемых материалов.

Оборудование компании позволяет получить решение разнообразных технологических задач в области дробления и измельчения.

ООО «ВИБРОТЕХНИК» выпускает оборудование для решения самых разнообразных технологических задач в области дробления и измельчения, рассмотрим некоторые из них:

- ситовой анализатор – оборудование для сухого отсева сыпучих материалов;
- щековая дробилка (рис. 1) предназначена для дробления хрупких сыпучих материалов различной прочности и твердости;
- валковая дробилка (рис. 2) для дробления хрупких материалов;



*Рис. 1. Общий вид щековой дробилки ИД 10М производства ООО «ВИБРОТЕХНИК»*



*Рис. 2. Установка на основе валковой дробилки ДВГ 200x125 с пультом МАПУЗ и питателем ПГ 1 на опоре*

- конусная дробилка для сыпучих материалов различной твердости;
- истиратели дисковые (рис. 3) предназначены для измельчения проб сыпучих материалов до тонкодисперсного состояния;
- истиратели вибрационные (рис. 4) предназначены для измельчения проб до тонкодисперсного состояния в периодическом режиме;



*Рис. 3. Истиратель дисковый ИД 250*



*Рис. 4. Истиратель вибрационный ИВ 1*

- сита лабораторные - сита различного диаметра как для отсева вручную, так и для отсева в анализаторах.

Производимое оборудование используется в различных отраслях промышленности для подготовки проб и при изготовлении продукции. География поставок включает в себя 25 стран по всему миру, а количество клиентов превысило 12000 предприятий. В числе заказчиков компании - лидеры горнодобывающей и металлургической промышленности, строительного комплекса, крупнейшие концерны химической и фармацевтической отраслей. Оборудование компании «ВИБРОТЕХНИК» используется в ведущих ВУЗах страны, для обучения студентов и проведения научно-исследовательских работ [1].

Теперь оборудование ведущего производителя техники для дробления и измельчения компании ООО «ВИБРОТЕХНИК» будет применяться в Первом ВУЗе Урала – Уральском государственном горном университете, это, безусловно, взаимовыгодное содружество!

### **Список литературы**

1. Официальный сайт компании ООО «ВИБРОТЕХНИК». Режим доступа: <http://vt-spb.ru>, дата обращения 11.03.2019.

УДК 622

## **СОТРУДНИЧЕСТВО КАФЕДРЫ ГМК С АО «БЕЛАЗ» И ООО «БЕЛТРАНСЛОГИСТИК»**

**Лагунова Ю.А.<sup>1</sup>**, проф., **Хорошавин С.А.<sup>1</sup>**, доц., **Иванов И.Ю.<sup>1</sup>**, доц.,  
**Холодулина Н.М.<sup>2</sup>**, директор по маркетингу, **Локотинов А.И.<sup>3</sup>**

<sup>1</sup>Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург,

<sup>2</sup>Торговый дом БЕЛАЗ, г. Москва;

<sup>3</sup>ООО «Белтранслогистик», г. Москва, г. Екатеринбург

*Краткая история развития дилерской службы АО «БЕЛАЗ». Подписание договоров о сотрудничестве. Повышение квалификации преподавателей УГГУ на АО «БЕЛАЗ». Участие студентов УГГУ в международном конкурсе по решению машиностроительных кейсов «BELAZ-CHELLENGE».*

*Ключевые слова:* дилерская сеть, сотрудничество, повышение квалификации, международный студенческий конкурс.

## **COOPERATION OF THE GMK DEPARTMENT WITH BELAZ JSC and BELTRANSLOGISTIK LLC**

**Lagunova Yu.A.1, Khoroshavin S.A.1, Ivanov I.Yu.1,  
Holodulina N.M.2, Lokotinov A.I.3**

*A brief history of the development of the dealer service of JSC "BELAZ". Signing cooperation agreements. Improving the qualifications of teachers UGGU at JSC "BELAZ". Participation of students of the USGU in the international competition for solving engineering cases "BELAZ-CHELLENGE".*

*Keywords:* dealer network, cooperation, professional development, international student competition.

ОАО «БЕЛАЗ» - управляющая компания холдинга «БЕЛАЗ-ХОЛДИНГ» — крупнейший мировой производитель карьерных самосвалов большой и особо большой грузоподъемности, а также другого тяжелого транспортного оборудования, применяемого в горнодобывающей и строительной отраслях промышленности. Благодаря трудовому вкладу нескольких поколений специалистов создано предприятие с устойчивым потенциалом для перспективного развития, для решения серьезных производственных и социальных задач.

Все достигнутое БЕЛАЗом за семидесятилетнюю историю завода — итог реализации главной политики предприятия: наиболее полного удовлетворения запросов потребителей, с которыми Белорусский автомобильный завод связывает давнее и плодотворное сотрудничество.

Отвечая на пожелание своих потребителей, ОАО «БЕЛАЗ» постоянно совершенствует и обновляет продукцию в соавторстве с разработчиками и производителями комплектующих изделий, улучшая ее потребительские свойства и повышая конкурентоспособность.

Основная продукция общества: карьерные самосвалы грузоподъемностью от 30 до 450 тонн, фронтальные колесные погрузчики и бульдозера, тягачи-буксировщики, специальные транспортные средства для подземных работ, поливооросительные машины, шлаковозы и тяжеловозы для метал-

лургических предприятий, аэродромные тягачи и целый ряд специализированных технологических машин иного предназначения.

Продукция ОАО «БЕЛАЗ» представлена в 72 странах мира, основным из которых является рынок Российской Федерации. Помимо традиционных внешних рынков сбыта, таких как Россия, Украина, Азербайджан, Туркменистан, Казахстан, Армения, Узбекистан, Молдова, Грузия, завод укрепляет свои позиции на рынках стран ЕС и Дальнего Зарубежья: страны ЕС и балканского региона, арабский регион, африканский регион, Латинская Америка и США.

ОАО «БЕЛАЗ» в настоящий момент входит в число 5 ведущих мировых производителей большегрузной карьерной техники, среди которых представлены американский Caterpillar, японские Komatsu и Hitachi, а также американско-немецкий Liebherr.

Значительная роль в поставках продукции на экспорт отводится согласованной работе субъектов товаропроводящей сети (далее ТПС) — дилерских и сервисных центров, призванных оперативно решать вопросы продвижения, сбыта, гарантийного и послегарантийного обслуживания техники в регионах эксплуатации техники. Через структуры ТПС поставляется более 90% реализуемой предприятием продукции.

В состав ТПС управляющей компании ОАО «БЕЛАЗ» входит 80 субъектов. На территории Российской Федерации под управлением генерального дистрибьютора ЗАО «ТД «БелАЗ» работает 9 дилеров, охватывающих все регионы с горной добычей, среди которых наш партнер компания ООО «БЕЛТРАНСЛОГИСТИК».

ООО «БЕЛТРАНСЛОГИСТИК» - официальный представитель ОАО «БЕЛАЗ». В обязанности компании входит участие от имени завода в конкурсных торгах (тендерах) по поставке продукции БЕЛАЗ, организация поставок продукции, обеспечение технической поддержки, гарантийного и сервисного обслуживания техники в течение всего периода эксплуатации, что в полной мере соответствует общепринятой мировой практике по организации поставок сложно-технической продукции.

В июле 2017 года между ООО «БЕЛТРАНСЛОГИСТИК», Министерством инвестиций и развития Свердловской области и НП «Союз малого и среднего бизнеса Свердловской области» подписано соглашение о развитии сервисной сети ОАО «БЕЛАЗ» на территории Свердловской области. После подписания соглашения прошла торжественная церемония закладки первого камня сервисного центра по обслуживанию техники «БЕЛАЗ» в городе Березовский Свердловской области.

Локация в городе Березовский для строительства центра выбрана неслучайно, его доступность обеспечена удобным съездом на ЕКАД, что гарантирует потребителям тяжелой техники «БЕЛАЗ» быстрый доступ к качественной сервисной поддержке. С открытием новых месторождений в Уральском регионе это особенно актуально.



Уже в июле 2018 году в рамках международной промышленной выставки ИННОПРОМ состоялось торжественное открытие Центра по ремонту и обслуживанию карьерной техники «БЕЛАЗ», построенного официальным представителем ОАО «БЕЛАЗ» по Уральскому региону – компанией «БЕЛТРАНСЛОГИСТИК».

Центр общей площадью 3240 м<sup>2</sup> полностью возведен с нулевого цикла в рекордно короткие сроки. Центр соответствует международным стандартам: оснащен современным техническим оборудованием, инструментом, специализированным транспортом и складом оригинальных запасных частей.

Сотрудники организации имеют многолетний опыт работы и прошли специальное обучение в учебных центрах предприятий производителей продукции (БЕЛАЗ, ЯМЗ, CUMMINS, ЭЛЕКТРОСИЛА) и допущены для проведения всех видов ремонтов. Сервисные инженеры в минимальные сроки рассматривают все гарантийные случаи.

Большое внимание ОАО «БЕЛАЗ» уделяет производственному обучению. Для того, чтобы технический персонал мог повышать квалификацию, конечно, необходим учебный центр. Поэтому 01 марта 2018 года между ОАО «БЕЛАЗ», ООО «БЕЛТРАНСЛОГИСТИК» и ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет» был подписан первый протокол о намерениях, в котором отмечено:

1) существует дефицит профессиональных кадров в области эксплуатации большегрузной карьерной техники, а постоянная ее модернизация (увеличение грузоподъемности карьерных самосвалов, усовершенствование и усложнение конструкции) приводит к необходимости постоянно повышать квалификацию обслуживающего персонала этой техники;

2) на лицо двухсторонняя заинтересованность в подготовке высококвалифицированных специалистов для предприятий, эксплуатирующих и обслуживающих технику БЕЛАЗ (необходимость в совместной разработке учебных планов и программ, практических и лабораторных занятий, обеспечение студентов местами практик).

Далее стороны разработали дорожную карту развития сотрудничества с точными прописанными сроками исполнения задач, в рамках исполнения которой состоялось торжественное подписание на выставке «ИННОПРОМ – 2018» Генерального трехстороннего соглашения о сотрудничестве между ФГБОУ «УГГУ», ОАО «БЕЛАЗ» и ООО «БЕЛТРАНСЛОГИСТИК», также подписан трехсторонний договор на целевую подготовку одного магистра.

Преподаватели кафедры (Лагунова Ю.А., Иванов И.Ю., Хорошавин С.А.) в мае 2018 года прошли повышение квалификации на территории ОАО «БЕЛАЗ» и получили соответствующие сертификаты.

На основе полученной технической документации разработан лекционный курс, практические и лабораторные работы по тематике БЕЛАЗ для магистров, обучающихся по профилю «Проектирование горнопромышленного автотранспорта (автомобилестроение)».

4-6 октября 2018 года в г.Жодино Республики Беларусь проходил международный турнир «BELAZ-CHALLENGE» среди технических вузов России, Беларуси, Украины и Казахстана.

На первом месте оказалась команда Украины, которую представляли студенты автотракторного факультета Криворожского технического университета и сотрудники Института горного дела. Они заработали 17 баллов.

Второе место в тяжелой борьбе удалось удержать нашей команде «Горняки Урала», команду представляли студенты горно-механического факультета и магистрантка. Ребята набрали 15 баллов.

Третье место получила команда Санкт-Петербургского горного университета, набрав 13 баллов.

Четвертое место разделили команды Белорусского национального технического университета и Кузбасского государственного технического университета имени Т.Ф. Горбачева, набрав по 12 баллов.

Пятое место также разделили 2 команды – Сибирского Федерального университета (г. Красноярск) и Карагандинского государственного технического университета (Р. Казахстан), набрав по 10 баллов.

Шестое место заняла команда МИСиС, набрав 7 баллов.

Турнир состоял из четырех этапов.

**1 этап. Визитная карточка команды.** Наши ребята самостоятельно подготовили видеоклип об университете, кафедре ГМК, о себе, о достопримечательностях г. Екатеринбурга, выполнив, тем самым, условия конкурса по тематике визитной карточки. Но проиграли один балл, так как представлять команду вышел на сцену только капитан (Алексей Семёнов). А надо выйти всем составом и каждому что-то прокомментировать по ходу видеоклипа. Таким образом, мы заработали 4 балла из 5 возможных.

**2 этап. Защита кейса.** Домашнее задание по решению машиностроительного кейса, предложенного ОАО «БЕЛАЗ», заключалась в следующем:

При разгрузке карьерного самосвала БЕЛАЗ-75131 в углевозном исполнении при достижении определенного угла подъема платформы происходит массовое смещение груза без ссыпания в заднюю часть кузова. Центр тяжести груза оказывается за осью опрокидывания, что приводит к самопроизвольному подъему (запрокидыванию) платформы (эффект качелей). Данный эффект приводит к возникновению ударных нагрузок в системе опрокидывающего механизма, что способствует преждевременному выходу из строя телескопических цилиндров подъема платформы и несущих элементов кузова. Необходимо предложить варианты решения данной проблемы.

Здесь мы получили 5 баллов и 5 возможных. У судейской комиссии к нашему решению не было замечаний, а наоборот – нашу команду похвалили за самое рациональное решение, которое завод примет к реализации. Кейс представляли Настя Соколкина и Алексей Семёнов, и сделали они это четко, грамотно и красиво!

**3 этап. Машиностроительный брейн-ринг.** Здесь были заданы вопросы по конструктивному исполнению, техническим и технологическим особенностям различных марок автомобилей БЕЛАЗ. Здесь наша команда заработала 3 балла.

**4 этап. Интеллектуально-развлекательный марафон.** И тут мы заработали 3 балла.

На 3-ем и 4-ом этапах турнира были важны такие качества как быстрота реакции, сообразительность, зрительная память и правильность ответов. И здесь отличились Николай Дябин, Илья Бойко и Вячеслав Вакулин. Особенно радовало то, что на последний вопрос турнира быстрее среагировал и поднял флажок (это сигнал жюри, что команда знает ответ) Николай Дябин, а Вячеслав Вакулин дал правильный ответ, чего не хватает на представленном изображении БЕЛАЗа – ЛЕСНИЦЫ! Это было очко в отрыв!

В 2019 году планируется проведение аналогичного международного турнира «BELAZ-CHALLENGE» среди технических вузов. Надеемся на победу в данном турнире.

Далее в планах открыть учебный класс ОАО «БЕЛАЗ» на базе Уральского государственного горного университета.

#### **Список литературы**

1. Официальный сайт компании «БЕЛАЗ-ХОЛДИНГ». Режим доступа: <http://www.belaz.by> , дата обращения 11.03.2019.

2. <http://www.btlogistic.ru/about/>

3.

[http://tdbelaz.ru/index.php?option=com\\_content&view=article&id=320:belaz-otkryl-na-urale-sovremennyj-centr-tehnicheskoy-podderzhki-&catid=1:novosti-i-sobytiya&Itemid=117](http://tdbelaz.ru/index.php?option=com_content&view=article&id=320:belaz-otkryl-na-urale-sovremennyj-centr-tehnicheskoy-podderzhki-&catid=1:novosti-i-sobytiya&Itemid=117)

## **АНОНС**

### **О безцапфовых мельницах**

Модернизация традиционных мельниц в безцапфовые предполагает при сохранении диаметра мельницы удлинение ее барабана, т.е. увеличение рабочего объема. Увеличение рабочего объема дает рост производительности. Производительность мельницы прямо пропорциональна рабочему объему при прочих неизменных условиях (крупность питания, частота вращения барабана, физико-механические свойства перерабатываемого материала). Зависимость установлена многими исследованиями обобщенными проф. д.т.н. Олевским В.А. и другими исследователями и практиками-проектировщиками специалистами горных предприятий.

Производители дают техническую характеристику мельниц, где часто указывается диапазон производительности. Диапазон производительности - поскольку мельница предлагается для различных условий применения (трудно-измельчаемые и легко-измельчаемые руды, различная крупность питания, которая кроме того зависит от стадии измельчения, в которую устанавливается мельница и т.п.).

Практика модернизации мельницы с решеткой МШР-2700х2100 в безцапфовую МШР-2700х4000 подтвердила зависимость производительности от рабочего объема. При производительности 8-10 т/час после модернизации получена производительность более 20 т/час.

## **Машины и оборудование для открытых и подземных горных работ**

***Чтобы в недра проникнуть глубже,  
Чтобы вскрыть любой карьер,  
С ними быть в глубокой дружбе  
Каждый должен инженер!***

Доц. П.А. Жиганов

УДК 622 – 1:[658. 512. 2:331.101.1]

**ПРИЧИННО-СЛЕДСТВЕННЫЙ АНАЛИЗ ФАКТОРОВ,  
ВЛИЯЮЩИХ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЭКСПЛУАТАЦИИ  
ЭКСКАВАТОРОВ В УСЛОВИЯХ РУДНЫХ КАРЬЕРОВ ЮЖНОГО  
УРАЛА**

**Великанов В.С.** доцент, канд. техн. наук, профессор,  
ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный технический университет  
им. Г.И. Носова», г. Магнитогорск

*Представлен причинно-следственный анализ факторов, влияющих на эффективность функционирования карьерных экскаваторов в условиях рудных карьеров*

*Ключевые слова: нагрузки, факторы, экскаватор, эффективность*

**CAUSAL ANALYSIS OF FACTORS AFFECTING THE EFFICIENCY  
OF OPERATION OF EXCAVATORS IN THE CONDITIONS OF ORE  
QUARRIES OF THE SOUTHERN URALS**

**Velikanov V. S.**

*The cause-and-effect analysis of the factors influencing efficiency of functioning of career excavators in the conditions of ore pits is presented*

*Keywords: loads, factors, excavator, efficiency*

В Российской Федерации в эксплуатации на горнодобывающих предприятиях находится порядка 180 механических лопат отечественного производства заводов «ИЗ-КАРТЕКС» и ПАО «Уралмашзавод» с ковшами вместимостью 12-32 м<sup>3</sup>, а также около 20 экскаваторов с ковшами 35-55 м<sup>3</sup>. Примерно 300 карьерных гидравлических экскаваторов с ковшами 12-45 м<sup>3</sup> зарубежных компаний Komatsu Mining Germany (KMG), Liebherr, Hitachi, Caterpillar, P&H, Taiyuan HM Group [1]. Увеличение объемов добычи полезных ископаемых открытым способом во многом зависит от эффективной и высокопроизводительной работы основного технологического оборудования, поэтому исследования направленные на установление причинно-следственных связей, влияющих на эффективность функционирования карьерных экскаваторов, несомненно, актуальны.

Понятие «риск» подразумевает вероятностный характер некоторого события или явления. Под словом «риск» подразумевается вероятность получения неблагоприятного результата действия.

Риски отказов фигурируют в стандартах и методах анализа рисков в следующих областях: в технологических системах – стандарты группы ГОСТ Р 51901 «Менеджмент риска» и методы анализа видов и последствий отказов, анализа «дерева событий» и «дерева неисправностей», структурной схемы надежности, Марковские методы; в информационной безопасности [2].

В РД 03-418-01 «Методические указания по проведению анализа риска опасных производственных объектов» дано определение технического риска – вероятности отказа технических устройств с последствиями опре-

деленного уровня (класса) за определенный период функционирования опасного производственного объекта [3].

Риск возникает при следующих необходимых и достаточных условиях: существование фактора риска (источника опасности); присутствие данного фактора риска в определенной, опасной (или вредной) для объектов воздействия мере; подверженность (чувствительность) объектов воздействия к факторам опасностей.

Схематичное представление возможного состояния технического устройства в процессе эксплуатации представлено на рисунке 1 [4].

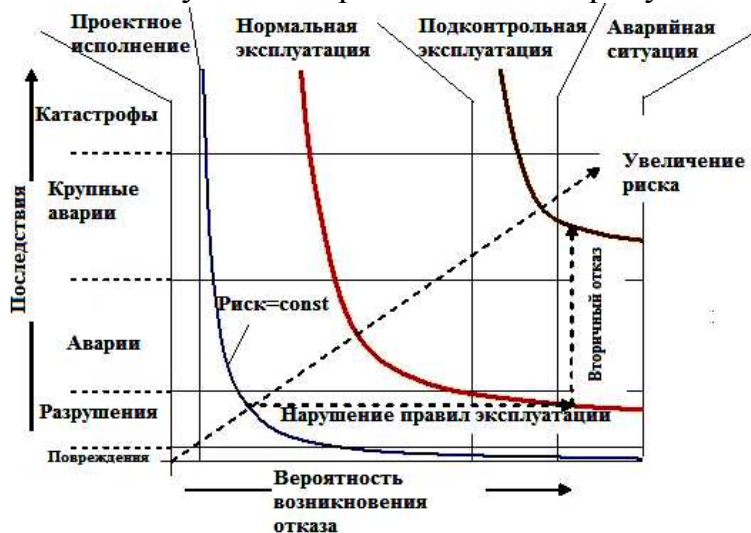


Рисунок 1 – Вероятность отказа в процессе жизненного цикла оборудования

В работе [5] проведен анализ различных подходов к определению риска. Теория катастроф применяет термин «риск» для описания аварий и стихийных бедствий. В теории надежности риск – это вероятность отказа.

Отказы разделяют на две группы: внезапные - отказы, характеризующиеся скачкообразным изменением значений одного или нескольких заданных параметров объекта, и постепенные - отказы, характеризующиеся постепенным изменением значений одного или нескольких заданных параметров объекта.

Внезапному отказу не предшествует направленное изменение какого-нибудь из наблюдаемых эксплуатационных параметров объекта, в связи с чем, прогнозирование момента возникновения внезапного отказа практически невозможно. Причины такого отказа – поломки, деформация, потеря герметичности, разрыв элементов оборудования (деталей и сборочных единиц).

Внезапные отказы возникают в результате действия различных факторов, поэтому место и время их проявления установить практически невозможно, в результате чего этот вид отказов вызывает повреждения других объектов, работающих в системе. Восстановление объекта после аварийной поломки сопровождается привлечением максимального количества ресурсов (трудовых, материальных).

Постепенные отказы зависят в основном от продолжительности и условий эксплуатации оборудования, от конкретных уровней нагрузок. Возникают они вследствие постепенных изменений характеристик составных элементов оборудования (детали, сборочные единицы) за счет старения и износа.

В исследованиях [6] дано определение понятия риска возникновения аварийной ситуации, который представляет собой меру опасности, характеризующую возможность (вероятность) возникновения аварийной ситуации на карьерном экскаваторе и величину ущерба от ее последствий за определенный промежуток времени.

В исследованиях [7], решена актуальная задача построения модели оценки возможности появления отказов одноковшового гидравлического экскаватора и выявления категории этих отказов. Это позволит оперативно найти «слабые точки» в гидравлической системе гидроэкскаватора и при необходимости провести дополнительные мероприятия или скорректировать план технического обслуживания.

На процесс возникновения и развития рисков отказов при эксплуатации карьерных экскаваторов оказывает влияние множество факторов и условий: отказы в работе систем и агрегатов вследствие их конструктивных недостатков, низкого качества изготовления; нарушения инструкции по эксплуатации, в том числе превышение проектных нагрузок при эксплуатации; ошибки машинистов и обслуживающего персонала; внешние воздействия и пр.

Многообразие факторов, являющихся причиной отказов карьерных экскаваторов как сложных технических систем, не позволяет составить их абсолютно полный перечень. Отказы могут происходить по довольно тривиальным причинам, например, неправильной сборки элементов, плохого контакта проводников и т.п. Наиболее частой причиной отказов являются дефекты второстепенных деталей оборудования. Искомые неисправности могут быть классифицированы в зависимости от характера разрушающего воздействия (химическое, термическое, механическое, электрическое) и вида разрушения: ползучесть, коррозия, усталостные трещины и пр. [8, 9].

Количество производственных ошибок, являющихся причиной отказов, может быть уменьшено за счет качественного технологического контроля. Нарушения технологии в процессе сборки - особая причина отказов.

Причинные взаимосвязи возникновения отказов карьерных экскаваторов устанавливаются, например, при помощи метода деревьев событий (деревьев отказов) или диаграмм Исикавы в виде графических логических построений, которые затем подвергается количественному и качественному анализам. Данный метод является логическим методом локализации наиболее опасных участков системы.

При построении дерева отказов выявляются комбинации отказов оборудования, ошибок персонала и внешних (природных или техногенных) воздействий, приводящих к основному событию (аварийной ситуации).



Метод используется для определения возможности возникновения аварийной ситуации и расчета ее вероятности (на основе задания вероятностей исходных событий) (рис. 2) [10].

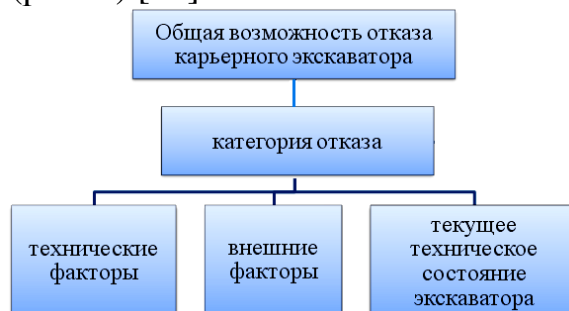


Рисунок 2 – Общая возможность отказа карьерного экскаватора

Современные карьерные экскаваторы, применяемые на открытых горных работах, представляют собой высокопроизводительные крупногабаритные электромеханические системы. Целесообразно при установлении категории отказа, с позиций системного анализа, электромеханическое оборудование карьерного экскаватора рассматривать как систему, состоящую из двух подсистем: механической и электрической. Вычисления параметров надежности карьерных экскаваторов проводились в обезличенной форме с целью установления законов распределения наработки до отказа электромеханической системы карьерных экскаваторов. В результате установлено, что для всех подсистем закона распределения наработки на отказ – экспоненциальный (таблица 1, рис. 3, 4) [10, 11].

Таблица 1 – Параметры закона распределения наработки на отказ электромеханической системы карьерных экскаваторов [10]

Элементы системы	Время наблюдения t, ч	Количество случайных величин в ряде	Интенсивность отказов $\lambda \cdot 10^{-3}$ , 1/ч	Средняя наработка на отказ $t_0$ , ч	Закон распределения
Механическая	17520	627	30,3	32,9	Экспоненциальный
Электрическая	17520	640	78,1	12,8	Экспоненциальный

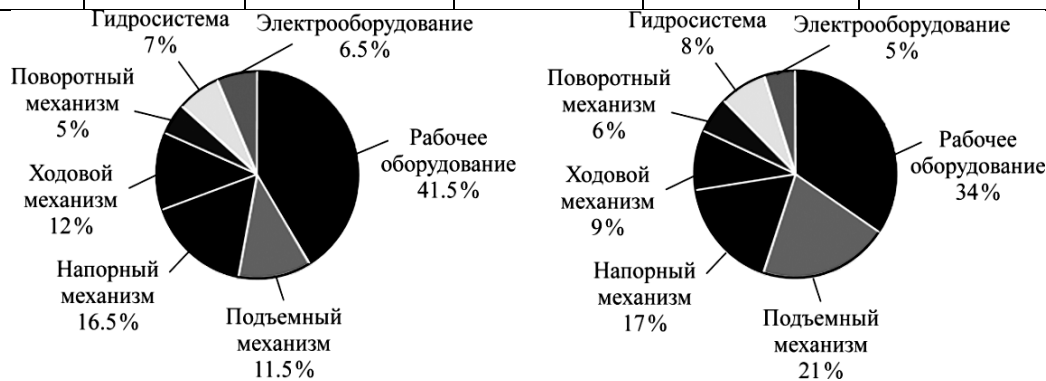


Рисунок 3 – Распределение отказов карьерных экскаваторов по узлам за 2010-2015 гг. в условиях рудных карьеров Южного Урала



*Рисунок 4– Структура отказов металлоконструкций карьерных экскаваторов в условиях рудных карьеров Южного Урала*

Анализ отказов экскаватора по узлам позволяют определить наименее надежные элементы в электромеханической системе экскаватора и дать рекомендации по совершенствованию применяемых систем ТО и Р, основной целью которых является предупреждение отказов и связанных с ними внеплановых простоев.

Изучение условий и характера эксплуатации карьерных экскаваторов, анализ статистических данных и научно-технической литературы позволили выявить ряд факторов, оказывающих значительное влияние на техническое состояние экскаваторов.

В качестве подхода, позволяющего распределять причины в логической последовательности при анализе факторов, влияющих на ухудшение функциональных характеристик карьерного гусеничного экскаватора в течение его эксплуатации, использована причинно-следственная диаграмма (диаграмма Исикавы).

При анализе выявляются и фиксируются все факторы, даже те, которые кажутся незначительными. Идентификация факторов возможных причин ухудшения функциональных характеристик карьерного гусеничного экскаватора, к ним отнесены такие факторы, как «машина - карьерный экскаватор», «персонал - машинисты экскаваторов», «материалы» и «внешняя среда» а также вторичные причины, составляющие этих факторов. Причины могут быть в конструкции и характеристиках карьерного экскаватора, в его возрасте, сроке эксплуатации, текущем техническом состоянии экскаватора и т.д. Причины частых аварийных отказов могут объясняться действиями и квалификацией машинистов экскаваторов, которые выполняют функции по экскавации горной массы, а также ремонтников, обслуживающих горную машину. Эксплуатация карьерной техники происходит в разных природно-климатических, горно-геологических условиях, поэтому фактор внешней среды, безусловно, является определяющим, как и организация ведения горных работ, качество подготовки забоя и горной массы и др.

Все факторы по вкладу в интенсификацию выработки ресурса карьерным экскаватором и участию в этом процессе машиниста можно разделить на три группы:

- 1) с минимальным влиянием машиниста на выработку ресурса: влияние окружающей среды, горно-геологические и горнотехнические условия;
- 2) с ощутимым влиянием машиниста на выработку ресурса: качество подготовки забоя и горной массы, техническое состояние экскаватора;
- 3) с решающим влиянием машиниста на выработку ресурса: управление экскаватором, которое непосредственно зависит от машиниста, и др.

### Список литературы

1. Комплексная оценка факторов, определяющих наработку экскаваторов ЭКГ новой продуктовой линейки производства ИЗ-КАРТЭКС / Шибанов Д.А., Шишлянников Д.И., Иванова П.В., Иванов С.Л. // Горное оборудование и электромеханика, 2015. - № 9. - С. 3-9.
2. Васильева Т.Н. Разработка метода анализа и обработки рисков отказов сложных многокомпонентных систем: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.13.01 / Васильева Татьяна Николаевна. – Москва, 2013. – 20 с.
3. РД-03-418-01. Методические указания по проведению анализа риска опасных производственных объектов. – М.: НТЦ Промышленная безопасность, 2001. – 34с.
4. Хэвиленд Р. Инженерная надежность и расчет на долговечность / Хэвиленд Р. – М.: Энергия, 1966. – 232с.
5. Шаров В.Д. Методология управления риском безопасности полетов на уровне авиапредприятия: дис. ... д-ра техн. наук: 05.22.14 / Шаров Валерий Дмитриевич. – М., 2016. – 398 с.
6. Петров В.Л. Моделирование риска возникновения аварийных ситуаций карьерных экскаваторов / В.Л. Петров, С.Н. Гончаренко, А.С. Парсегов // Горный информационно-аналитический бюллетень. – М.: МГУ, 2012. – №12. – С. 283-292.
7. Мажибрада И. Экспертный анализ степени влияния факторов на возможность появления категории отказа гидравлической системы одноковшового карьерного гидравлического экскаватора / И. Мажибрада // Горный информационно-аналитический бюллетень, 2017. - №9. - С. 220-225.
8. Шибанов Д.А. Влияние факторов эксплуатации карьерных экскаваторов на их техническое состояние / Д.А. Шибанов, С.Л. Иванов, И.Е. Звонарев // Социально-экономические и экологические проблемы горной промышленности, строительства и энергетики: сборник научных трудов 9-й Международной конференции по проблемам горной промышленности, строительства и энергетики. Т. 1. - Минск: БНТУ, 2013. - С. 430-433.
9. Викторова В.С. Модели и методы расчета надежности технических систем / В.С. Викторова, А.С. Степанянц. - Изд. 2-е, испр. - М.: ЛЕНАНД, 2016. - 256 с.
10. Лобур И.А. Об эксплуатационной надежности электромеханических систем карьерных гусеничных экскаваторов / И.А. Лобур, Н.М. Шаулева, А.Г. Захарова // III Всероссийская научно-практическая конференция «Энергетика и энергосбережение: теория и практика». - Кемерово: КузГТУ, 2017. – С. 312(1-8).
11. Великанов В.С. Критерии оценки эффективности эксплуатации карьерных гусеничных экскаваторов / В.С. Великанов, А.А. Шабанов // Освоение минеральных ресурсов Севера: проблемы и решения: труды 9-й международной научно-практической конференции 6-8 апреля 2011 г. / Филитал СПГИ (ТУ) «Воркутинский горный институт». – Воркута, 2011. – С. 254-256.
12. Velikanov V.S. Evaluation and management ergonomic mining machines and complexes based on fuzzy-set approach / V.S. Velikanov // European Science and Technology: 4th International scientific conference. – Munich, 2013. – P. 370-377.
13. Великанов В.С. Тестовые методики и тренажерные средства в системе повышения профессионального мастерства операторов горных машин / В.С. Великанов // Горный журнал. – 2012. – № 9. – С.131-133.
14. Великанов В.С. Разработка алгоритмов нечеткого моделирования для интеллектуальной поддержки принятия решений по определению уровня эргономичности карьерных экскаваторов / В.С. Великанов // Горная промышленность. – 2011. – №5. – С. 64-70.
15. Великанов В.С. Проектирование отечественных мехлопат с учетом требований рынка горной техники и эргономических показателей / В.С. Великанов, К.В. Исмагилов // Горный информационно-аналитический бюллетень. – М.: Изд-во «Горная книга», 2009. – №2. – С. 30-32.

УДК 622 – 1:[658. 512. 2:331.101.1]

## **РЕАЛИЗАЦИЯ РАСЧЕТНОЙ МОДЕЛИ И КОНСТРУКЦИИ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА КАБИНЫ КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА**

**Великанов В.С.**, доцент, канд. техн. наук, проф., **Козырь А.В.**, канд. техн. наук, доцент, **Панфилова О.Р.**, канд. техн. наук, доцент  
ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный технический университет  
им. Г.И. Носова», г. Магнитогорск

*Представлена разработка расчетной модели механизма подъема кабины карьерного экскаватора, которая представляет собой параметрическую модель в программе Autodesk Inventor*  
**Ключевые слова:** модель, кабина, обзорность, эффективность

## **IMPLEMENTATION OF CALCULATION MODELS AND THE DESIGN OF THE MECHANISM OF THE CABIN LIFT EXCAVATOR**

**Velikanov V. S., Kozyr A.V., Panfilova O.R.**

*Development of the design model of the mechanism of lifting of a cabin of the career excavator which represents parametric model in the Autodesk Inventor program is presented*  
**Keywords:** model, cabin, visibility, efficiency

### **Введение**

Совершенствование методов по определению обзорности, освещенности рабочих пространств и компоновки рабочего места оператора, как составляющих управляемости экскаватора определяется необходимостью в поддержании конкурентоспособности отечественных образцов экскаваторной техники. Решение задачи по управлению эргономическими показателями качества карьерных экскаваторов, построенное на оптимизации показателей управляемости и обитаемости, несомненно, актуально.

Обзорность – один из основных эргономических показателей управляемости карьерного экскаватора, влияющая на информационную поддержку и подготовку машиниста экскаватора к принятию решений. В общем случае под обзорностью понимают конструктивное свойство, характеризующее объективную возможность и условия восприятия машинистом визуальной информации, необходимой для безопасного и эффективного управления горной машиной. Качество обзорности и видимости заданных объектов наблюдения с рабочего места машиниста карьерного экскаватора зависит от положения кабины относительно стрелы и кузова, площади остекления, размеров стекол, ширины и числа перемычек.


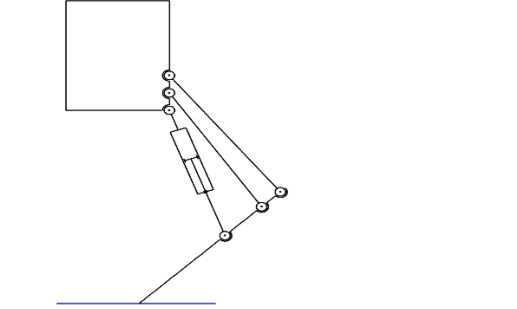

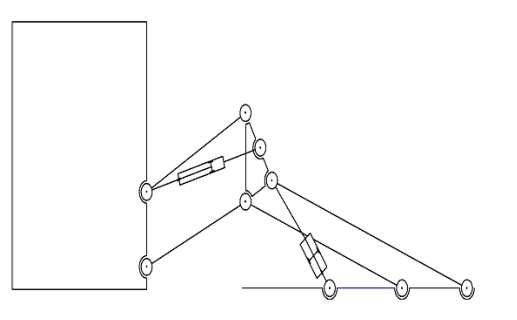

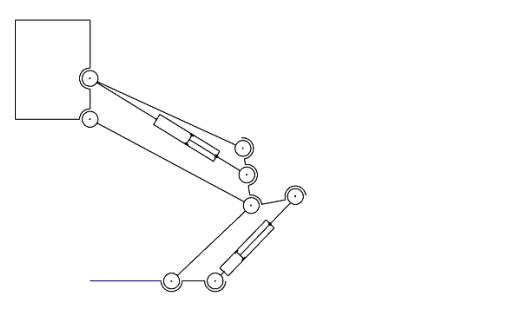

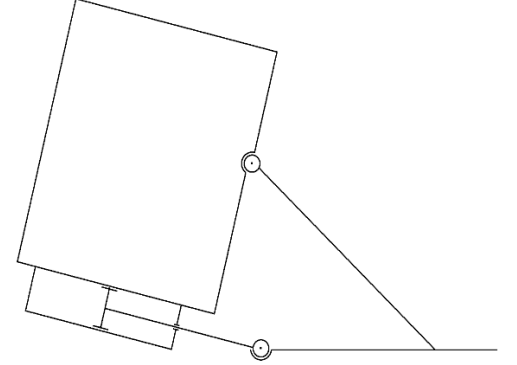
### **Анализ существующих подъемников кабин**

Необходимо отметить, что техническое решение подъема и опускания кабины экскаватора уже используется компаниями Caterpillar (в моделях МН3049, МН3059 и 330D МН), концерном Volvo (в модели ЕС480D с функцией Step Safe Cab), а также в перегружателях, произведенных на основе колесных гидравлических экскаваторов строительного типа. Пред-

ставленные модели – это строительные экскаваторы малого класса, у которых масса кабины находится в пределах до 500 кг (табл. 1).

Проведя анализ существующих конструкций подъемников кабин, можно сделать следующий вывод, в основном в их конструкциях используется параллельные рычаги, которые обеспечивают только поступательное движение, для изменения угла и вращательного движения используют гидрочиллиндры.

Таблица 1 - Существующие подъемники кабин

Тип оборудования	Общий вид	Кинематическая схема подъема кабины
Hitachi ZX240LC-5G		
Volvo EC480D		
Caterpillar MH3049		
КС-54712		

Нами реализована новая конструкция механизма подъема кабины карьерного экскаватора, которая позволяет повысить эффективность использования экскаваторов за счет изменения положения кабины, как в вертикальной плоскости, так и в горизонтальной, а также изменяя длину рычагов имеется возможность изменять угол наклона кабины. За основу принято использование подъемника сопряженно-рычажного типа.

Механизм состоит из опорного основания, на котором закреплены два параллельно расположенных ножничных механизма, состоящие из перекрещивающихся рычагов, подъемной платформы, на которой может быть установлена модульная кабина и несколько гидроцилиндров. Управление перемещением кабины осуществляется с помощью смонтированного в ней выносного пульта.

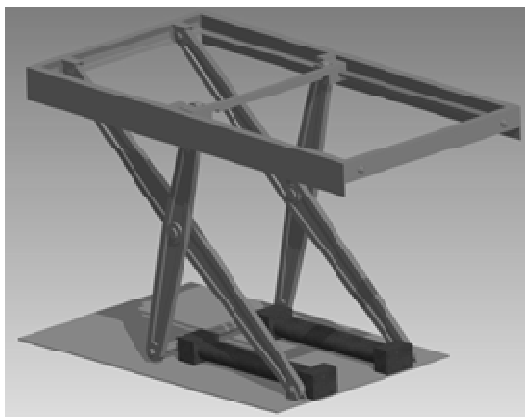


Рисунок 1 – Механизм подъемника кабины сопряженно-рычажного типа

### **Кинематический анализ механизма**

Для кинематического анализа необходимы следующие данные:  $H$  – максимальная высота платформы;  $L$  – длина кабины;  $B$  – ширина кабины;  $G_k$  – вес кабины;  $h$  – минимальная высота платформы.

В качестве первоначальных данных приняты характеристики кабины карьерного экскаватора ЭКГ-5А, а именно:  $m=1100$  кг;  $G_k=10791$  Н;  $L=2,4$  м;  $B=1,35$  м.

Зададим характеристики механизма подъема кабины:  $H=2$  м;  $h=0,25$  м;  $E=1$  м.

Для начала реализуем кинематические схемы механизма в верхнем (рис. 2) и нижнем положениях (рис. 3), предварительно приняв, что гидроцилиндр устанавливается в наклонном положении.

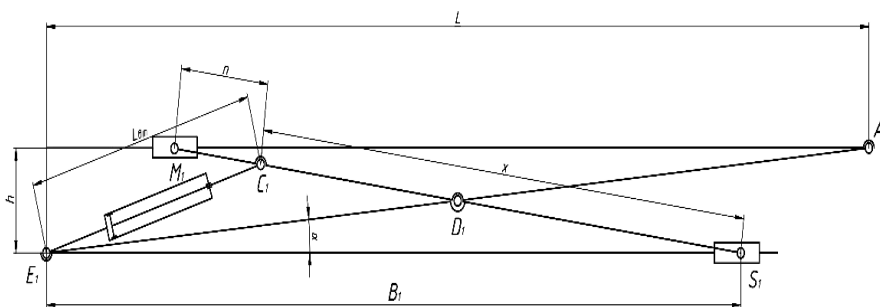


Рисунок 2 – Кинематическая схема платформы в сложенном состоянии

Используя, данные кинематических схемах установлена функция вылета платформы:

$$E = f(l_1, h, H, L). \quad (1)$$

где  $l_1$  – длина рычага, м;  $h$  – минимальная высота подъема платформы, м;  $H$  – максимальная высота подъема платформы, м;  $L$  – длина кабины, м.

Из выражения (1) получим зависимость:

$$E = \left( \sqrt{l_1^2 - h^2} \right) - \left( \sqrt{l_1^2 - H^2} \right). \quad (2)$$

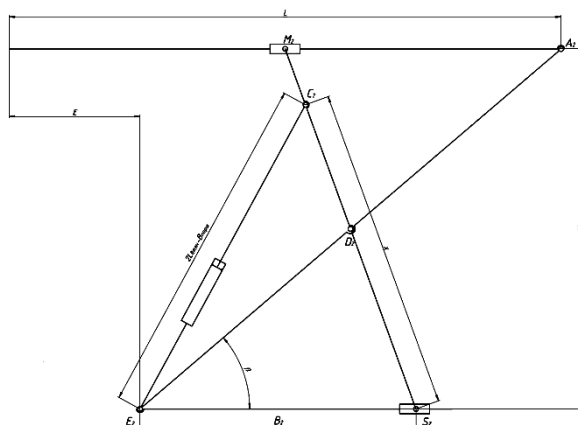


Рисунок 3 – Кинематическая схема платформы в разложенном состоянии

Максимальную высоту выражаем следующим образом:

$$H = \left( \sqrt{l_1^2 - \frac{L^2}{4}} \right) - h. \quad (3)$$

Длину звеньев определим, выразив ее из формулы (3):

$$l_1 = \sqrt{H^2 + h^2 + \frac{L^2}{4}}, \quad (4)$$

$$l_1 = \sqrt{2^2 + 0,25^2 + \frac{2,4^2}{4}} = 2,35 \text{ м.}$$

Так как, используются одинаковые рычаги, то  $l_2=2,35$  м.

Определим вылет, подставив значение  $l_1$  в формулу (2):

$$E = \left( \sqrt{2,346^2 - 0,25^2} \right) - \left( \sqrt{2,346^2 - 2^2} \right) = 1,11 \text{ м.}$$

При данных параметрах требуемый вылет обеспечивается.

Установим геометрию верхнего и нижнего положения:

$$B_1 = \sqrt{l_1^2 - h^2}. \quad (5)$$

где  $B_1$  – расстояние между нижними осями в сложенном положении механизма, м.

$$B_1 = \sqrt{2,346^2 - 0,25^2} = 2,33,$$

$$B_2 = \sqrt{l_1^2 - H^2}. \quad (6)$$

где  $B_2$  – расстояние между нижними осями в поднятом положении механизма, м.

$$B_2 = \sqrt{2,346^2 - 2^2} = 1,23.$$

Для нахождения углов  $\alpha$  и  $\beta$  воспользуемся геометрическими формулами ниже:

$$\angle \alpha = 180^\circ - 90^\circ - A_1. \quad (7)$$

где  $\alpha$  – угол между рычагом и основанием в сложенном положении механизма.

$$\angle \beta = 180 - 90 - A_2. \quad (8)$$

где  $\beta$  – Угол между рычагом и основанием в поднятом положении механизма.

Углы  $A_1$  и  $A_2$  найдем с помощью зависимостей:

$$\angle A_1 = \sin(\angle A_1) = \frac{B_1}{l_1}, \quad (9)$$

$$\angle A_2 = \sin(\angle A_2) = \frac{B_2}{l_1}. \quad (10)$$

Подставим значения и полученное значение переведем в градусы:

$$\sin(\angle A_1) = \frac{2,333}{2,346} = 0,99,$$

$$\angle A_1 = 0,99446 = 84^\circ,$$

$$\sin(\angle A_2) = \frac{1,226}{2,346} = 0,53,$$

$$\angle A_2 = 0,52259 = 32^\circ.$$

Тогда:

$$\angle \alpha = 180^\circ - 90^\circ - 84^\circ \approx 6^\circ,$$

$$\angle \beta = 180^\circ - 90^\circ - 32^\circ \approx 58^\circ.$$

Ход цилиндра определим геометрически в Autodesk Inventor:

#### ***Расчетная схема для установления хода гидроцилиндра***

Построение расчетной схемы для установления хода происходит подобно кинематической модели, но только более упрощенно.



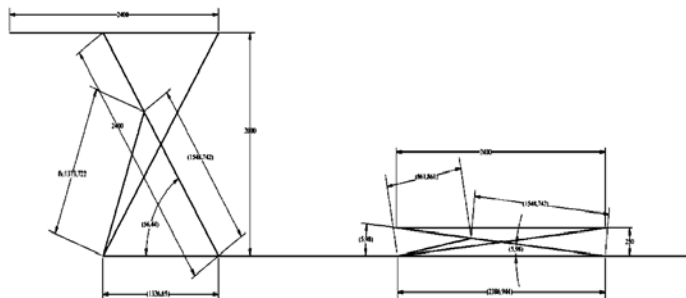


Рисунок 4 – Расчетная схема для установления хода гидроцилиндра механизма при его наклонном расположении

Строим одинаковые отрезки, пересекающиеся в середине. Одна пара отрезков показывает верхнее положение, а другая нижнее. Вверху проводим отрезок параллельно основанию механизма. Важно, чтобы приводное звено не переходило за середину отрезка основания кабины, так как в противном случае конструкция будет ненадежна и приведет к падению кабины.

На одном положении задаем максимальную высоту, на другом минимальную. Значения  $B_1$ ,  $B_2$  и длины звеньев берем из расчета, минимальную и максимальную высоту из заданных параметров. Проводим вдоль одного звена отрезки до точки крепления гидроцилиндров, приравниваем их друг к другу. От оси нижнего звена проводим отрезок до точки крепления. Расчетная схема для установления хода гидроцилиндра, один показывает втянутое положение, другой вытянутое положение цилиндра. Для втянутого, задаем контрольный размер, для выдвинутого задаем размер по формуле:

$$L_{\text{выд}} = 2L_{\text{ст}} - B_{\text{порш}} \quad (11)$$

где  $B_{\text{порш}}$  – ширина поршня ( $B_{\text{порш}}=0,35$  м);  $L_{\text{вт}}$  – длина втянутого гидроцилиндра.

Из схемы видно, что  $x=1,549$  м;  $L_{\text{вт}}=0,86$  м.

$$L_{\text{выд}} = 2 \cdot 0,86 - 0,35 = 1,374 \text{ м.}$$

После чего определяется точка крепления гидроцилиндра.

В итоге ход определяем из разницы значений  $L_{\text{выд}}$  и  $L_{\text{вт}}$ :

$$T_1 = L_{\text{выд}} - L_{\text{вт}} \quad (12)$$

$$T_1 = 1,374 - 0,86 = 0,512 \approx 0,52 \text{ м.}$$

Рассмотрим ещё горизонтальное расположение гидроцилиндра, геометрические параметры будут те же, изменится только ход гидроцилиндра:

$$T_2 = B_1 - B_2, \quad (13)$$

$$T_2 = 2,333 - 1,226 = 1,117 \text{ м.}$$

### Вывод

Кинематическая схема позволяет определить геометрические параметры верхнего и нижнего положения механизма. Эскизная модель в Autodesk Inventor позволяет определить ход гидроцилиндра в наклонном по-

ложении и не только, с помощью неё можно проверить точность геометрических параметров.

### **Список литературы**

1. Великанов, В.С. Критерии оценки эффективности эксплуатации карьерных гусеничных экскаваторов / В.С. Великанов, А.А. Шабанов // Освоение минеральных ресурсов Севера: проблемы и решения: труды 9-й международной научно-практической конференции 6-8 апреля 2011 г. / Филиал СПГГИ (ТУ) «Воркутинский горный институт». – Воркута, 2011. – С. 254-256.

2. Насонов, М.Ю. Оценка долговечности несущих металлоконструкций одноковшовых экскаваторов при разработке взорванных горных пород: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.06 / Насонов Михаил Юрьевич. - Кемерово, 2009. - 325 с.

3. Velikanov, V.S. Evaluation and management ergonomic mining machines and complexes based on fuzzy-set approach / V.S. Velikanov // European Science and Technology: 4th International scientific conference. – Munich, 2013. – P. 370-377.

4. Великанов, В.С. Тестовые методики и тренажерные средства в системе повышения профессионального мастерства операторов горных машин / В.С. Великанов // Горный журнал. – 2012. – № 9. – С.131-133.

5. Великанов, В.С. Разработка алгоритмов нечеткого моделирования для интеллектуальной поддержки принятия решений по определению уровня эргономичности карьерных экскаваторов / В.С. Великанов // Горная промышленность. – 2011. – №5. – С. 64-70.

6. Великанов, В.С. Проектирование отечественных мехлопат с учетом требований рынка горной техники и эргономических показателей / В.С. Великанов, К.В. Исмагилов // Горный информационно-аналитический бюллетень. – М.: Изд-во «Горная книга», 2009. – №2. – С. 30-32.

УДК 622.232.72

## АКТУАЛЬНОСТЬ ИЗБИРАТЕЛЬНОЙ ДОБЫЧИ УГЛЯ

**Габов В.В.**, профессор, **Задков Д.А.**, доцент **Елихин А.С.**, аспирант  
ФГБОУ ВО Санкт-Петербургский горный университет

*Рассмотрены возможности и перспективы избирательного отделения угля от массива при отработке запасов угля фронтальными модульными комплексами. Целью исследований является поиск и обоснование эффективных избирательных способов отделения угля от массива исполнительными органами горных машин с меньшим переизмельчением, удельным расходом энергии и пылеобразованием.*

**Ключевые слова:** уголь, очистной забой, избирательность, производительность, удельные затраты энергии, выемочный модуль, фронтальный модульный комплекс

## THE RELEVANCE OF THE SELECTIVE COAL MINING

**Gabov V.V., Zadkov D.A., Elikhin A.S.,**

*The possibilities and prospects of selective separation of coal from the massif in the development of coal reserves by frontal modular complexes are considered. The aim of the research is to find and substantiate effective selective methods of separating coal from the massif by the Executive bodies of mining machines with less grinding, specific energy consumption and dust formation.*

**Keywords:** coal, breakage face, selectivity, performance, specific energy consumption, the extraction module, the front module complex

В настоящее время технологический процесс подземной добычи угля всегда сопровождался большими затратами людских и материальных ресурсов, а также связан с необходимостью повышения затрат на пылеподавление, дегазацию пластов и проведения мероприятий для повышения полноты выемки угля. Предпочтение отдаётся развитию высоко энерговооруженной выемочной техники для длинных очистных забоев [1], обеспечивающей наибольшую интенсивность добычи, при этом практически нет техники для отработки целиков, малых по размеру участков, некондиционных полей.

Повышение эффективности подземной добычи угля решалось на каждом этапе развития техники и сводилось по существу к следующему:

- повышение производительности горно-выемочных машин;
- улучшение качества добываемого угля по гранулометрическому составу и зольности;
- снижение удельных затрат энергии на отделение полезного ископаемого от массива;
- повышение безопасности горных работ;
- повышение коэффициента извлечения запасов угольных месторождений.

Актуальность решения перечисленных задач сохранилась и в настоящее время.

Современные комбайны и струги отличаются технологичностью и надёжностью, обеспечивают отработку угольных пластов длинными очистными забоями с необходимой интенсивностью и, как считают многие спе-

циалисты, на ближайшее будущее альтернативы им нет. Тем не менее, при сложных горно-геологических условиях интенсивность и устойчивость технологического процесса значительно снижаются [1, 2].

Оценивая процесс добычи угля в очистном забое по затратам энергии на основные и сопутствующие составляющие процесса, приходится констатировать, что только 1-2 % энергии от подводимой к очистному забою тратится на отделение угля от массива крупным сколом. Большая часть энергии (до 60-80 %) расходуется на образование пыли, трение, переизмельчение и другие энергозатраты [3, 4, 8]. В добываемой массе содержится 40% мелких классов угля и из них 10 % пыли. Все это заложено в структуре выемочной машины, является её сущностью и значимо изменить процесс распределения энергии не возможно, не изменяя структуры машины и технологии её работы. Следовательно, необходим поиск более эффективных способов и технических средств отделения угля от массива при подземной добыче угля.

Повышение эффективности отделения угля от анизотропных массивов возможно с использованием избирательных способов обработки забоев, обеспечивающих многократное снижение энергоёмкости процессов отбойки угля, повышение выхода крупных фракций и снижение пылеобразования.

Для уменьшения энергоёмкости процесса добычи угля выемочными машинами при наличии зонной структуры угольных пластов по разрушаемости необходимо осуществлять корректировку параметров процесса добычи в соответствии с параметрами этих зон [5, 8]:

- устанавливать геометрические параметры локальных забоев по длине лавы;
- устанавливать параметры срезов, их последовательность по мощности пласта в соответствии с его структурой;
- корректировать способы обработки забоев с изменением параметров зон по мере подвигания забоя по длине столба;
- регулировать режимы работы выемочных машин в соответствии с изменением физико-механических свойств пластов по зонам.

Следовательно, способ отделения угля от массива должен быть избирательным по геометрическим, кинематическим и динамическим параметрам.

Переход к избирательным способам отделения угля от массива может быть осуществлен при использовании очистных механизированных комплексов новых структур и возможностей, в частности, комплексов фронтальных модульного исполнения (КФМ) [6]. Выемочной машиной в КФМ являются унифицированные выемочные модули (УВМ) [7]. Они предназначены для фронтальной отработки пластов избирательными способами как длинными, так и короткими забоями, которые могут оснащаться исполнительными органами статического, динамического или комбинированного действия.

УВМ состоит из следующих элементов (рис.1) [5]: опорной базы в виде секции механизированной крепи – 1, поворотной турели – 2, манипулятора – 3, конвейероструга – 4, поворотного устройства – 5, козырька со скальвателем – 6 и быстросъемного исполнительного органа – 7 статического или статико-динамического действия, в зависимости от крепости разрушаемого массива.

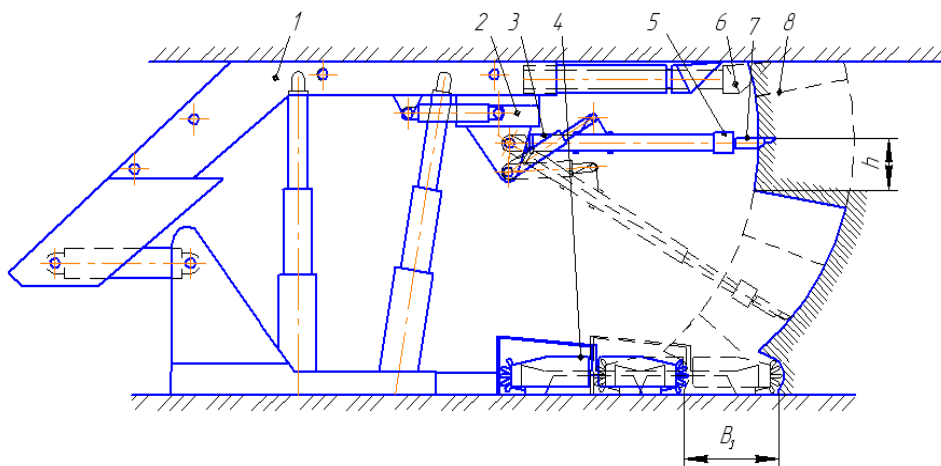


Рис. 1. Унифицированный выемочный модуль

Особенностью этих агрегатов является размещение УВМ на каждой секции механизированной крепи, через секцию, или на специальной базе. Такие модули могут осуществлять отделение угля от массива с толщинами среза от 80мм до 300мм. Опора на секции механизированной крепи и использование гидропривода обеспечивают устойчивость режимов работы УВМ при передаче значительных по величине сил скалывания (в случае присечки породы). При этом стопорные режимы работы не являются для них аварийными.

КФМ реализуют фронтальный способ отделения угля от массива с одновременной обработкой лавы параллельными заходками. УВМ разрушает массив локального забоя избирательными сколами по плоскостям, разделяющим слои пласта, одновременно по всей ширине очистного забоя в направлении продвижения фронта лавы. Схема расположения сколов по мощности пласта выбирается исходя из структуры пласта и требований снижения энергоемкости процесса за цикл, устойчивости технологического процесса и недопущения выхода негабаритных кусков. Верхняя часть пласта скалывается скалывающим козырьком, а нижняя подрезается конвейеростругом, регулируемым по границе «почва-пласт».

Основное достоинство УВМ – способ выбора места опережающего вруба и последовательности осуществления последующих срезов. Снижение удельной энергоемкости достигается увеличением толщины срезов  $h$  до 80...100 мм [6, 8].

Производительность фронтальных модульных комплексов кратна количеству выемочных модулей в комплексе, а модульная компоновка более универсальна. Такая компоновка позволяет применять их не только в

длинных очистных забоях с высокой интенсивностью очистных работ, но и в коротких забоях при отработке целиков или при отработке не технологичных участков в сложных горно-геологических условиях.

**Выводы:**

1. Современные очистные комбайновые и струговые механизированные комплексы осуществляют сплошную обработку забоя независимо от горно-геологических условий и прочностных свойств угольных пластов, в них не заложены свойства адаптивности к изменяемым условиям.

2. Альтернативой современной технологии может быть избирательная технология обработки забоя, адаптивная к изменяющимся в широком диапазоне горно-геологическим условиям и проявлениям прочностной анизотропии угольных пластов.

3. Являются актуальными разработка и создание УВМ избирательного действия.

4. Применение данной технологии позволяет на одной базе изготавливать агрегаты, как для длинных, так и коротких очистных забоев, что позволяет вести отработку целиков и забалансовых запасов угля.

#### **Список литературы**

1. Стебнев А.В., Мухортиков С.Г., Задков Д.А. Анализ работы очистных механизированных комплексов в условиях шахт АО «СУЭК-Кузбасс» // Сборник трудов научно-практической конференции "Инновации и перспективы развития горного машиностроения и электромеханики: IPDME-2017". – СПб: СПГУ, 2017.– С. 84-89.

2. Stebnev A.V., Zadkov D.A., Gabov V.V., Mukhortikov S.G., Analysis of operation of powered longwall systems in mines of SUEK-Kuzbass / Eurasian mining, № 2, 2017. pp. 28 - 32. DOI: 10.17580/em.2017.02.07.

3. Позин Е.З. Меламед В.З. Тон В. В. Разрушение углей выемочными машинами – М.: Недра, 1984. -288с.

4. Докукин А.В., Фролов А.Г. Совершенствование машин для добычи угля на основе положений кинетической теории прочности // Науч. тр./ ИГД им. А.А. Скочинского. – 1997. – Вып.149. – С.33-41.

5. Габов В.В., Кустриков Э.В., Задков Д.А. Особенности метода выбора параметров исполнительного органа унифицированного модуля / Современные проблемы науки и образования. – 2015. – №1-2. – С. 94.

6. Gabov V. V. , Zadkov D. A., Energy-saving modular units for selective coal cutting / Eurasian mining , № 1, Т, 2016. С 37 - 40.

7. Кустриков Э.В., Габов В.В., Задков Д.А. Особенности конструкции и технологии работы унифицированного выемочного модуля для добычи калийной руды / Современные проблемы науки и образования.– 2015. – №1-2. – С 95 - 96.

8. Лагунова Ю.А., Комиссаров А.П., Шестаков В.С. и др. Машиностроение. Энциклопедия. Горные машины. М.: Машиностроение. Т. IV-24. – 2011.– 496 с.

УДК: 622.331: 622.271.9

## **АНАЛИЗ ФАКТОРОВ ВЫБОРА ПОЛЕВОГО ТОРФЯНОГО ДРОБИЛЬНО-СЕПАРАЦИОННОГО КОМПЛЕКСА**

**Гарифуллин Д.Р.**, аспирант

Санкт-Петербургский горный университет, г. Санкт-Петербург, Россия

*Статья посвящена выделению и анализу основных факторов, определяющих качество измельчаемого торфяного сырья в полевых условиях. Рассмотрена классификация факторов влияния и указаны перспективные направления разработки оборудования для измельчения.*

**Ключевые слова:** торфяное сырьё, полевая добыча, измельчение, параметры измельчителя торфяного сырья

## **THE ANALYSIS OF FACTORS OF FIELD PEAT CRUSHING AND SEPATATING COMPLEX**

**Garifullin D.R.**

*The article is devoted to the selection and analysis of the main factors determining the crushed peat raw materials quality in the field. The classification of influencing factors is considered and the promising directions of the grinding equipment development are indicated.*

**Keywords:** peat raw material, field extraction, grinding, parameters of peat grinding machine

При выемке из залежи торфяное сырьё характеризуется натуральной влажностью и частично нарушенной структурой при срезании стружки с откоса карьера ковшем экскаватора [1, 2]. Измельчение – одна из энергоёмких технологических операций при подготовке исходного сырья для использования в различных видах производства [3]. Процесс измельчения торфяного сырья естественной влажности является одним из важнейших этапов в технологии добычи торфяного сырья и получении из него готовой продукции.

При разрушении грунтов и горных пород, включая и торф, основным требованием является производительность. Основной целью послойно-поверхностного фрезерования (разрушения) экскавированного и частично разрушенного торфяного сырья является стружкообразование, включающее в себя получение стружки материала определенных размеров [4]. Энергоемкость процесса характеризуется величиной усилия на резце или величиной удельной работы, необходимой для превращения в стружку единицы объема торфяного сырья, и определяется толщиной стружки и формой рабочего элемента.

Эффективность функционирования измельчителя торфяного сырья зависит от большого количества факторов, в той или иной степени влияющих на процесс измельчения. Критерии выбора оборудования можно сгруппировать в три категории [5]:

- производственный критерий;
- размерно-массовые и прочностные параметры торфяного сырья;
- параметры оборудования.

Факторы, определяющие эффективность процесса и качество измельчаемого торфяного сырья с учетом различных сторон этого процесса, можно классифицировать по ряду показателей [6]:

1. Технологические:
  - 1.1. Технологические свойства торфяного сырья:
    - 1.1.1. влажность;
    - 1.1.2. ботанический состав;
    - 1.1.3. степень разложения торфа.
  - 1.2. Физико-механические свойства торфяного сырья:
    - 1.2.1. предел прочности на сдвиг;
    - 1.2.2. модуль деформации;
    - 1.2.3. коэффициенты внешнего и внутреннего трения (сцепления);
    - 1.2.4. адгезия.
  - 1.3. Размерно-массовые параметры торфяного сырья:
    - 1.3.1. насыпная плотность;
    - 1.3.2. размер частиц торфяного сырья;
    - 1.3.3. размер частиц древесных включений;
    - 1.3.4. структура торфяного сырья.
  - 1.4. Загрузка приемного бункера измельчителя:
    - 1.4.1. величина подачи торфяного сырья;
    - 1.4.2. скорость подачи материала в бункер;
    - 1.4.3. время пребывания торфяного сырья в бункере.
  - 1.5. Степень измельчения торфяного сырья:
    - 1.5.1. размер частиц измельченного торфяного сырья;
    - 1.5.2. равномерность гранулометрического состава измельченного торфяного сырья;
    - 1.5.3. насыпная плотность измельченного торфяного сырья;
    - 1.5.4. проходимость торфяного сырья через измельчитель.
  - 1.6. Степень сепарации (дробления) древесных включений:
    - 1.6.1. размер частиц измельченных древесных включений;
    - 1.6.2. размер частиц отсепарированных древесных включений.
2. Механические:
  - 2.1. Динамические:
    - 2.1.1. масса барабана измельчителя-сепаратора;
    - 2.1.2. момент инерции барабана;
    - 2.1.3. скорость режуще-сепарирующих рабочих органов измельчителя (ножи, резцы)
  - 2.2. Привод измельчителя:
    - 2.2.1. тип привода;
    - 2.2.2. требуемая мощность;
    - 2.2.3. частота вращения.
3. Конструктивные:
  - 3.1. Конструктивно-технологическая структура измельчителя-сепаратора:



- 3.1.1. мобильный, стационарный;
- 3.1.2. размеры и форма приемного бункера и барабана;
- 3.1.3. расположение барабана (вертикальное и горизонтальное);
- 3.1.4. место отвода измельченного материала и отходов сепарации;
- 3.1.5. адаптивность к изменению начальных параметров торфяного сырья.
- 3.2. Конструкция рабочего органа измельчителя-сепаратора:
  - 3.2.1. режущие элементы (ножи, резцы): количество, способ размещения на барабане, геометрические параметры, масса;
  - 3.2.2. металл режущих элементов;
  - 3.2.3. решето барабана: размеры отверстия (тип отверстий, живое сечение);
  - 3.2.4. сепарирующее устройство.
- 4. Экономические:
  - 4.1. капитальные затраты;
  - 4.2. эксплуатационные расходы.

На стадии обоснования и выбора типа измельчительного оборудования при полевой добыче торфяного сырья [7] следует учесть основные факторы, определяющие качество измельченного материала: энергетические и геометрические характеристики рабочего органа; способ подачи исходного материала и отвода готового продукта и отходов, степень измельчения.

### **Список литературы**

1. Mikhailov, A. V.; Kremcheev, E. A.; Nagornov, D. O. Mechanisation of extraction of peat from undrained deposit. / Journal of Mining Institute, [S.l.], v. 196, nov. 2012. p. 256-260.
2. A V Mikhailov et al 2017, Excavating and loading equipment for peat mining. IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci. 87 022014.
3. Елисеев М. С., Загоруйко М. Г., Рыбалкин Д.А. Анализ факторов, влияющих на эффективность процесса измельчения // Агарный научный журнал. Технические науки, №07, 2017. С. 62-66.
4. Самсонов Л.Н. Фрезерование торфяной залежи. – М.: Недра, 1985. 211 с.
5. Михайлов А.В., Иванов С.Л., Габов В.В. Формирование и эффективное использование машинного парка торфодобывающих компаний // Вестник ПНИПУ. Геология. Нефтегазовое и горное дело, №14, 2015. С. 82-91.
6. Белицкая О.И, Филатов М.И. Анализ и исследование факторов, влияющих на качество измельчения корнеклубнеплодов // Известия Оренбургского государственного аграрного университета, №2(70), 2018. С. 53-55.
7. Aleksandr Mikhailov. Peat surface mining methods and equipment selection. Mine Planning and Equipment Selection. Proceedings of the 22nd MPES Conference, Dresden, Germany, 14th – 19th October 2013. Drebenstedt, Carsten, Singhal, Raj (Eds.) 2014, XXVII, Vol. 2, pp.1243-1249.

УДК 622.331

## КОЭФФИЦИЕНТ КОНСТРУКТИВНОЙ СЛОЖНОСТИ КАК СПОСОБ ОЦЕНКИ УРОВНЯ ИННОВАЦИОННОСТИ КОНСТРУКЦИЙ ГОРНОЙ ТЕХНИКИ

Жигульская А.И.<sup>1</sup>, доц., Яконовская Т.Б.<sup>1</sup>, доц.,  
Яконовский П.А.<sup>2</sup>, к.т.н., вед. инж. констр., Оганесян А.С.<sup>1</sup>, аспирант

<sup>1</sup>Тверской государственной технической университет, г. Тверь,

<sup>2</sup>ООО "ТГТ ПРАЙМ", г. Казань

*Приведён критический анализ существующих методик расчета коэффициента конструктивной сложности ( $k_{сн}$ ) горных машин и технологического оборудования. Для определения уровня инновационности конструкций горной техники предложено использовать  $k_{сн}$ , который показывает качество, новизну и направления используемых конструктивных решений в отечественных и зарубежных образцах горных машин.*

**Ключевые слова:** конструктивная сложность, горные машины, инновационность.

## THE COEFFICIENT OF STRUCTURAL COMPLEXITY AS A WAY OF ASSESSING THE LEVEL OF INNOVATIVENESS OF THE DESIGNS OF MINING EQUIPMENT

Zhigulskaya A., Yakonovskaya T., Yakonovskiy P., Oganesyanyan A.

*The critical analysis of existing methods of calculation of coefficient of constructive complexity ( $k_{сн}$ ) of mining machines and technological equipment is given. To determine the level of innovation of mining equipment designs it is proposed to use the ( $k_{сн}$ ), which shows the quality, novelty and direction of the used design solutions in domestic and foreign samples of mining machines.*

**Keywords:** design complexity, mining machines, innovation.

Современные условия ведения хозяйственной деятельности в России характеризуются быстрой изменчивостью и высокой рискованностью инвестиций. Особенно это характерно для отраслей горнодобывающего сектора национального хозяйства, основной проблемой которых является нехватка свободных финансовых средств, для качественного перевооружения имеющихся машин и оборудования на принципиально новой технической основе. Поэтому, для стимулирования инвестиционного процесса в этих отраслях, в налоговом законодательстве России довольно часто на практике используется инвестиционный налоговый кредит. Этот налоговый инструмент предоставляется для стимулирования НИОКР и осуществления поддержки инвестору в реализации его проекта. Он даёт возможность в течение определенного временного периода в определенных пределах уменьшить причитающиеся с инвестора налоговые платежи с последующей уплатой объёма кредита и начисленных процентов. Основания для предоставления инвестиционного налогового кредита: проведение налогоплательщиком НИОКР, а также различных форм расширенного воспроизводства и модернизации горного предприятия. Однако, на практике, чтобы получить право на использование такого инструмента для стимулирования инвестиционного процесса необходимо доказать инновационность плани-

руемых к использованию горных машин, оборудования, технологий и т.д. что зачастую ставит инвестора в тупик.

Большинство ученых и специалистов под «инновационностью» понимают востребованное рынком новшество, которое обеспечивает качественный рост эффективности процессов или продукции. Таким образом, это нововведение обеспечивает качественное повышение эффективности производственной системы или качества продукции, то есть инновационный значит качественный.

Авторами предложено в качестве оценки уровня инновационности машин и оборудования использовать коэффициент конструктивной сложности ( $k_{сл}$ ) который характеризует степень оригинальности конструкции, сложность выполняемых функций; сложность расчетов; размеры, точность их выполнения и качество обработки; требования, предъявляемые к таким характеристикам, как масса, используемые материалы, технологичность конструкции, затраты, требования к внешнему виду и т.п. Существует достаточно много методик определения коэффициента конструктивной сложности ( $k_{сл}$ ) машин и оборудования (табл. 1) [6].

Таблица 1. Методы оценки коэффициента конструктивной сложности ( $k_{сл}$ ) техники.

Метод	Характеристика	Достоинства	Недостатки
Экспертные оценки	Базируется на установлении интегральной оценки технико-эксплуатационного уровня изделия и использовании системы балльных оценок, которые суммируются по основным параметрам изделия.	Комплексность учета основных параметров изделия; возможность использования на ранних стадиях проектирования с привлечением разработчиков.	Субъективный характер балльных оценок; узкая применимость для универсальных изделий широкого назначения; необходимое наличие базового элемента.
Коэффициентов конструктивной сложности	Метод основан на использовании следующего комплекса коэффициентов: - суммарного, характеризующего параметры изделия в общем; - частных, характеризующих отдельные параметры изделия. Коэффициент конструктивно-технологической сложности нового изделия оценивается по совокупности технико-экономических параметров.	Возможность применения на самых ранних стадиях разработки; наиболее полный учет потребительских свойств изделия по составу и численным значениям технико-эксплуатационных параметров.	Значительная трудоемкость установления коэффициентов сложности; обязательное наличие параметрического ряда изделий аналогичного вида и назначения.
Составных частей, элементов, деталей [3]	Коэффициент конструктивно-технологической сложности – это отношение числа составных частей разрабатываемой машины и аналога.	Коэффициент можно определить только для деталей, сборочных единиц или комплектов.	Уровень сложности конструкции влияет на ресурсоемкость и себестоимость машин; необходим аналог для сравнения; трудоёмкие расчеты.

Рассмотренные в табл. 1 методики определения коэффициента конструктивной сложности довольно громоздки в использовании, требуют

большого количества статистической и справочной информации об аналогичных машинах и применяются для расчета себестоимости проектируемой техники. Они не учитывают факторов, влияющих на конструктивную сложность новых машин, и не позволяют определить качество конструкторской задумки, а значит, сказать инновационная новая техника или нет [1,2].

Конструктивная сложность техники отражает стадию жизненного цикла модификаций выпускаемой машины, т.е. ее модельный ряд и качественные изменения. Она зависит от следующих факторов:

1. Конструкторско-новаторский – уровень информированности о научных разработках (патентах); сложность конструкторских расчетов; размеры деталей, точность их выполнения и качество;

2. Организационно-производственный – используемые сырье и материалы при производстве; количество деталей и сборочных единиц; технологии сборки и производства, качество персонала;

3. Функциональное (потребительское) назначение – назначение проектируемой техники и требования, предъявляемые к ее технологическим характеристикам (масса, скорость, технологичность конструкции, затраты, дизайн и т.п.).

Авторами для определения коэффициента технологической сложности ( $k_{сн}$ ) предлагается использовать матрицу конструктивно-технологической сложности (табл. 2) в которой коэффициент  $k_{сн}$  рассчитывается по уровням производства и значениям влияющих факторов.

Таблица 2. Матрица конструктивно-технологической сложности горной техники.

Уровни производства	Факторы конструктивно-технологической сложности техники*											$k_{сн}$
	Функциональное назначение				Организационно-производственный				Конструкторско-новаторский			
	масса	производительность	прочность	...	материалы	тип производства	технология сборки	...	патентная чистота	трудоемкость расчетов	...	
Конструкторский	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	$\sum k_{снК}$
Производственный	+	-	-	-	+	+	+	+	-	-	-	$\sum k_{снП}$
Сбытовой (маркетинг)	+	+	+	+	-	-	-	-	-	-	-	$\sum k_{снС}$
$k_{сн}$	$\sum k_{сн1}$	$\sum k_{сн2}$	$\sum k_{сн3}$	...	$\sum k_{сн1}$	$\sum k_{сн2}$	$\sum k_{сн3}$	...	$\sum k_{сн1}$	$\sum k_{сн2}$	...	$\sum \sum k_{сн1} - k_{снi}$

\* Примечание: + рассчитывается по формулам, нормам расхода, методом экспертных оценок; - не рассчитывается.

Сбытовой уровень производства показывает, на какой стадии жизненного цикла находится производимая техника. Этот уровень исследует предпочтения потребителей техники и формирует их требования для разработки проекта новой модели горной машины. Конструкторский уровень производства воплощает в чертежах, расчетах и экспериментах примене-

ние новых конструктивных идей и материалов. Производственный уровень определяет требования к технологии производства новой машины [4,5].

**Выводы:**

1. Анализ существующих подходов к определению коэффициента технологической сложности показал, что существует две точки зрения:

а) инженерная, предполагает поэлементный метод определения конструктивной сложности деталей и сборочных единиц входящих в конструкцию горной техники;

б) экономическая, предполагает качественное сравнение технико-экономических параметров проектируемой техники и аналога.

2. При поэлементном методе [3] определения конструктивной сложности можно определить только уровень технологичности проектируемой детали при этом нет возможности оценить качество машины, в которой будет использоваться деталь.

3. Авторами для определения коэффициента технологической сложности предложена матрица конструктивно-технологической сложности, в которой  $k_{сл}$  рассчитывается как сумма соответствующих  $k_{сли}$  по факторам конструктивно-технологической сложности техники и по уровням производства.

**Список литературы**

1. Mikhailov A., Zhigulskaya A., Yakonovskaya T. Strip mining of peat deposit // В сборнике: Mine Planning and Equipment Selection: MPES 2017 Proceeding of the 26th International Symposium. Edited by Behzad Ghodrati, Uday Kumar, Håkan Schunnesson. 2017. С. 497-501.

2. Зюзин Б.Ф., Жигульская А.И., Яконовская Т.Б., Жигульский М.А. Методология управления техническим состоянием торфодобывающих машин и оборудования на примере фрезерного барабана бфт-9 // В книге: Инновации и перспективы развития горного машиностроения и электромеханики: Irdme-2018 Сборник тезисов международной научно-практической конференции. 2018. - С. 105.

3. Шарин Ю.С., Якимович Б.А., Толмачев В.Г., Коршунов А.И. Теория сложности: монография. – Ижевск: ИжГТУ, 1999. - 132 с.

4. Жигульская А.И., Яконовская Т.Б., Жигульский М.А., Оганесян А.С., Григорьева Н.С. Выбор машин для технологических схем выемки вскрыши торфяного месторождения // В сборнике: Социально-экономические и экологические проблемы горной промышленности, строительства и энергетики Материалы конференции. Тульский государственный университет; Под редакцией Р.А. Ковалева. 2017. С. 181-186.

5. Жигульская А.И., Шамбер О.В., Яконовская Т.Б., Оганесян А.С. Модернизация комплексов машин для ресурсосберегающих технологий добычи торфодревесного сырья // В сборнике: Социально-экономические и экологические проблемы горной промышленности, строительства и энергетики материалы 11-й Международной конференции по проблемам горной промышленности, строительства и энергетики. Под общей редакцией Р.А. Ковалева. 2015. С. 96.

6. Зюзин Б.Ф., Жигульская А.И., Яконовский П.А., Яконовская Т.Б. Машины и оборудование торфяных производств / Учебное пособие. – Тверь:ТГТУ, 2015. – 160 с.

УДК 622.331.001.5

## **КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН ДЛЯ ФРЕЗЕРОВАНИЯ ТОРФЯНОЙ ЗАЛЕЖИ**

**Зюзин Б.Ф.**, проф., **Жигульская А.И.**, доц., **Копенкина Л.В.**, доц.  
Тверской государственной технической университет, г. Тверь, Россия

*Дана классификация технологических машин и оборудования для фрезерования торфяных залежей. Изложены основные принципы построения классификации фрезерующих устройств.*

**Ключевые слова:** технологические машины и оборудование, фрезерующие устройства, торфяная залежь.

## **CLASSIFICATION OF TECHNOLOGICAL MACHINES FOR MILLING OF PEAT DEPOSITS**

**Zyuzin B.F., Zhigulskaya A.I., Kopenkina L.V.**

*Classification of technological machines and equipment for milling of peat deposits is given. The basic principles of construction of classification of milling devices are stated.*

**Key words:** technological machines and equipment, milling devices, peat deposit.

Технологические машины и оборудование для разработки торфяных месторождений могут быть отнесены к классу горных машин и оборудованию для открытых горных работ. Однако условия их эксплуатации определяют и соответствующую их специфику, а именно: они должны обеспечивать работоспособность техники на неосушенных торфяных месторождениях – на слабых органоминеральных грунтах. При этом должны удовлетворяться соответствующие условия по устойчивости и проходимости машин.

Торфяные месторождения, являясь лабильными природными экосистемами, требуют особого подхода к их освоению и сбалансированных наукоёмких технологий добычи и производства торфяной продукции. Разработка торфяных ресурсов на обводнённом объекте технологически сложна и должна максимально учитывать все положительные биогеосферные функции болот, обеспечивая сохранность экосферы.

Все предшествующие исследовательские и конструкторские разработки торфяного оборудования в СССР и России проводились в направлении научной специальности: «Технология и комплексная механизация процессов торфяного производства». В рамках этого научного направления рассматривались отдельные комплексы торфяных машин и оборудования для подготовки, добычи и переработки торфа.

Классификация торфяных машин и комплексов [1] группирует парк оборудования по общему назначению в пять классов, в состав каждого из которых входят технологические машины и оборудование для выполнения фрезерных работ и экскавации торфяной залежи.

Класс фрезерующих устройств довольно представительен. Многообразие целей и методов фрезерования обусловило разработку различных конструкций рабочих органов (таблица).

Таблица

Виды фрезерующих машин в функциональных группах, выделенных в классификации профессора С.Г. Солопова [1]

Функциональная группа торфяных машин	Марка машин, работающих по принципу фрезерования, и их назначение		Вид рабочего органа
Машины и комплексы для рытья и ремонта осушителей торфяных месторождений	МТП-37 –	машина для прокладки каналов предварительного осушения	коническая шнек-фреза
	РК-0А –	машина для прочистки картовых каналов	шнек-фреза
	МТП-32А –	машина для рытья и ремонта картовых каналов	коническая фреза
	МЭД-1 –	дренажная машина	винтовая фреза
Машины и комплексы для подготовки поверхности залежи к разработке	МТП-43 –	машина для сводки леса	дисковая фреза
	МТП-42А –	машина для сплошного глубокого фрезерования	цилиндрическая фреза
	МТП-26 –	корчеватель	корчующий ротор
	МТП-58 –	шнековый профилировщик	шнек-фреза
Машины и комплексы для добычи и производства торфяного фрезерного топлива	МТФ-11, МТФ-12, МТФ-14, МТФ-17, МТФ-18, Фпр-9,5, Ф-9,5 РЗ – фрезеры торфяные		цилиндрические фрезы с различным числом секций и различными режущими элементами
Машины и комплексы для добычи и производства торфяного кускового топлива	МТК-12 –	машина для добычи	дисковая фреза
	МТК-15 -	машина для добычи	винтовая фреза
Машины для погрузки и транспортирования торфа	ПНД –	погрузочная машина непрерывного действия	ковшовое колесо

Идея фрезерования грунта нашла в торфяном производстве многоплановое практическое применение, обеспечив успешное осуществление ряда сложнейших технологических процессов наиболее прогрессивным технологическим способом [2].

Общие принципы развития конструкций рабочих органов и режимов работы фрезерующих устройств позволяют выявить их основные классификационные характеристики.

В основе построения классификации устройств для фрезерования торфяной залежи лежат два принципа. Первый принцип – разделения – отражает многообразие типов рабочих органов и методов фрезерования. Второй принцип – взаимосвязи – указывает на единство процесса стружкообразования при фрезеровании. Возможное число реализаций сочетаний

классификационных характеристик для фрезерующих устройств составляет более 400. При этом каждая реализация содержит в среднем до 18 признаков.

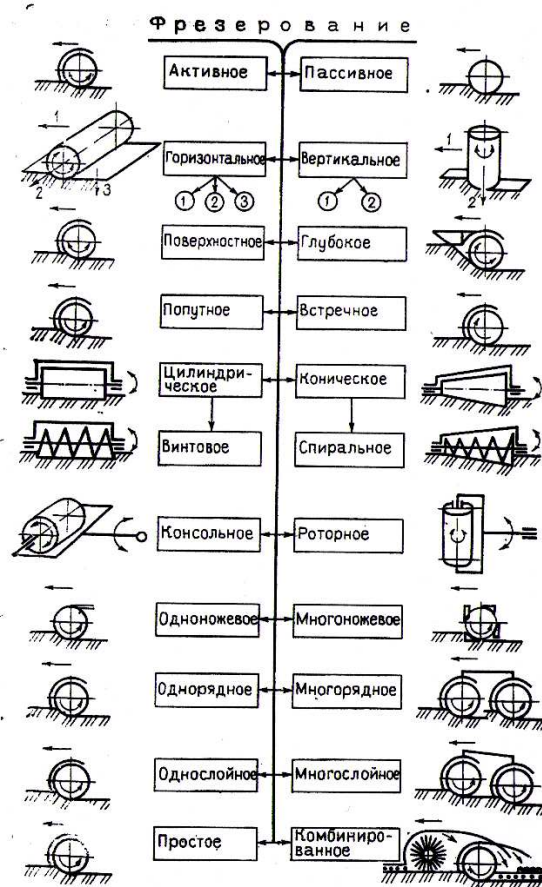


Рис. Структурная схема классификации основных методов фрезерования

На рисунке приведена структурная схема классификации основных методов фрезерования торфяной залежи, включающая основные 24 признака, сгруппированные по альтернативному принципу. Предложенная структурная схема позволяет комплексно охарактеризовать особенности конструкции рабочего органа, кинематики его движения, методов стружкообразования и формирования технологических показателей процесса фрезерования.

Ротационные фрезерующие механизмы подразделяются на активные механизмы – с приводом на рабочий орган, и пассивные – со свободным вращением фрез. По положению рабочего органа в процессе работы относительно торфяной залежи различают горизонтальное и вертикальное фрезерование. Горизонтальное фрезерование по характеру поступательного движения рабочего органа классифицируется на прямое, торцевое, щелевое; вертикальное – на осевое и горизонтальное. Относительно осей вращения рабочего органа в относительном движении различают цилиндрическое (коническое) и роторное (консольное) фрезерование. Соотношение векторов окружной и поступательной скоростей определяет режимы встречного и попутного фрезерования, изменение которого обеспечивается



не только переменной направления вращения рабочего органа, но и переходом от поверхностного к глубокому фрезерованию при глубине фрезерования больше радиуса фрезы.

Различные конструкции рабочих органов фрезерующих устройств могут осуществлять работу в режимах одноножевого и многорядного фрезерования. Переход от однослойного к многослойному фрезерованию и применение комбинированных рабочих органов [3] способствуют интенсификации технологических процессов добычи фрезерного торфа.

Согласно приведенной структурной схеме классификации [4] любое из известных фрезерующих устройств можно характеризовать 12-ю основными признаками. Например, применительно к промышленному фрезеру МТФ-18 фрезерование является активным, горизонтально-прямым, поверхностно-однослойным, цилиндрическим, много-ножевым, однорядным и простым. Представленная классификация отражает не только существующие фрезерующие устройства, но и показывает направление, в котором происходит дальнейшее развитие механизации фрезерных работ торфяного производства [5].

### **Список литературы**

1. Торфяные машины и комплексы: учебник для вузов / С.Г. Солопов, Л.О. Горцакалян, Л.Н. Самсонов, В.И. Цветков. 2-е изд. М.: Недра, 1981. 416 с.
2. Гаврилов, Ю.М. Развитие фрезерных машин // Торфяная промышленность. 1988. № 1. С. 29–31. № 2. С. 27–30.
3. Головнина, О.А., Головнин, А.А. Устройство для фрезерования и активного расстила фрезерного торфа / Технология и комплексная механизация торфяного производства. Калинин: КГУ, 1986. С. 103–107.
4. Зюзин, Б.Ф. Классификация устройств для фрезерования торфяной залежи // Торфяная промышленность. 1989. № 2. С. 7–8.
5. Зюзин, Б.Ф. Машины и оборудование торфяных производств. Учебное пособие / Б.Ф. Зюзин, А.И. Жигульская, Т.Б. Яконовская. Тверь: ТвГТУ, 2015. 160 с.

УДК 622.331

## **АНАЛИЗ УСЛОВИЙ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ГОРНОТРАНСПОРТНОГО АГРЕГАТА ДЛЯ ТРАНСПОРТИРОВКИ ЭКСКАВИРОВАННОГО ТОРФЯНОГО СЫРЬЯ**

**Казаков Ю.А.**, аспирант

Санкт-Петербургский горный университет, г. Санкт-Петербург

*Представлен анализ условий эксплуатации горнотранспортного агрегата, предназначенного для транспортировки экскавированного влажного торфяного сырья. Для обеспечения перемещения горнотранспортного агрегата по слабым грунтам необходимо учитывать три взаимосвязанных параметра: несущую способность слабого грунта, многократную проходимость техники и массу перевозимого груза в кузове транспортного средства.*

**Ключевые слова:** торфяное сырье, выемка, горнотранспортный агрегат, слабый грунт, проходимость

## **ANALYSIS OF MINING TRANSPORT UNIT OPERATION CONDITIONS FOR EXCAVATED PEAT TRANSPORTATION**

**Kazakov Y.A.**

*The analysis of the operating conditions of the mining transport unit designed to transport excavated wet peat raw materials is presented. To ensure the movement of the mountain transport unit on soft ground, it is necessary to take into account three interrelated parameters: the carrying capacity of soft ground, the multiple trafficability of the equipment and the mass of the cargo transported in the vehicle body.*

**Keywords:** peat raw materials, excavation, mining transport aggregate, soft ground, soil trafficability

В настоящее время в условиях прогрессирующего развития топливно-энергетического комплекса России всё большее внимание уделяется разведке и освоению новых территорий страны. По данным земельного фонда в России на пути освоения земель присутствуют заболоченные участки общей площадью около 109 млн. га, что составляет 6,3% общей площади всей территории страны [1]. Особенно это относится к Северо-Западному, Уральскому, Сибирскому и Дальневосточному федеральным округам РФ. На данных территориях организуется обширный комплекс работ по геологической разведке, строительству, лесозаготовкам, добыче полезных ископаемых, прокладке магистральных нефте- и газопроводов, автодорог [2].

Применение экскаваторного способа выемки торфа является эффективным способом извлечения торфяного сырья в сложных горно-геологических условиях. Способ снижает зависимость от природно-климатических условий при минимизации техногенного влияния на окружающую среду [2, 3, 4].

Транспортировка извлеченного торфяного сырья за пределы выемочного карьера – трудоемкий и энергозатратный процесс, который зависит от условий эксплуатации оборудования в трудных природно-климатических условиях (на торфяных месторождениях) [2, 3, 4]. Наиболее влияющим на эффективность и производительность освоения месторождений торфа является проходимость техники по слабым грунтам. Таким образом, машины и оборудование для освоения торфяного месторождения необходимо адап-

тировать к проходимости по слабым грунтам.

В горном деле наблюдается увеличение производительности транспортировки горной породы за счет увеличения объемов кузовной части транспортного агрегата. Однако при выемке торфяного сырья механическим способом этот принцип не применим, так как основным ограничивающим фактором загрузки кузова является проходимость транспортного оборудования по слабым грунтам.

Выемочно-транспортный комплекс включает в себя [4]:

- строительный гидравлический экскаватор на широких гусеницах;
- горнотранспортный агрегат (ГТА) на сдвоенных флотационных шинах (в составе колесного трактора-тягача и прицепа).

Части выемочно-транспортного комплекса неразрывно связаны между собой – насколько эффективно горнотранспортный агрегат осуществляет перевозку торфяного сырья, настолько же эффективен и сам процесс осуществления вскрышных работ. Поэтому, конструкция ГТА должна быть спроектирована в соответствии с условиями эксплуатации для обеспечения эффективности работы выемочно-транспортного комплекса. Эксплуатационная эффективность транспортных машин улучшается, как функция количества ожидаемых проходов, и таким образом, 2 до 5 предельных прохода могут быть установлены, как самый низкий экономический предел проходимости для горнотранспортного агрегата по слабым грунтам. Условия многократной проходимости могут быть классифицированы, как хорошие, если возможны 25 проходов техники по колее [5].

Торфяная залежь – легко деформируемое основание, что накладывает на любой вид транспорта ограничения в применении. Она характеризуется прочностью поверхностного слоя и допустимым давлением под колесом. Прочность торфяной залежи определяет несущую способность и тяговую способность, в итоге, проходимость колесной техники по торфяной залежи [6].

Для комплексной оценки проходимости транспортных агрегатов по грунтам с низкой несущей способностью используются обобщённые оценочные показатели опорной проходимости: коэффициент сцепного веса; коэффициент сцепления; коэффициенты сопротивления грунта, шины качению; коэффициент бульдозерного сопротивления при качении; коэффициент удельной силы тяги [7].

Давление машины на грунт зависит от ее веса, распределенного по площади контактной поверхности. В свою же очередь удельное давление машины на поверхность определяется массой машины и массой перевозимого груза. Как известно, для того, чтобы перевезти максимум массы груза по какой-либо поверхности, необходимо увеличить площадь контактной поверхности колёс агрегата с грунтом. Однако данный способ не может работать без учёта характеристик слабого грунта – допускаемого давления и несущей способности грунта. Таким образом, в зависимости от этих характеристик торфяной залежи существует максимально возможная перево-

зимая масса груза.

К условиям эксплуатации горнотранспортного агрегата также относится и перевозимый груз, поскольку именно он влияет на вес всего агрегата, а значит и на проходимость техники по торфяной залежи. Грузом для горнотранспортного агрегата является влажное торфяное сырье – упругое вязко-пластичное вещество, которое накладывает ограничения на конструкцию. Торфяное сырье необходимо размещать в кузове с адгезионными свойствами, в котором нет застойных зон.

Так или иначе, основным принципом обеспечения проходимости техники по слабым грунтам на счет уменьшения удельного давления является увеличение площади контактной поверхности колесного хода. Для увеличения проходимости по сильно обводненным участкам залежей колесная техника обычно оснащается сдвоенными флотационными шинами с дополнительным использованием резинометаллических гусениц. Более уточненный выбор параметров колесного хода ГТА зависит от несущей способности слабого грунта.

Транспортировка вынутаго торфяного сырья горнотранспортным агрегатом осуществляется путем многократных проездов по временным дорогам. При движении по деформируемым грунтам происходит значительное изменение характеристик грунта при каждом проходе по колее. Техническим пределом ситуации проходит/не проходит является – 1 проход. В этом случае имеет место быть высокий расход топлива тяговым агрегатом. Также обычно поступательная скорость транспортного агрегата низкая, и минимальна масса перевозимого груза, следовательно, производительность на транспортных работах становится низкой [8]. Объем кузова ГТА необходимо рассчитывать в соответствии с многократной проходимость по слабому грунту с учетом его несущей способности, метеоусловиями и временем года - сезонные изменения погодных условий оказывают значительное влияние на подвижность ГТА (проходимость, маневренность).

Таким образом, для того чтобы обеспечить проходимость техники по слабому грунту без «эффекта бульдозера» необходимо знать его характеристики – допустимое давление и несущую способность, которые влияют на максимально возможную массу груза, перевозимого горнотранспортным агрегатом, на выбор опорной поверхности техники, обеспечивающей проходимость машины. Характеристики торфяной залежи влияют на проходимость техники и максимально возможную перевозимую массу торфяного сырья, поэтому главной задачей является описание взаимосвязи трех компонентов образовавшейся системы: несущая способность грунта, давление колесного хода на грунт и масса перевозимого груза.

### **Список литературы**

1. Государственный (национальный) доклад о состоянии и использовании земель в Российской Федерации. URL: <https://rosreestr.ru/site/activity/sostoyanie-zemel-rossii/gosudarstvennyy->

natsionalnyu-doklad-o-sostoyanii-i-ispolzovanii-zemel-v-rossiyskoy-federatsii/  
(дата обращения: 21.09.2018)

2. Михайлов А.В., Иванов С.Л., Габов В.В. Формирование и эффективное использование машинного парка торфодобывающих компаний. // Вестник ПНИПУ. Геология. Нефтегазовое и горное дело. 2015, №14. С. 82-91.

3. Mikhailov, A. V.; Kremcheev, E. A.; Nagornov, D. O. Mechanisation of extraction of peat from undrained deposit. / Journal of Mining Institute, [S.l.], v. 196, nov. 2012. p. 256-260.

4. Aleksandr Mikhailov. Peat surface mining methods and equipment selection. Mine Planning and Equipment Selection. Proceedings of the 22nd MPES Conference, Dresden, Germany, 14th – 19th October 2013. Drebenstedt, Carsten, Singhal, Raj (Eds.) 2014, XXVII, Vol. 2, pp.1243-1249.

5. Saarilahti, M. (2002a). Soil interaction model. Project deliverable D2 (Work package No. 1) of the Development of a Protocol for Ecoefficient Wood Harvesting on Sensitive Sites (ECOWOOD). EU 5th Framework Project (Quality of Life and Management of Living Resources), pp. 1-87

6. Самсонов Л.Н., Сеницын В.Ф. Торфяные машины и оборудование: Учебное пособие. Ч. I: Общие сведения о торфяных машинах. Взаимодействие ходовых устройств с торфяной залежью. 1-е изд. Тверь: ТГТУ, 2006. 140 с.

7. Агейкин, Я.С. Проходимость автомобилей / Я.С. Агейкин. – М.: Машиностроение, 1981. – 232 с.

8. Михайлов А.В. Открытая разработка хранилища лигнина// Записки горного института. Том: 223, 2017. С. 44-50

УДК 621.878.447.3

## АНАЛИЗ ТИПОРАЗМЕРНОГО РЯДА ФРОНТАЛЬНЫХ ПОГРУЗЧИКОВ

Каменев А.В., студент

Карагандинский государственный технический университет, г. Караганда, Казахстан

*Рассмотрены основные характеристики фронтальных погрузчиков, их диапазон использования, произведен анализ мирового и отечественного производства фронтальных погрузчиков, рассмотрены тенденции развития в данном сегменте горных машин.*

*Ключевые слова:* фронтальный погрузчик, типоразмерный ряд, вместимость ковша, базовая модель, рабочее оборудование, энергоёмкость, рабочий процесс, оптимизация, производительность.

## ANALYSIS OF A TYPOSIZED RANGE OF FRONT LOADERS

Kamenev A.V.

*The main characteristics of front loaders, their range of use are considered, the analysis of world and domestic production of front loaders is made, development trends in this segment of mining machines are considered.*

*Keywords:* front loader, size range, bucket capacity, basic model, work equipment, power consumption, workflow, optimization, performance.

Фронтальный погрузчик – современная многофункциональная машина, предназначенная для погрузки и разгрузки сыпучих и мелкокусковых материалов, а также для производства земляных и планировочных работ в сельском, коммунальном хозяйстве, содержании и строительстве дорог, разработке грунтов и т.д.

Для того чтобы расширить область применения погрузчиков в зависимости от их типоразмера и вида ходового оборудования, взамен основных ковшей применяют сменное оборудование. По назначению его можно разделить на основные группы: землеройно-погрузочное, грузоподъемное и вспомогательное. Погрузчики с таким оборудованием не заменяют специализированные машины, а позволяют механизировать различные работы, когда при малых объемах применение специализированных машин сложно и нерентабельно. Наиболее широко применяют конструкции фронтальных погрузчиков двух типов: с жесткой рамой; шарнирно-сочлененной рамой.

Одноковшовые колесные фронтальные погрузчики являются машинами с высокой производительностью, обладающими, при относительной простоте конструкции, высокой маневренностью, мобильностью и транспортабельностью.

На данный момент строительство является одной из самых машиноёмких отраслей хозяйства, в котором используются строительно-дорожные машины — группа [машин \(автомобильной техники\)](#), предназначенных для проведения [строительных работ](#), а также для [эксплуатации и содержания дорог](#). Колесные фронтальные одноковшовые погрузчики занимают второе место в мире по объему рынка основных видов землеройной, строительной

и горной техники (без учета малогабаритных мини-экскаваторов, мини-погрузчиков с бортовой схемой поворота). Это подтверждается данными лондонской компании по исследованию торговых связей Off-Highway Research Ltd., исследовавшей рынки сбыта такой техники в Западной Европе [1].

Глобальные продажи (рисунок 1) колесных фронтальных погрузчиков в 2018 году, как ожидается, достигнут более 170000 единиц, впервые за пять лет. Спрос на погрузчики 2017 году достиг 163139 единиц, что на 33 % больше по сравнению с 2016 годом. Общее количество фронтальных колесных погрузчиков в мире выросло примерно на 75 % за последнее десятилетие (с 1,3 миллиона машин в 2008 году до 2,23 миллиона в 2018 году) [2].

Таким образом, фронтальный погрузчик является востребованным на мировом рынке строительно-дорожных машин, в этой связи совершенствование и повышение его эффективности является актуальной задачей.



Рисунок 1 – Мировой выпуск фронтальных погрузчиков: 1 – Китай; 2 – Европа; 3 – Индия; 4 – Япония; 5 – Северная Америка; 6 – остальные регионы

За период развития фронтальных погрузчиков, они были разделены на 5 категорий:

- сверхлегкую (масса до 5 т, мощность до 50 кВт);
- легкую (масса от 5 до 10–11 т, мощность 55–90 кВт);
- среднюю (масса 11–30 т, мощность 100–250 кВт);
- тяжелую (масса 30–100 т, мощность 250–600 кВт);
- сверхтяжелую (масса свыше 100 т, мощность свыше 600 кВт).

В таблице 1 представлены характеристики фронтальных погрузчиков по соответствующим категориям. Анализ данной таблицы основывается на информации, взятой с официальных сайтов указанных производителей, и показывает, что в настоящее время наиболее полный типоразмерный ряд (под типоразмерным рядом понимают определенную серию машин разной величины, но схожей конструкции) колесных погрузчиков имеют фирмы Caterpillar (США) и Komatsu (Япония) при 16 базовых моделях. В фирмах Volvo (Швеция) при 16 базовых моделях, TCM (Япония) при 15 базовых моделях и Furukawa (Япония) при 14 базовых моделях отсутствует сверх-

тяжелая категория. При 14 базовых моделей у фирмы Liebherr (Германия) отсутствуют тяжелая и сверхтяжелая категории. Фирма JCB (Великобритания) при 10 базовых моделей не имеет тяжелую и сверхтяжелую категории. У Kawasaki (Япония) при 10 базовых моделей отсутствуют сверхлегкая и сверхтяжелая категории.

Таблица 1 Характеристика колесных погрузчиков стран дальнего зарубежья

Фирмы, наименования показателей	Категории погрузчиков				
	сверхлегкая	легкая	средняя	тяжелая	сверхтяжелая
<b>CATERPILLAR</b>					
Количество базовых моделей	2	3	7	2	2
Диапазон мощности, кВт	34-45	61-85	93-224	354-466	597-933
Диапазон массы, т	4-5	6-10	12-30	50-75	93-189
Диапазон вместимости ковша, м <sup>3</sup>	0,6	0,8-1,5	1,7-4,9	5,2-6,9	9,3-12,8
<b>KOMATSU</b>					
Количество базовых моделей	2	3	6	3	2
Диапазон мощности, кВт	21-27	44-82	97-235	328-603	637-1165
Диапазон массы, т	3-4	5-9	10-28	44-98	102-205
Диапазон вместимости ковша, м <sup>3</sup>	0,3-0,5	0,7-1,55	1,8-3,7	5,1-9,3	11,1-17,2
<b>VOLVO</b>					
Количество базовых моделей	5	4	5	2	-
Диапазон мощности, кВт	22-52	53-75	94-216	258-370	-
Диапазон массы, т	2-5	6-9	11-26	31-52	-
Диапазон вместимости ковша, м <sup>3</sup>	0,3-1,1	1,2-1,6	1,8-4,8	5,9-6,9	-
<b>TCM</b>					
Количество базовых моделей	6	3	5	1	-
Диапазон мощности, кВт	16-41	65-91	118-236	309	-
Диапазон массы, т	2-5	7-10	13-29	45	-
Диапазон вместимости ковша, м <sup>3</sup>	До 0,8	1,2-1,8	2,1-4,4	6,0	-
<b>LIEBHERR</b>					
Количество базовых моделей	3	4	7	-	-
Диапазон мощности, кВт	44-49	52-81	100-195	-	-
Диапазон массы, т	3-5	6-10	12-24	-	-



Диапазон вместимости ковша, м <sup>3</sup>	0,8-1,1	1,2-2,0	2,4-5,1	-	-
<b>FURUKAWA</b>					
Количество базовых моделей	4	3	6	1	-
Диапазон мощности, кВт	21-41	70-88	96-221	252	-
Диапазон массы, т	2-5	7-11	12-27	35	-
Диапазон вместимости ковша, м <sup>3</sup>	0,3-0,8	1,3-1,8	1,9-4,6	5,5	-
<b>JCB</b>					
Количество базовых моделей	3	3	5	-	-
Диапазон мощности, кВт	46-51	56-79	97-144	-	-
Диапазон массы, т	4-5	6-9	11-18	-	-
Диапазон вместимости ковша, м <sup>3</sup>	0,7-0,9	1,0-1,4	1,8-3,1	-	-
<b>KAWASAKI</b>					
Количество базовых моделей	-	2	7	1	-
Диапазон мощности, кВт	-	42-67	81-235	306	-
Диапазон массы, т	-	4-7	8-29	44	-
Диапазон вместимости ковша, м <sup>3</sup>	-	0,7-1,2	1,5-4,2	6,0	-

Исходя из анализа таблицы 1 видно, что выпуск средней категории фронтальных погрузчиков осуществляется во всех вышеперечисленных зарубежных компаниях, в то время как, выпуск сверхтяжелой категории производится только в двух предприятиях. На рисунке 2 представлена диаграмма распределения количества моделей по категориям фронтальных погрузчиков, выпускаемых в дальнем зарубежье.

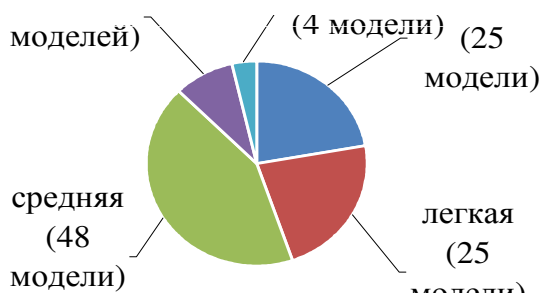


Рисунок 2 – Распределение моделей фронтальных погрузчиков фирм дальнего зарубежья по категориям

В СНГ одноковшовые фронтальные колесные погрузчики выпускают следующие предприятия: ОАО «Амкодор» (Республика Беларусь) 9 базовых моделей, ОАО «Погрузчик» (г. Орел) 6 базовых моделей, ЗАО «Челябинские строительно-дорожные машины» («ЧСДМ») 4 базовые модели,

ОАО «Михневский ремонтно-механический завод» («МРМЗ») (Московская область), Могилевский автомобильный завод (МоАЗ) (Республика Беларусь), ОАО «Донецкий экскаватор» (Ростовская область). В таблице 2 представлена информация распределения моделей фронтальных погрузчиков по категориям в СНГ.

Таблица 2 Характеристика колесных погрузчиков СНГ

Фирмы, наименования показателей	Категории погрузчиков		
	легкая	средняя	тяжелая
<b>БелАЗ</b>			
Количество базовых моделей	-	-	2
Диапазон мощности, кВт	-	-	312-316
Диапазон массы, т	-	-	48-49
Диапазон вместимости ковша, м <sup>3</sup>	-	-	6,0-9,0
<b>МоАЗ</b>			
Количество базовых моделей	-	3	-
Диапазон мощности, кВт	-	220-256	-
Диапазон массы, т	-	27-30	-
Диапазон вместимости ковша, м <sup>3</sup>	-	3,7-5,9	-
<b>Погрузчик</b>			
Количество базовых моделей	2	3	-
Диапазон мощности, кВт	56-58	77-176	-
Диапазон массы, т	7-8	9-17	-
Диапазон вместимости ковша, м <sup>3</sup>	1,1-1,3	1,8-3,1	-
<b>Амкодор</b>			
Количество базовых моделей	1	6	2
Диапазон мощности, кВт	60	77-257	335-440
Диапазон массы, т	8	9-29	50-75
Диапазон вместимости ковша, м <sup>3</sup>	1,3	1,5-4,1	4,5-6,8
<b>Харьковский тракторный завод</b>			
Количество базовых моделей	-	1	-
Диапазон мощности, кВт	-	121	-
Диапазон массы, т	-	12	-
Диапазон вместимости ковша, м <sup>3</sup>	-	3,0	-
<b>Петербургский тракторный завод</b>			
Количество базовых моделей	2	4	-
Диапазон мощности, кВт	57	77-176	-
Диапазон массы, т	5-8	10-16	-
Диапазон вместимости ковша, м <sup>3</sup>	1,1-1,5	1,7-3,1	-

На рисунке 3 показано, что на среднюю категорию приходится 17 базовых моделей, в то время как на легкую категорию 5 базовых моделей, а на тяжелую категорию 4 базовые модели.



Рисунок 3 – Распределение моделей фронтальных погрузчиков по категориям в СНГ

Обзор представленной информации однозначно показывает, что в мировой практике доминирующей категорией фронтальных погрузчиков, востребованных на рынке строительно-дорожной техники, является средняя категория с емкостью ковша от 1,5 до 5,1 м<sup>3</sup>. Информация в открытых источниках о рынке фронтальных погрузчиков в Казахстане весьма скудная, однако, в силу высокой общности экономической и технологической структуры Казахстана со странами СНГ, можно сделать вывод о том, что выявленная структура парка фронтальных погрузчиков будет присуща и ему. Но при этом в Казахстане собственный выпуск фронтальных погрузчиков отсутствует, что делает это направление привлекательным.

Одним из общеизвестных условий достижения успеха в организации собственного выпуска фронтальных погрузчиков является создание энергоэффективного рабочего оборудования. В этом отношении большой потенциал скрыт в рационализации взаимосвязи параметров, в частности, механизма подъема стрелы, что отмечается рядом исследователей.

Для механизмов подъема большинства моделей погрузчиков характерным является увеличение статической приведенной нагрузки к штоку гидrocилиндра с увеличением высоты подъема ковша. Изменение статической приведенной нагрузки в процессе подъема стрелы удобно характеризовать коэффициентом изменения нагрузки, представляющим собой отношение максимального значения нагрузки к минимальному значению.[3].

По величине этого коэффициента можно судить о качестве спроектированного подъемного механизма.

Подъемный механизм с коэффициентом изменения нагрузки равным единице, обеспечивающий работу первичного двигателя и гидросистемы погрузчика в режиме постоянных нагрузок, следует считать оптимальным. Поэтому при проектировании нового или совершенствовании существующего механизма следует стремиться к обеспечению коэффициента изменения нагрузки, близкого к единице.

Таким образом, поиск таких сочетаний параметров или новых схем рабочего оборудования, которые обеспечат снижение энергоемкости рабочего процесса, является актуальной задачей.

### Список литературы

1. Журнал "Горная Промышленность" №6 2006
2. Off-Highway Research ;[сайт]/ULR : <https://offhighway.co.uk> (дата обращения 08.09.2018).
3. Абрамов С.В. Фронтальные погрузчики: Учебное пособие. Караганда.: Карагандинский политехнический институт, 1990.-154 с.

УДК 621.879

## ЭВОЛЮЦИЯ КОНСТРУКЦИЙ КАРЬЕРНЫХ ОДНОКОВШОВЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

Комиссаров А.П.<sup>1,2</sup>, проф., Лагунова Ю.А.<sup>1,2</sup>, проф., Шестаков В.С.<sup>1</sup>, проф.,  
Лукашук О.А.<sup>2</sup>, зав.каф.

<sup>1</sup>Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург

<sup>2</sup>Уральский федеральный университет им. Первого Президента России Б.Н.Ельцина,  
г. Екатеринбург

*В работе выполнен анализ направлений развития конструкций карьерных экскаваторов. Показано, что основными признаками, определяющими конструктивное исполнение экскаватора, являются тип рабочего оборудования и схема нагружения экскаватора. Обоснованы критерии для определения технического уровня конструкций карьерных экскаваторов.*

**Ключевые слова:** карьерные экскаваторы, тип рабочего оборудования, схемы нагружения экскаватора.

## EVOLUTION OF CONSTRUCTIONS OF QUARRY ONE BELT EXCAVATORS

**Komissarov A.P., Lagunova Yu.A., Shestakov V.S., Lukashuk O.A.**

*In this paper, an analysis of the directions for the development of quarry excavator designs is made. It is shown that the main features that determine the design of an excavator are the type of working equipment and the loading circuit of an excavator. The criteria for determining the technical level of mining excavator designs are substantiated.*

**Keywords:** mining excavators, type of working equipment, loading circuit of an excavator

Карьерные экскаваторы являются основным средством механизации выемочно-погрузочных операций на открытых горных работах.

В современных условиях конкурентного развития экономики особое значение приобретает проблема повышения технического уровня карьерных экскаваторов и создание высокопроизводительного и ресурсосберегающего оборудования.

Решение этой важнейшей проблемы основывается на комплексном использовании результатов научных исследований, как в области машиноведения, так и связанных с изучением рабочих процессов машин.

Основными направлениями исследований являются:

- моделирование рабочего процесса с целью обоснования рациональных значений конструктивных и режимных параметров главных механизмов [1, 2, 3, 4];

- оценка технического уровня (технических и технологических показателей функционирования) электромеханических и гидравлических экскаваторов [5, 6, 7,].

Вопросы, связанные с анализом конструктивных схем рабочего оборудования и схем нагружения экскаваторов во взаимосвязи с типом рабочего оборудования, в известных публикациях не рассматриваются.

Вместе с тем, качество создаваемых машин во многом определяется внутренней динамикой развития и совершенствования конструкций машин

и, главным образом, рабочего оборудования как системообразующей части машины.

Цель – оценка направлений повышения технического уровня карьерных экскаваторов на основе анализа закономерностей развития конструктивных схем машин.

Задачи, решаемые в этой работе:

- выявление количественных и качественных изменений конструктивных схем на различных этапах развития карьерных экскаваторов;
- установление критерия для определения технического уровня конструкций карьерных экскаваторов.

Объектом исследования являются карьерные одноковшовые электро-механические и гидравлические экскаваторы [1-7] с ковшем вместимостью от 5 м<sup>3</sup> и более.

Прототипом современного карьерного экскаватора является «крановая» лопата, изготовленная в 1836 г.

С тех пор конструкции карьерных экскаваторов претерпели коренные качественные изменения – от моделей с паровой машиной массой 15 т до экскаваторов, массой до 1500 т, оснащенных автоматизированным электроприводом с, так называемой, «экскаваторной» характеристикой.

В карьерных электро-механических экскаваторах с рабочим оборудованием типа прямая лопата (мехлопатах) рабочий процесс (копание) заключается в отделении слоя (стружки) породы от массива (или развала) при перемещении ковша на максимальную высоту копания (высоту уступа) с одновременным его заполнением.

Основными внешними силами, определяющими нагруженность экскаватора, являются:

- сила сопротивления породы копанию, вектор которой лежит в плоскости откоса поверхности забоя, угол наклона которого (откоса) составляет 70-80°;
- концевая нагрузка (сила тяжести груженого ковша) и силы тяжести рукояти и стрелы;
- момент сил, опрокидывающий экскаватор, величина которого пропорциональна концевой нагрузке и радиусу копания.

При этом момент сил, удерживающий экскаватор в равновесном состоянии, зависит от массы экскаватора (сил тяжести поворотной платформы и ходового оборудования).

Поскольку показатель устойчивости экскаватора (коэффициент устойчивости) является основным критерием для обоснования значений основных параметров карьерных экскаваторов с оборудованием «прямая лопата», то соотношения между параметрами для мехлопат примут вид:

$$\begin{aligned}M &= K_1 E R_{\text{кmax}}; \\M &= K_2 G_{\text{к+п}} R_{\text{кmax}}; \\M &= K_3 E; \\K_4 &= P_{\text{уст}} / M,\end{aligned}$$

где  $M$  – масса экскаватора;  $E$  – вместимость ковша;  $R_{\text{кmax}}$  – наибольший радиус копания;  $G_{\text{к+п}}$  – концевая нагрузка;  $K_1, K_2, K_3$  – коэффициенты пропорциональности, зависящие от конструктивного исполнения и схемы компоновки основных узлов и агрегатов на платформе экскаватора, и являющиеся показателями металлоемкости машины;  $K_4$  – показатель энерговооруженности экскаватора.

В [8, 9] приведены технические характеристики современных карьерных экскаваторов отечественного и зарубежного производства

Из анализа характеристик следует, что показатель металлоемкости мехлопат составляет:

- для работающих в тяжелых и особо тяжелых условиях (экскаваторы отечественного производства)

$$K_1 = 2,0 \div 2,6; K_2 = 0,057 \div 0,075; K_3 = 38 \div 55 \text{ т/м}^3,$$

- для работающих в условиях средней тяжести (экскаваторы зарубежного производства)

$$K_1 = 1,0 \div 1,4; K_2 = 0,033 \div 0,040; K_3 = 25 \div 31 \text{ т/м}^3.$$

Показатель энерговооруженности мехлопат изменяется в диапазоне:

- для работающих в тяжелых и особо тяжелых условиях

$$K_4 = 1,3 \div 2,2 \text{ кВт/т};$$

- для работающих в условиях средней тяжести

$$K_4 = 2,3 \div 2,6 \text{ кВт/т}.$$

Существенная разница значений коэффициентов  $K_1, K_2, K_3$  определяется различием в режимах работы экскаваторов отечественного и зарубежного производства. Так, экскаваторы отечественного производства предназначены для работы в тяжелых и особо тяжелых условиях (плотность породы  $\rho \geq 2,5 \text{ т/м}^3$  и наличие негабаритов с размерами более 1,5 м), что обуславливает существенное увеличение при одном и том же значении вместимости ковша концевой нагрузки и силы сопротивления породы копанию. При этом соотношение между максимальным усилием на блоке ковша, определяемым из условия удаления негабаритов из массива породы, и вместимостью основного ковша составляет ориентировочно  $100 \text{ кН/м}^3$ .

Ввиду значительного роста нагрузок при работе в тяжелых и особо тяжелых условиях существенно возрастает момент сил, опрокидывающий экскаватор и, соответственно, необходимое значение массы экскаватора.

Из приведенных данных следует, что металлоемкость экскаваторов производства ПАО «Уралмашзавод» и ООО «ИЗ-КАРТЭКС» имеет повышенные значения, что обеспечивает более устойчивое положение экскаватора при работе в тяжелых и особо тяжелых условиях. Разница значений показателя энерговооруженности обусловлена различием данных для подсчета – мощность сетевого двигателя и мощность трансформатора подстанции.

Монопольное положение мехлопат стало теряться с появлением карьерных гидравлических экскаваторов.

В 1972 г. был получен патент США № 3648863 на экскаватор 204-М типа Superfront, выполненный с гидрофицированным погрузочным рабочим оборудованием. Рабочий процесс экскаватора с погрузочным рабочим оборудованием заключается во внедрении ковша в массив (развал) породы при его поступательном движении по горизонтальной траектории на границе «массив – рыхлая порода».

При внедрении ковша сила сопротивления породы ограничивается величиной силы сцепления ходового оборудования экскаватора с грунтом и составит

$$F_c \leq F_{сц},$$

где  $F_c$  – сила сопротивления породы внедрению ковша;  $F_{сц} = G\mu_{сц}$  – сила сцепления ходового оборудования;  $G$  – сила тяжести экскаватора;  $\mu_{сц}$  – коэффициент сцепления ходового оборудования (гусениц) с грунтом.

При схеме нагружения экскаватора с погрузочным рабочим оборудованием отсутствует момент сил, опрокидывающий экскаватор, и масса экскаватора при этом определяется из условия обеспечения необходимой силы сцепления ходового оборудования с грунтом. В конечном счете, при одинаковых массах экскаваторов вместимость ковша погрузочного рабочего оборудования в 2-3 раза превышает вместимость ковша прямой лопаты. Так, вместимость ковша экскаватора 204-М составляет 19,9 м<sup>3</sup> при массе экскаватора 568 т, тогда как для мехлопаты ЭКГ-20 с вместимостью ковша 20 м<sup>3</sup> масса экскаватора составляет 1040 т. Применение погрузочного оборудования в карьерных экскаваторах вместо прямой лопаты позволило резко повысить единичную мощность машин и привело к появлению карьерных гидравлических экскаваторов.

В таблице приведены технические характеристики карьерных гидравлических экскаваторов с погрузочным рабочим оборудованием

Технические характеристики гидравлических экскаваторов

№№ п/п	Параметр	(4)*	(4)	(5)*	(5)
		R995	R9800	PC1250	PC2000
1	Вместимость основного ковша, м <sup>3</sup>	28	42	6,5	11
2	Максимальное усилие внедрения, кН				
3	Мощность двигателя, кВт	1600	2984	485	728
4	Масса экскаватора, т	441	793	107	195
5	Коэффициент $K_3$	16	19	16	18
6	Коэффициент $K_4$	3,6	3,8	4,5	3,7

\*4 – фирма LIEBHERR (Германия); 5\* – фирма KOMATSU (Япония)

Из приведенных данных следует, что показатель металлоемкости гидравлических экскаваторов составляет

$$K_3 = 16...19 \text{ т/м}^3,$$

а показатель энерговооруженности изменяется в диапазоне

$$K_4 = 3,6...4,5 \text{ кВт/т.}$$

Сравнение технических данных и значений коэффициентов мехлопат и гидравлических экскаваторов показывает, что в отличие от мехлопат

гидравлические экскаваторы характеризуются низкой металлоемкостью и относительно большой энерговооруженностью.

Рост энерговооруженности и мощности силовой установки обуславливается существенным возрастанием силы сопротивления породы при внедрении ковша (т.е. сжатия или выдавливания породы) по сравнению с силой сопротивления породы при копании.

Таким образом, критериями для определения технического уровня конструкций карьерных экскаваторов являются следующие показатели:

металлоемкость  $m(K_3) = M / E$  и энерговооруженность  $p(K_4) = P_{\text{уст}} / M$ , которые позволяют оценить технический уровень как мехлопат, так и гидравлических экскаваторов.

В целом, при оценке технического уровня необходимо учитывать и технологические возможности экскаватора, определяемые видом рабочего оборудования.

Наиболее приспособленным для разработки горных пород открытым способом является оборудование типа прямая лопата, обеспечивающее реализацию как рабочих нагрузок в пределах рабочей зоны экскаватора, так и максимальных нагрузок при удалении негабаритов.

Погрузочное рабочее оборудование эффективно функционирует лишь в нижней части рабочей зоны при поступательном движении ковша по горизонтальной траектории. Кроме того, ввиду относительно малой массы гидравлических экскаваторов затруднено удаление негабаритов и требуется качественная подготовка горной массы к экскавации.

Высокая стоимость гидрофицированного рабочего оборудования определяет целесообразность поиска комбинированных конструкций рабочего оборудования экскаваторов (гибридных экскаваторов). Так, фирма Joy Global Inc (США) планирует при разработке экскаваторов R&H 2650CX снизить себестоимость продукции за счет значительного сокращения объемов гидравлического оборудования [9].

В УГГУ на кафедре горных машин и комплексов разработано техническое решение по рабочему оборудованию гибридного экскаватора [12], обеспечивающее снижение энергозатрат на экскавацию горной массы за счет совмещения механического и гидравлического оборудования.

Перспективным направлением совершенствования конструкций карьерных экскаваторов являются:

- разработка рабочего оборудования с внутренним замыканием рабочих нагрузок [10, 11];
- разработка конструктивной схемы рычажного (без стрелы) рабочего оборудования карьерного экскаватора [12].

#### **Выводы:**

Кардинальное изменение соотношений между основными параметрами мехлопат и гидравлических экскаваторов обуславливается различием силовых схем экскаваторов, т.е. способа восприятия и замыкания рабочих нагрузок.



В целом, развитие конструкций одноковшовых экскаваторов происходит в соответствии с основными законами диалектики.

Наиболее отчетливо проявляется закон – единства и борьбы противоположностей, а именно, способа и средства производства. Так, создание принципиально новой конструктивной схемы экскаватора – гидравлического экскаватора с погрузочным рабочим оборудованием связано с внедрением прогрессивной технологии экскавации горных пород при горизонтальной траектории перемещения ковша.

В целом, выбор рационального типа рабочего оборудования экскаватора в зависимости от заданных горно-технологических условий и структурно-прочностных свойств горных пород, представляет собой сложную и многофакторную задачу.

### **Список литературы**

1. Вэблер Д. Сопоставительный анализ карьерного погрузочного оборудования // Горный журнал, 1995. № 12. С. 5-8.
2. Булес П. Эффективность эксплуатации карьерных экскаваторов с электромеханическим и гидравлическим приводом основных механизмов // Горная промышленность. 2014. № 6 (118). С. 36-37.
3. Комиссаров А.П., Лагунова Ю.А., Шестаков В.С. и др. Интенсификация процессов экскавации горных пород // Известия вузов. Горный журнал. 2015. № 3. С. 94-100.
4. Dudczak A. Excavators: theory and design. Warsaw: PWN, 2000.
5. Подерни Р.Ю. Механическое оборудование карьеров. М.: Изд-во МГГУ, 2007. 680 с.
6. Домбровский Н.Г., Панкратов С.А. Землеройные машины. М.: Госстройиздат, 1961. 651 с.
7. Анистратов Ю.И., Анистратов К.Ю. Технологические процессы открытых горных работ. М: ООО НТЦ Горное дело, 2008. 448 с.: илл.
8. Горная техника. Каталог-справочник. СПб.: ООО «Славутич». Вып. № 2 (14). 2014.
9. Проспект фирмы Joy Global Inc. (США).
10. Рабочее оборудование карьерного экскаватора. Патент на полезную модель № 122670 МПК E 02A 3/42; опубл. 10.12.12. Бюл. № 34.
11. Рабочее оборудование экскаватора. Патент на полезную модель № 92033 МПК E 02F 3/42; опубл. 10.03.10. Бюл. № 7.
12. Экскаватор «Горный». Патент на полезную модель № 178976 МПК E 02F 3/42; опубл. 24.04.18. Бюл. № 12

УДК 622.879

## МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГЛАВНЫХ МЕХАНИЗМОВ КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА

Комиссаров А. П.<sup>1,2</sup>, проф., Лукашук О. А.<sup>2</sup>, зав. каф.

<sup>1</sup>Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург

<sup>2</sup>Уральский федеральный университет им. Первого Президента России Б.Н.Ельцина,  
г. Екатеринбург

*Показано, что в процессе экскавации горных пород при совместном действии главных исполнительных механизмов (механизмов подъема и напора) карьерного экскаватора с рабочим оборудованием прямая лопата образует рычажный механизм, соединяющий главные механизмы с ковшом и преобразующий режимные параметры главных механизмов в энергосиловые параметры, реализуемые на режущей кромке ковша (зубьев), в соответствии с кинематическими свойствами механизма. В результате кинематического и силового анализа рычажного механизма получены выражения для передаточных функций механизма, определяющих соотношения между скоростью перемещения режущей кромки ковша (скоростью копания) и скоростями рабочих движений (подъема и напора) при перемещении ковша в пределах рабочей зоны экскаватора. Разработан оптимизационный алгоритм управления рабочим процессом карьерного экскаватора, обеспечивающий реализацию необходимых значений режимных параметров главных механизмов в процессе копания при отработке экскаваторного забоя.*

**Ключевые слова:** *главные исполнительные механизмы карьерного экскаватора, рычажный механизм, передаточные функции механизма, оптимизационный алгоритм управления рабочим процессом.*

## TECHNIQUE OF DETERMINATION OF REGIME PARAMETERS MAIN MECHANISMS OF THE CAREER EXCAVATOR

Komissarov A. P., Lukashuk O.A.,

*It is shown that in the course of excavation of rocks at joint operation of the main actuators (mechanisms of rise and a pressure) of the career excavator with the working equipment the direct shovel is formed the lever mechanism connecting the main mechanisms to a ladle and transforming regime parameters of the main mechanisms to the power power parameters realized on the cutting edge of a ladle (teeths) according to kinematic properties of the mechanism. As a result of the kinematic and power analysis of the lever mechanism expressions for the transfer functions of the mechanism defining ratios between the speed of movement of the cutting ladle edge (digging speed) and speeds of labor movements (rise and a pressure) when moving a ladle within the work area of the excavator are received. The optimizing control algorithm of working process of the career excavator providing realization of necessary values of regime parameters of the main mechanisms in the course of digging at working off of an excavator face is developed.*

**Keywords:** *main actuators of the career excavator, lever mechanism, transfer functions of the mechanism, optimizing control algorithm of working process.*

### Введение

Режимы работы двигателей главных исполнительных механизмов карьерного экскаватора с рабочим оборудованием прямая лопата характеризуются большим числом включений, значительной вариацией нагрузок и скоростей рабочих движений.

Управление рабочим процессом в этих условиях (большое количество информации, дефицит времени) затруднено.

Анализ управления рабочим процессом карьерного экскаватора показал, что логика управления им весьма сложна, количество используемой

информации велико, а качественные технические средства получения информации отсутствуют. В настоящее время ведутся работы по созданию комбинированных систем управления, сочетающих достоинства управления оператором и микропроцессором [1 – 12].

Повышение качества и эффективности управления возможно на основе формализации рабочего процесса экскавации горных пород и установления взаимозависимостей между энергосиловыми параметрами, реализуемыми на режущей кромке ковша (зубьях), и режимными параметрами главных механизмов с учетом горнотехнических условий разработки и параметров экскаваторного забоя.

Цель – повышение эффективности управления рабочим процессом экскавации на основе идентификации режимов функционирования главных механизмов.

Задачи, решаемые в этой работе:

- установление взаимосвязей между режимными параметрами главных механизмов и параметрами процесса экскавации – траектория перемещения ковша (вершины режущей кромки), скорость копания и др.;
- определение передаточных функций рычажного механизма, образующегося при совместном действии главных механизмов в процессе экскавации;
- разработка оптимизационного алгоритма управления рабочим процессом, обеспечивающего минимум времени перемещения ковша из одного положения в другое.

#### **Решение задач исследования**

Объектом исследования является процесс экскавации горных пород рабочим оборудованием типа прямая лопата карьерного экскаватора, реализующийся при совместном действии главных механизмов (механизмов подъема и напора) и, заключающийся в перемещении ковша (вершины режущей кромки) по эквидистантным траекториям, параллельным откосу уступа, с одновременным отделением слоя («стружки») горной массы.

Предмет исследования – анализ режимов функционирования механизмов подъема и напора при выемке пород в экскаваторном забое.

В процессе экскавации образуется рычажный двухкривошипный механизм, состоящий из звеньев механизма подъема (головной блок стрелы и подъемный канат) и механизма напора (седловой подшипник и рукоять с ковшом) и соединяющий главные механизмы с ковшом. В этом случае режимные параметры главных механизмов (скорости и усилия подъема и напора) преобразуются в энергосиловые параметры, реализуемые на ковше, в соответствии с кинематическими свойствами рычажного механизма.

На основе математической модели рабочего процесса экскавации получены выражения для кинематических передаточных функций рычажного механизма, определяющих требуемые значения скоростей рабочих движений (подъема и напора) при перемещении ковша из условия обеспе-

чения заданной скорости копания и длительности процесса экскавации [13 – 16].

В общем виде выражения для кинематических передаточных функций составят:

$$\Phi_{\text{п}} = V_{\text{п}} / V_{\text{к}} = f_1(X_{\text{к}}, Y_{\text{к}}, \psi, l_{\text{зв}});$$

$$\Phi_{\text{н}} = V_{\text{н}} / V_{\text{к}} = f_2(X_{\text{к}}, Y_{\text{к}}, \psi, l_{\text{зв}}),$$

где  $V_{\text{п}}$ ,  $V_{\text{н}}$ ,  $V_{\text{к}}$  – скорости подъема, напора и копания соответственно;  $X_{\text{к}}$ ,  $Y_{\text{к}}$  – координаты точки  $K$  (вершины режущей кромки ковша);  $\psi$  – угол наклона касательной к траектории перемещения ковша в точке  $K$ ;  $l_{\text{зв}}$  – геометрические размеры звеньев рычажного механизма.

Предложенный способ определения скоростей рабочих движений обеспечивает координацию рабочих движений и согласование скоростей подъема и напора в процессе экскавации.

Разработан оптимизационный алгоритм управления рабочим процессом карьерного экскаватора, обеспечивающий реализацию необходимых значений режимных параметров главных механизмов при перемещении ковша с заданной скоростью копания в пределах рабочей зоны экскаватора.

Алгоритм определяет содержание и последовательность выполнения следующих операций, обеспечивающих перемещение ковша по заданной траектории:

- расчет на ЭВМ скоростей подъема и напора в начальном (или другом) положении ковша, а также в последующих положениях, соответствующих перемещению ковша с заданным шагом;
- определение средних значений скоростей для двух положений и передача команд, пропорциональных средним значениям скоростей, на вход системы управления приводами главных механизмов;
- перемещение ковша в последующее положение.

### **Заключение**

Разработка оптимизационного алгоритма управления позволяет получить оптимальные значения критериев качества (минимум времени перемещения ковша по заданной траектории и минимум общих затрат энергии).

Система управления процессом экскавации на основе расчетных значений кинематических передаточных функций рычажного механизма для конкретных горнотехнических условий эксплуатации обеспечивает повышение эффективности функционирования карьерного экскаватора за счет координации рабочих движений и согласования скоростей подъема и напора из условия обеспечения заданной скорости копания и длительности процесса экскавации.

### **Список литературы**

1. Bender F. A., Sawodny O. A. Predictive Driver Model for the Virtual Excavator // The 13th International Conference on Control, Automation, Robotics and Vision (ICARCV), 2014, pp. 187-192.
2. Berns K., Proetzsch M., Schmidt D., Simulation and control of an autonomous bucket excavator for landscaping tasks // in Proceedings of the IEEE ICRA, Anchorage, Alaska, USA, May 3-8, 2010, pp. 5108-5113.
3. Lee B., Kim H. J. Trajectory Generation for an Automated Excavator // Proceedings of the 14 International Conference on Control, Automation and Systems (Iccas'14). – Seoul, 2014. P. 716-719.
4. Le Q. H., Jeong Y. M., Nguyen C. T., Yang S. Y. Development of a Virtual Excavator using SimMechanics and SimHydraulic // Journal of Drive and Control. 2013. Vol. 10 Iss. 1. P. 29-36.
5. Liu J. Integrated mechanical and electrohydraulic system modeling and virtual reality simulation technology of a virtual robotic excavator // Computer-Aided Industrial Design & Conceptual Design. IEEE 10th International Conference, 2009. pp. 797-802.
6. Tao N. A Low-cost Solution for Excavator Simulation with a Realistic Visual Effect // IEEE Conf. on Robotics, Automation and Mechatronics, 2008, pp. 889-894.
7. Бабаков С. Е., Певзнер Л. Д. Алгоритмизация управления движением ковша экскаватора в режиме черпания с применением нечеткой логики // Горное оборудование и электромеханика. 2012. № 9. С. 8 – 17.
8. Дружинин А. В. Повышение качества управления одноковшовыми экскаваторами на основе мультиагентного подхода / Новые огнеупоры. 2016. № 3. С. 11 – 12.
9. Певзнер Л. Д. Автоматизированное управление мощными одноковшовыми экскаваторами. М.: Горное дело, 2014.
10. Подэрни Р. Ю. Механическое оборудование карьеров: учеб. для вузов. 8-е изд., перераб. и доп. М.: Изд-во Майнинг Медиа Групп, 2013. 593 с.
11. Малафеев С. И., Тихонов Ю. В. Интеллектуализация карьерного экскаватора. ГИАБ. 2015. № 11. С. 107 – 115.
12. Малафеев С. И., Серебренников С. А. Повышение энергетической эффективности карьерных экскаваторов на основе модернизации электрооборудования и систем управления. Уголь, 2018. № 10. С. 30 – 34.
13. Гафурьянов Р. Г., Комиссаров А. П., Шестаков В. С. Моделирование рабочего процесса карьерных экскаваторов // Горное оборудование и электромеханика. 2009. № 6. С. 40 – 45.
14. Лагунова Ю. А., Комиссаров А. П., Шестаков В. С. и др. Горные машины. Энциклопедия. Т. IV-24. М.: Машиностроение, 2011. 493 с.
15. Интенсификация процессов экскавации горных пород / И. Ю. Иванов [и др.] // Известия вузов. Горный журнал. 2015. № 3. С. 94-99.
16. Комиссаров А. П., Лагунова Ю. А., Шестаков В. С. Проектирование карьерных экскаваторов. М.: Инновационное машиностроение, 2017. 232 с.

УДК 622.233.

**АНАЛИЗ СПОСОБА ПОВЫШЕНИЯ АДАПТАЦИИ ОЧИСТНОГО  
МЕХАНИЗИРОВАННОГО КОМПЛЕКСА К ИЗМЕНЯЮЩИМСЯ ГОРНО-  
ГЕОЛОГИЧЕСКИМ УСЛОВИЯМ**

**Королев А. И.**

Санкт-Петербургский горный университет, г. Санкт-Петербург

*Представлен анализ способа повышения адаптивности очистного механизированного комплекса к изменяющимся горно-геологическим условиям при отработке как высокотехнологичных пластов, так и пластов с усложненными горно-геологическими условиями. Изложены требования к адаптивному забойному скребковому конвейеру как остову комплекса, который обеспечивает не только поддержание и направленное перемещение комбайна в процессе выемки, но и направление передвижения секций механизированной крепи, обеспечивая постоянство шага самой секций по всей длине лавы.*

**Ключевые слова:** *очистной комплекс, скребковый конвейер, горно-геологические условия, горное давление, адаптация, угольный пласт, тяговая цепь.*

**ANALYSIS OF THE METHOD OF INCREASING THE ADAPTATION  
OF A CLEARING MECHANIZED COMPLEX TO CHANGING MOUNTAIN-  
GEOLOGICAL CONDITIONS**

**Korolev A.I.**

*An analysis is presented of a method for increasing the adaptability of a mechanized treatment complex to changing mining and geological conditions when developing both high-tech formations and formations with complicated mining-geological conditions. The requirements for adaptive downhole scraper conveyor as the core of the complex, which provides not only the maintenance and directional movement of the combine in the process of excavation, but also the direction of movement of the sections of the mechanized support, outlines the constancy of the step of the sections along the entire length of the lava.*

**Keywords:** *cleaning complex, scraper conveyor, mining and geological conditions, rock pressure, adaptation, coal seam, traction chain.*

Как пишет Линник Ю.Н., Крашкин И.С., Мерзляков В.Г. и др. – «Совершенствование существующего и создание нового очистного и проходческого оборудования с учетом отставания отечественного горного машиностроения от мирового уровня жизненно необходимы для повышения конкурентоспособности угля перед нефтью и газом, а также для достижения технико-экономических показателей зарубежных шахт» [1]. И действительно отечественное горное машиностроение отстало от мирового уровня, наибольшую часть горного оборудования на шахтах, поставляют иностранные компании. Но это не значит, что Российское горное машиностроение заброшено, напротив, ведутся активные разработки, модернизация оборудования для высокотехнологичных пластов, секций крепей, комбайнов, стругов, но в меньшей степени забойных конвейеров. При этом улучшение адаптивности одного из элементов может приводить к значительному повышению работоспособности всего комплекса в целом [4-5].

Стремление адаптировать очистной механизированный комплекс (ОМК), увеличить технические и экономические показатели, привело к усовершенствованию и созданию ОМК более высокого технического

уровня, вследствие чего была усложнена их конструкция, повышена металлоемкость и стоимость [2]:

- увеличилась масса комплекса, его мощность вследствие чего возросли распорные усилия секции крепи, скорость и усилия подача комбайна производительность конвейера и перегружателя;

- совершенствуются кинематические связи структурных элементов комплексов, системы диагностики машин и механизмов и устранения, предотвращения неполадок.

Учитывая всё многообразие факторов и не малый спектр нагрузок, затруднительно обеспечить устойчивое положение очистного комплекса при увеличенной массе и жёсткости става скребкового конвейера. Именно конвейер, как остов комплекса, обеспечивает не только поддержание и направление комбайна в процессе его перемещения, но и направление передвижения секций механизированной крепи, обеспечивая постоянство шага самой секции по всей длине лавы [6].

К особенностям работы современных лав, влияющих не только на устойчивость комплекса в целом, но и выдвигающих требования к забойному скребковому конвейеру, можно отнести:

- повышение суточной нагрузки;
- увеличение длины лавы и выемочного столба для сокращения объема проходческих работ;
- невозможность профилирования почвы;
- слабую адаптивность к сложной гипсометрии пласта и к линии забоя из-за чрезмерной жёсткости става конвейера;
- малый клиренс (при комбайновой выемке), ограничивающий поток угля, производительность.

Основные требования к забойному скребковому конвейеру:

- профилирование почвы для направленного перемещения комплекса;
- подрубка пласта для увеличения отжима пласта и управления горным давлением.

Изложенным требованиям соответствует зарубежной забойный скребковый конвейер с горизонтально замкнутой режущо-транспортующей цепью [7] (рис 1), и может использоваться в комбайновых ОМК и в комплексах с выемочными модулями.

Предлагаемый забойный скребковый зарубежной конвейер является горизонтально-замкнутым, вследствие этого упрощается техническое обслуживание, возможно разнонаправленное движение угля и породы при селективной выемке.

Повышается устойчивость положения очистного механизированного комплекса при работе в изменяющихся горно-геологических условиях путем профилирования почвы для направленного перемещения комплекса и управления горным давлением подрубкой.

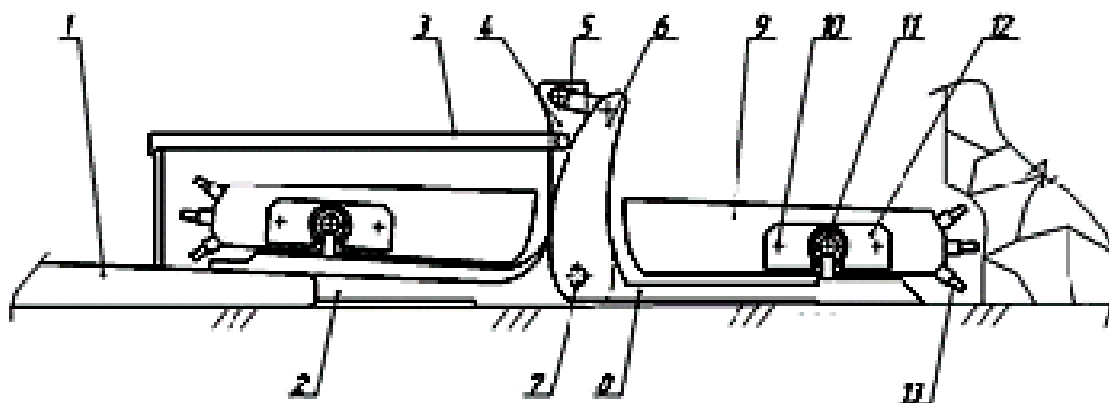


Рис 1. Забойный зарубной скребковый конвейер: 1 – основания секции крепи; 2 – заваль- ные решетки; 3 – опорный лист; 4 – опорная стойка; 5 – гидродомкрат; 6 – опорный рычаг забойного решета; 7 – опорная цапфа; 8 – забойный решета; 9 – скребок; 10 – тяговые цепи; 11 – опорная направляющая; 12 – скользящая каретка; 13 – резцы.

### Список литературы

1. Линник Ю.Н., Крашкин И.С., Мерзляков В.Г. и др. Концепция развития очистного, проходческого, конвейерного и бурового оборудования на период до 2020 г. // Горное оборудование и электромеханика. 2006. № 2. С. 2–12.
2. Габов В.В. Очистные механизированные комплексы для добычи угля в длинных забоях// Горная техника 2006.-№41.
3. Клишин В.И. Разработка способов и средств адаптации механизированных крепей к динамическим условиям нагружения: Автореф.дис..д-ра техн. наук .-М.,1998.-34с.
4. Адаптация секции механизированной крепи совершенствованием механической характеристики гидропривода ее гидростоек/ В.В. Бувич асп., В.В. Габов д.т.н. проф., А.В. Стебнев гл. мех. ОАО «СУЭК» Кузбасс, Н.В. Бабырь асп., // Горное оборудование и электромеханика.2016.- № 3-С. 28-34.
5. Адаптация параметров механизированных комплексов к различным горно-геологическим условиям/ А.Б. Копылов// Тульский государственный университет 2006.
6. Концепция адаптации забойных скребковых конвейеров/ С.В. Корнев// Украинская инженерно-педагогическая академия 2005.
7. Патент RU 2574090 Российская федерация E21F13/08 B65G19/10 Забойный скребковый зарубной конвейер/ Габов В.В., Королев А.И., Задков Д.А. заявитель и правообладатель "Национальный минерально-сырьевой университет "Горный" - 2014149673/03, заявл. 09.12.2014, опубл. 10.02.2016.



УДК 624.191.6

**УСТРОЙСТВО ДЛЯ ИНТЕНСИФИКАЦИИ РАЗРУШЕНИЯ  
ТВЕРДЫХ ПРОСЛОЕК ПРИ ПРОХОДКЕ ВЫРАБОТОК  
В МАССИВАХ ШАХТ МЕТРОСТРОЯ САНКТ-ПЕТЕРБУРГА**

**Юнгмейстер Д.А.**, проф., **Ячейкин А.И.**, аспирант, **Королев Р.И.**, аспирант,  
**Соболев К.Е.**, студент.

ФБГБОУ ВО «Санкт-Петербургский горный университет», г. Санкт-Петербург

*Предлагается конструкция виброактивной шарошки для интенсификации разрушения твердых прослоек и проходки выработок в условиях шахт Метростроя Санкт-Петербурга. Показано, что исполнительные органы проходческих комбайнов и буровой техники снабженные предлагаемыми виброактивными шарошками позволят повысить производительность горных машин и существенно снизят затраты на ремонт исполнительных органов.*

***Ключевые слова:** исполнительные органы, породоразрушающий инструмент, проходческие комбайны, шарошки.*

**DEVICE FOR INTENSIFICATION OF DESTRUCTION OF SOLID  
LAYERS AT THE EXCAVATION OF WORKINGS IN THE MINES OF  
ARRAYS METROSTROY ST. PETERSBURG**

**Yungmeyster D. A., Yachejkin A. I., Korolev R. I., Sobolev K. E.**

*It is proposed to design vibroaction cutters for intensification of destruction of solid layers and sinking workings in conditions of mines of Metrostroy St. Petersburg. It is shown that the Executive bodies of tunneling combines and drilling equipment equipped with the proposed vibrating balls will improve the productivity of mining machines and significantly reduce the cost of repair of Executive bodies.*

***Keywords:** Executive bodies, drilling tools, tunneling machines, cutters.*

В настоящее время остро стоит проблема развития Санкт-Петербургского метрополитена. Низкие темпы строительства метро обусловлены сложными горно-геологическими условиями. Строительство станций, перегонных тоннелей и вспомогательных выработок осуществляется в легко разрушаемых кембрийских глинах котлинского горизонта с многочисленными трудно разрушаемыми прослойками песчаников и известняков, а также гранитных валунов.

Проходка тоннелей ведется тоннелепроходческими механизированными комплексами Herrenknecht, КТ1-5.6, КТПМ [1,3], роторные исполнительные органы которых оснащены резцами и дисковыми шарошками. При работе по породам с твердыми прослойками выявился большой недостаток породоразрушающего инструмента, а именно низкая эффективность разрушения твердых прослоек и быстрое изнашивание самого породоразрушающего инструмента.

Ремонт исполнительного органа и замена изношенного породоразрушающего инструмента в шахтных условиях весьма длительный и трудоемкий процесс.

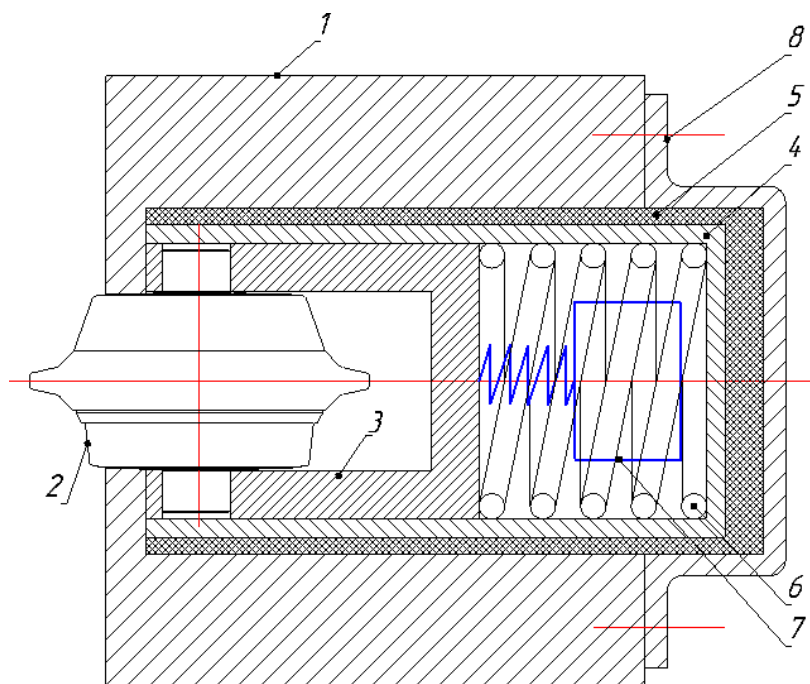


Рисунок 1. Конструктивная схема виброактивной шарошки:  
 1- корпус ротора; 2 – шарошка; 3 – толкатель; 4 – направляющая;  
 5 – прокладка; 6 – пружина; 7 – генератор колебаний; 8 – крышка.

Действие виброактивных шарошек основано на дробяще-скалывающем способе разрушения забоя. При работе по породам с твердыми прослойками вибрация от генератора колебаний передается на шарошку, тем самым, образуя сколы породы, и трещиноватую структуру забоя. Поэтому помимо снижения прочности забоя, снижается до 25 % сила резания на резцах, а также возникает риск поломки породоразрушающего инструмента [2, 3].

Предполагается, что при использовании зубчатых шарошек прирост скорости проходки составит до 15 %, а при использовании виброактивных зубчатых шарошек – до 25 %.

Аналогичные устройства могут использоваться в качестве погружных пневмоударников для станков шарошечного бурения на карьерах [4].

Для уточнения результатов расчета в настоящее время ведутся работы по наладке стенда и подбору параметров виброактивной шарошки, целью проведения стендовых испытаний является проверка работоспособности конструкции, которая в настоящее время патентуется.

### Список литературы

1. Бреннер В. А., Жабин А. Б., Щеголевский М. М., Поляков Ал. В., Поляков Ан. В. Щитовые проходческие комплексы : учеб. пособие. – М. : Горная книга, 2009. – 447 с.
2. Бреннер В. А., Кавыршин И. П., Кутлуниин В. А., Струков В. Б., Шмакин И. Г. и др. Виброактивное разрушение горных пород проходческими комбайнами. – Тула : Тульский полиграфист, 2000. – 203 с.
3. Lukin, D.G., Yungmeister, D.A., Yacheikin, A.I., Isaev, A.I. Improvement of shield machine KT1-5.6M cutterhead operation /«Gornyi Zhurnal», №12, 2018, с. 73-77
4. Belyushin, D.V., Lagunova, Yu.A. Analysis of test data on impact interaction between surfaces of vibro-machines and rocks /«Gornyi Zhurnal» №6, 2017, с. 63-66.

УДК 622.235.213.5

## **ОПЫТ ПРИМЕНЕНИЯ СМЕСИТЕЛЬНО-ЗАРЯДНЫХ МАШИН В УСЛОВИЯХ КАРЬЕРОВ УРАЛА**

**Котяшев А.А.**

ИГД УрО РАН, г. Екатеринбург

*Рассмотрен опыт применения смесительно-зарядных машин, обеспечивающих изготовление эмульсионных взрывчатых веществ из невзрывчатых компонентов в процессе зарядания скважин вблизи мест их применения в условиях карьеров.*

***Ключевые слова:** смесительно-зарядные машины, эмульсионные взрывчатые вещества), технология взрывного разрушения локальных массивов скальных пород.*

## **EXPERIENCE IN THE APPLICATION OF MIXING AND CHARGING MACHINES IN THE CONDITIONS OF THE URAL QUARRIES**

**Kotyashev.A.A.**

*The experience has been considered of operation of mixing-charging machines for the manufacture of emulsion explosives from non-explosive components in the process of loading wells in the vicinity of their use in pits.*

***Keywords:** mixing-charging mashines, emulsion explosives, technology of explosive destruction of the local rock masses.*

Доля затрат на буровзрывную подготовку горной массы к выемке в условиях глубоких отечественных и зарубежных карьеров достигает 30 % и более в себестоимости добычи 1 т минерального сырья. Так, при разработке Баженовского месторождения хризотил-асбеста, с ростом глубины горных работ до 300-350 м, обводнённость локальных массивов достигла более 90 %, в результате чего возникла необходимость приобретения дорогостоящих водоустойчивых взрывчатых веществах. Учитывая это, по заданию комбината, ГосНИИ «Кристалл» был разработан проект технологического процесса производства эмульсионных взрывчатых веществ (ЭВВ), а «Союзхимпром» разработал и реализовал проект строительства завода по производству эмульсии (матрицы) производительностью 25 тыс.т. в год. Все эмульсионные ВВ по своей структуре представляют конденсированные дисперсии водных растворов солей – окислителей в среде углеводородов, содержащих добавку эмульгатора. Технологический процесс изготовления ЭВВ состоит из ряда последовательных операций, а именно: подготовки смесительно-зарядных машин и сырья, приготовления раствора окислителей и смеси нефтепродукта с эмульгатором, приготовления раствора газогенерирующей добавки (ГГД), изготовление эмульсии, загрузки эмульсии и ГГД в СЗМ и изготовление порэмита 1А в смесительно-зарядной машине в процессе зарядания скважин. От конструктивных особенностей и параметров СЗМ в значительной мере зависит производительность комплекса, продолжительность зарядания блоков и эффективность технологии взрывного разрушения горных массивов в целом. Для изготовления ЭВВ вблизи мест их применения используются смесительно-зарядные машины (СЗМ) различной грузоподъёмности. Зарядание обводнённых скважин взрывчатыми смесями ме-

стного изготовления первоначально осуществлялось механизированным способом с использованием машин грузоподъемностью 6,5 и 8 т: Нитро--Нобель, СЗМ-8, МЗВ-8, а затем машинами МЗВ-10, МЗГ-10 и ТСЗМ-11 ПГ грузоподъемностью 10-11 т. За последние годы комбинатом были приобретены СЗМ МЗВ-15 и СЗГМ-15Э грузоподъемностью 15т и 2 «Доставщика невзрывчатых компонентов эмульсионных ВВ» СЗГМ-24 ДК, предназначенных для транспортирования, хранения и проведения сливно-наливных операций в карьерных условиях вблизи мест зарядания скважин. Опыт изготовления и применения эмульсионных взрывчатых веществ в смесительно-зарядных машинах в процессе зарядания скважин для разрушения локальных массивов горных пород на асбестовых карьерах показал, что они имеют ряд достоинств, а именно: полную механизацию зарядания взрывааемых скважин на локальных блоках, низкую чувствительность к механическим и тепловым воздействиям, необходимую водоустойчивость и, как следствие, высокую безопасность в обращении, экологически чистое безотходное производство, относительно низкую газовую вредность и дешевую сырьевую базу [1,2,3,4]. Технические характеристики смесительно-зарядных машин и доставщиков, которые эксплуатируются на карьерах ОАО «Ураласбест» в настоящее время приведены ниже в таблицах 1 и 2. В 2015 году на карьерах комбината с использованием СЗМ было зарядано 16280 скважин на 216 локальных блоках и взорвано 9219 тыс. м<sup>3</sup> скальных пустых пород и руд. На рисунках 1 и 2 показаны тренды годовой производительности СЗМ на 1т грузоподъемности и закономерности изменения затрат на подготовку горной массы к выемке. Транспортной базой СЗМ являются КрАЗ-256Б1, КрАЗ – 65053 – 02, КАМАЗ – 65115, Volvo FM 13, Volvo FMX D13 со снаряжённой массой от 12000 до 18000 т и массой груза от 8 до 25.85 т. Объем емкости для эмульсии варьирует в пределах от 7.3 до 26 м<sup>3</sup>, а для ГГД соответственно от 0.225 до 0.32 м<sup>3</sup>. Привод рабочих органов предусмотрен - гидравлический. Производительность винтового насоса по закачке порэмита в скважины под столб воды на подготовленном к заряданию блоке составляет 300 кг/мин. Длина зарядного рукава составляет 30 м, а диаметр 50-65 мм у СЗМ и 75 мм у доставщиков невзрывчатых компонентов. Для стабилизации технологических и экономических показателей буровзрывного комплекса карьеров необходимо дальнейшее совершенствование техники и технологии разрушения скальных массивов, освоения и внедрения новых прогрессивных средств и способов зарядания скважин, позволяющих снизить затраты на подготовку горной массы к выемке и доставке её к пунктам приёма.

Таблица 1 - Характеристики СЗМ производства  
ОАО НИПИГОРМАШ (Екатеринбург)

Технические параметры	Марка смесительно-зарядных машин		
	МЗВ-8	МЗВ – 10	МЗВ-15
Транспортная база	КрАЗ-256Б1	КрАЗ – 65053 02	Volvo FM 13
Масса груза, т	8,75	10	15
Объем емкости для эмуль-	7,3	10	15

сии, м <sup>3</sup>			
Объем емкости для ГГД, м <sup>3</sup>	0,25	0,25	0,225
Объем емкости для воды, м <sup>3</sup>	0,40	0,40	0,37
Снаряженная машина, т	13600	16240	16000
Полная масса, т	24100	26240	31000
Привод рабочих органов	гидравлический	гидравлический	гидравлический
Производительность винтового насоса по закачке порэмита в скважину, кг/мин	300	300	300
Зарядный рукав Диаметр, мм Длина, м	65 30	65 30	50 30
Контроль загрузки порэмита в скважины	По числу оборотов винтового насоса, точность ±4 %	По числу оборотов винтового насоса, точность ±4 %	По числу оборотов винтового насоса, точность ±4 %
Персонал, человек	2	2	2

Таблица 2 - Характеристики СЗМ производства ООО «СпецГорМаш» (Екатеринбург)

Технические параметры	Марка смесительно-зарядных машин и доставщика эмульсии		
	СЗГМ-8Э	СЗГМ-15Э	СЗГМ-24 ДК
Транспортная база	КАМАЗ - 65115	Volvo FMX D13	VolvoFMX 13 D13
Масса груза, т	8	15	25.85
Объем емкости для эмульсии, м <sup>3</sup>	7,3	15	26
Объем емкости для ГГД, м <sup>3</sup>	0,25	0.225	ГГД- - 0.22/0.32
Объем емкости для воды, м <sup>3</sup>	0,40	0.49	0.730
Масса снаряженной машины, т	12000	18000	16000
Полная масса, т	21000	33000	31000
Привод рабочих органов	гидравлический	гидравлический	гидравлический
Производительность винтового насоса, кг/мин	300	300	300
Зарядный рукав: Диаметр, мм Длина, м	50 30	50 30	75 10
Контроль загрузки порэмита в скважины	По числу оборотов винтового насоса, точность ±4 %	По числу оборотов винтового насоса, точность ±4 %	По числу оборотов винтового насоса, точность ±4 %
Персонал, человек	2	2	2

Перспективным направлением дальнейших исследований является совершенствование и оценка эффективности применения технологических схем доставки ЭВВ на подготовленные к заряданию блоки с использованием доставщиков компонентов ЭВВ грузоподъемностью до 40-50 т на ра-

бочие горизонты, что позволит значительно снизить расстояние транспортирования для СЗМ и одновременно уменьшить мощность двигателей на базовых моделях автомобилей, поскольку движение гружёных машин будет осуществляться под уклон и по горизонтальным площадкам на уступах.

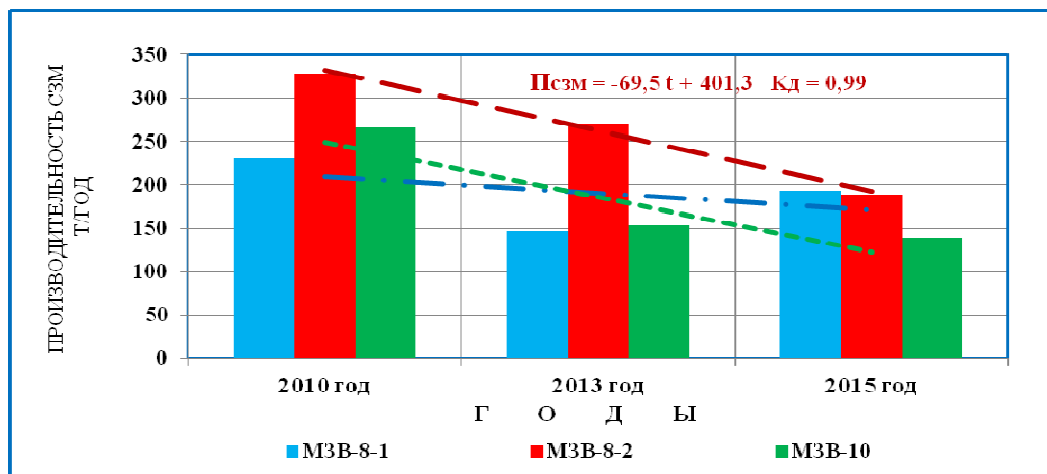


Рис. 1 Тренды годовой производительности СЗМ на 1 т грузоподъёмности

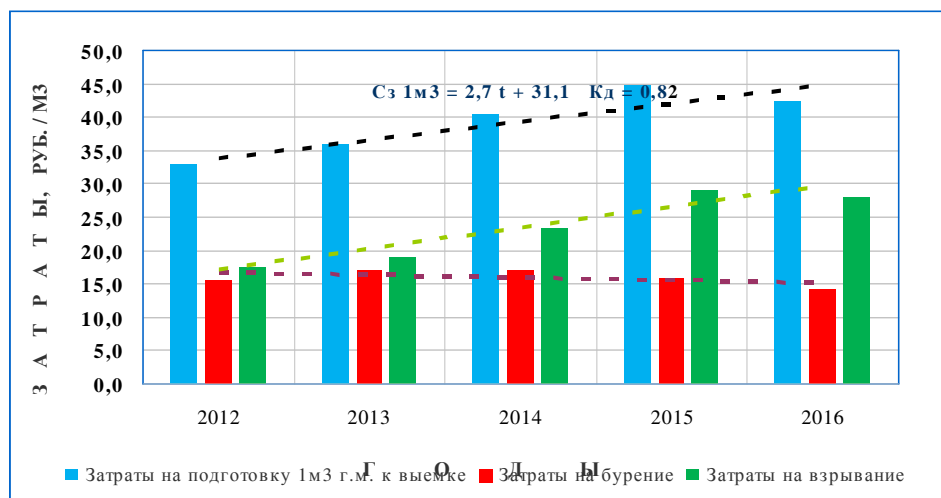


Рис. 2. Закономерности изменения затрат на подготовку горной массы к выемке в условиях разработки асбестовых месторождений

УДК 620.178; 621.879

## УТОЧНЕНИЕ ФОРМУЛЫ ДЛЯ ОЦЕНКИ СКОРОСТИ ИЗНАШИВАНИЯ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ЭКСКАВАТОРА

Крицкий Д.Ю.<sup>1</sup>, Побегайло П.А.<sup>2</sup>, к.т.н., с.н.с, Папич Л.<sup>3</sup>, д.т.н., проф., Гадоллина И.В.<sup>2</sup>, к.т.н., с.н.с, Беззубов Д.А.<sup>1</sup>

<sup>1</sup> СУЭК, Красноярск, Москва; <sup>2</sup>. ИМАШ РАН, Москва;

<sup>3</sup> Исследовательский центр управления надежностью и качеством, г. Чачак, Сербия;

*С привлечением данных об эксплуатационной надежности зубьев роторного экскаватора по критерию износа было проведено уточнение формулы для оценки скорости изнашивания при эксплуатации экскаватора в условиях конкретного угольно-добывающего комплекса в Сибири (Красноярск). При уточнении формулы были привлечены данные по наблюдениям за надежностью в эксплуатации, полученные авторами, данные из литературы, накопленные многими поколениями исследователей, а также рекомендации экспертов.*

**Ключевые слова:** скорость изнашивания, сбор данных в процессе эксплуатации, роторный экскаватор, зубья ковша.

## RESTRICTIONS ON THE USE OF STOCHASTIC PROCESSES TO THE PROBLEM OF ESTIMATING LOADING IN THE EVALUATION OF DURABILITY

**Krizkij D.U., Pobegailo P.A., Papic L., Gadolina I.V.**

*With the use of data on the operational reliability of the teeth of the rotary excavator according to the wear criterion, the formula for assessing the wear rate was refined for the excavator in the conditions of a specific coal mining complex in Siberia (Krasnoyarsk). Data from the literature accumulated by many generations of researchers, as well as expert recommendations were used to Refine the formula. To estimate the error interval of the coefficient of proportionality obtained by the authors, computer simulation of Monte Carlo was used, taking into account the variation of the parameters included in the formula of quantities*

**Keywords:** Wear rate, exploitation service data acquisition, bagger, bucket teeth

**Введение.** С целью анализа технологических и эксплуатационных вариантов работы различного сложного оборудования и цепочек оборудования, применяемого на открытых горных работах, специалистам, работающим с ним, необходимо иметь соответствующую инженерную методику, включающую и некоторые формулы, например, для оценки текущей надежности этих машин и механизмов.

Существенное влияние на надежность машин для открытых горных работ оказывает состояние элементов его рабочего оборудования. Так, для ковшей экскаваторов весьма принципиально состояние его зубьев. К тому же процесс замены изношенных зубьев вносит свой вклад и в экономику горного предприятия.

Основной вклад в ухудшающееся состояние зуба ковша экскаватора вносит абразивный износ. Это известно давным-давно и уже около пятидесяти лет идёт поиск оптимальной формы зуба, оптимальной схемы их установки на ковше(-ах), оптимального соотношения материалов, рационального метода их обработки и пр.

Одним из важнейших вопросов, связанных с исследованием абразивного износа зубьев ковша, является формирование и уточнение его физической (механической) картины. При этом установлена важность такого параметра оценки износа как его скорость.

Фундаментальным вопросам абразивного изнашивания посвящены многие научные работы [1 - 3 и мн. др.].

Для горных, строительных и дорожных машин, данный вопрос, с достаточной глубиной и полнотой, рассматривался в работах [4 - 7 и др.].

Однако, несмотря на многочисленные труды в области исследования абразивного износа элементов рабочего оборудования экскаваторов, не все вопросы решены на достаточном для инженерного применения уровне. Одним из таких вопросов является оценка скорости износа зубьев карьерных экскаваторов.

Так, в замечательной работе [4] предложена формула для оценки износа. Однако, она имеет ряд родовых травм (нет данных по значению ряда критериев; автор ошибся в размерности и пр.) и не может быть использована в реальной инженерной работе, её необходимо уточнить. Именно этому и посвящена настоящая работа.

В качестве объекта исследования авторами настоящей работы взят роторный экскаватор SRs(k)-4000 (ГДР), работающий уже много лет в Красноярском крае (Назаровское бурогольное месторождение). Общий вид экскаватора с перегружателем и часть их габаритных размеров представлены на рис. 1.

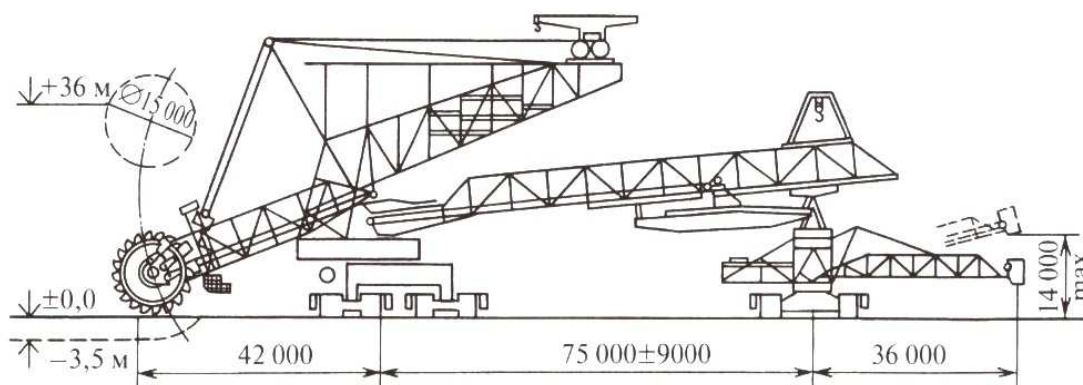


Рис. 1. Экскаватор роторный SRs(k)-4000 с перегружателем

**Основной текст.** Параметр  $\gamma \left[ \frac{м}{ч} \right]$  - скорость изнашивания, в книге [4] было предложено оценивать по эмпирической формуле вида:

$$\gamma = \left( A \cdot P \cdot K_{p0} \cdot K_{vp0} \cdot f \cdot s \cdot t_p \cdot K_v \cdot K_{ABP} \cdot \frac{1}{K_{ИЗН}} \right) \cdot K_{t20}, \quad (1),$$

где  $A$  - коэффициент пропорциональности;  $P$  - давление на рабочей поверхности зуба;  $K_{p0}$  - коэффициент, учитывающий влияние изменения давления;  $K_{vp0}$  - коэффициент, учитывающий влияние частоты изменения давления;  $f$  - коэффициент трения;  $s$  - путь трения зуба;  $t_p$  - продолжитель-



ность копания;  $K_v$  - коэффициент, учитывающий затупление зуба;  $K_{ABP}$  - коэффициент абразивности грунта;  $K_{ИЗН}$  - коэффициент, износостойкости;  $K_{t20}$  - коэффициент, учитывающий температуру окружающей среды.

Формула (1) положена автором указанной книги в фундамент подхода для эмпирической оценки скорости износа элементов строительных и дорожных машин. При этом в работе [4] её автором предложено такое очевидное соотношение для оценки ресурса зуба ковша экскаватора:

$$t_H = \frac{U_D}{\gamma}, \quad (2),$$

где  $U_D$  - допустимый износ зуба.

Для удобства работы с формулами (1) и (2) и для учета разнорежимности работы на различных грунтах, формула (1) была нами преобразована к виду:

$$\gamma = A \cdot K_1 \cdot K_2 = A \cdot \prod_{j=1}^m K_j \cdot \prod_{i=1}^k K_i \quad (3),$$

где  $K_1 = \prod_{j=1}^m K_j$  - первый обобщенный коэффициент износа не зависящий от режима работы машины, очевидно, равный произведению ряда коэффициентов ( $f$ ,  $K_{ABP}$ ,  $K_{ИЗН}$  и  $K_{t20}$ );  $K_2 = \prod_{i=1}^k K_i$  - второй обобщенный коэффициент износа зависящий от режима работы машины, также очевидно, равный произведению ряда иных коэффициентов ( $P$ ,  $K_{p0}$ ,  $K_{vp0}$ ,  $s$ ,  $t_p$ ,  $K_v$ ).

Такая новая запись позволяет при необходимости рассматривать отдельно поведение групп эмпирических коэффициентов и точнее учитывать характерные особенности работы конкретного экскаватора.

После этого, имея в виду в качестве опоры, выполненные нами экспериментальные исследования, возможные значения коэффициента  $A$  можно оценивать по очевидному соотношению:

$$A = \frac{\gamma}{K_1 \cdot K_2}, \quad (4).$$

Необходимость в этом связана с тем, что в работе [4] никаких точных данных по значениям коэффициента  $A$  не представлено. С учетом работы экскаватора на разных грунтах, величина  $A$  предварительно оценена как  $A = 8,1 \cdot 10^{-8} [(\text{Па} \cdot \text{ч})^{-1}]$ .

#### **Заключение.**

1). Из области исследования строительных и дорожных машин авторы осуществили перенос в область горной техники подхода к оценке скорости износа элементов рабочего оборудования.

2). На примере роторного экскаватора, работающего в Красноярском крае, было определено, какие значения принимают эмпирические коэффи-

циенты. Такого рода исследования могут быть выполнены и для иных территорий нашей планеты, и для иных видов машин.

3) В продолжении настоящей работы планируется дальнейшее уточнение значений коэффициента  $A$  с привлечением новых эксплуатационных данных, рассмотрение иных видов горных машин, анализ влияния твердости зубьев ковша.

### **Список литературы**

1. Хрущёв М.М., Бабичев М.А. Абразивное изнашивание. М.: Наука, 1970. 252 с.
2. Крагельский И.В. Трение и износ. М.: Машиностроение, 1968. 480 с.
3. Когаев В.П., Дроздов Ю.Н. Прочность и износостойкость деталей машин. М.: Высшая школа, 1991. 319 с.
4. Рейш А.К. Повышение износостойкости строительных и дорожных машин. М.: Машиностроение, 1986. 184 с.
5. Ветров Ю.А. Резание грунтов землеройными машинами. М.: Машиностроение, 1971. 360 с.
6. Тененбаум М.М. Сопротивление абразивному изнашиванию. М.: Машиностроение, 1976. 271 с.
7. Ткачёв В.Н. Работоспособность деталей машин в условиях абразивного изнашивания. М.: Машиностроение, 1995. 336 с.

УДК [532.5+621.225] (075.8)

## К ВОПРОСУ ОПТИМИЗАЦИИ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ГИДРООБЪЕМНЫХ УДАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Кызыров К.Б.<sup>1</sup>, проф., Исаяев В.Л.<sup>1</sup>, ст. преп., Лагунова Ю.А.<sup>2</sup>, проф., Решетникова О.С.<sup>1</sup>, ст. преп.

<sup>1</sup>Карагандинский государственный технический университет, г. Караганда, Казахстан

<sup>2</sup>Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия

*В статье рассмотрены вопросы выбора критерия оптимизации, характера и величины ограничений применительно к гидравлическим механизмам ударного действия при их проектировании. Произведен синтез ударного механизма, обеспечивающего заданную ударную мощность, принятую в качестве критерия оптимизации, с максимальным КПД.*

**Ключевые слова:** гидравлический ударный механизм, ударная мощность, энергия удара, критерий оптимизации

## TO THE QUESTION OF OPTIMIZATION OF THE WORKING CYCLE OF HYDRAULIC IMPACT MECHANISMS

Kyzyrov K.B., Isayev V.L., Lagunova Yu.A., Reshetnikova O.S.

*The article discusses the problem of choosing the optimization criterion, the nature and limitation value in relation to the hydraulic impact mechanisms in their design. The synthesis of the impact mechanism, providing a given impact power, adopted as an optimization criterion, with maximum efficiency was done.*

**Keywords:** hydraulic impact mechanism, impact power, impact energy, optimization criterion

На начальной стадии проектирования гидравлического ударного механизма важным вопросом является выбор его наиболее рациональной конструктивной схемы. Для этого согласно [1-3] необходимо количественно сопоставить оптимальные решения выявленных вариантов структур. При отыскании оптимальных решений структур фундаментальное значение имеет обоснование и выбор критерия оптимизации, характера и величины ограничений.

С учетом [1, 2] при выборе критерия оптимизации следует руководствоваться тем, что основные показатели машины целиком зависят от технологической задачи, которую должна она выполнять, и условий, в которых она будет работать.

В соответствии с технологической задачей применительно к гидравлическим ударным механизмам бурильных машин основным показателем их работы является скорость бурения  $v_y$ . Зная требуемую скорость бурения и физико-механические свойства горной породы можно определить требуемую ударную мощность механизма, которая равна произведению энергии единичного удара  $A$  на число ударов  $n$  в единицу времени

$$N_y = A \cdot n. \quad (2.1)$$

Известно [4], что скорость бурения  $v_y$  прямо пропорциональна ударной мощности механизма  $N_y$ . Следовательно, в качестве критерия оптимизации можно принять ударную мощность  $N_y$ .

Энергия удара гидравлического ударного механизма ограничена пределами  $A_0 \leq A \leq A_1$ , где  $A_0$  - минимальная энергия удара, при которой про-

исходит объемное разрушение горной породы;  $A_1$  - максимальная энергия удара, допустимая с учетом прочностных характеристик инструмента [1]. По заданной ударной мощности и по ограничению на энергию удара определяются частота ударов  $n$  и время рабочего цикла бойка  $T$ :

$$n = \frac{N_y}{A}, \quad T = \frac{1}{n}. \quad (2.2)$$

Из формулы  $A = \frac{m \cdot v_y^2}{2}$  (2.3) видно, что необходимая величина энергии удара может быть получена при различных сочетаниях массы и предударной скорости. Но увеличение скорости удара эффективно лишь до определенного значения ~ до 8 м/с. Дальнейшее увеличение скорости удара не приводит к снижению объемной работы, что объясняется переходом через критическую скорость соударения и, в связи с этим, пластическими деформациями штанги. Поэтому предударную скорость бойка следует принимать равной 8 м/с. По известной энергии удара  $A$  и предударной скорости  $v_y$  определяется масса бойка  $m$ :

$$m = \frac{2 \cdot A}{v_y^2}. \quad (2.4)$$

Таким образом, при создании ударного механизма критерий оптимизации задан, так как известна предударная скорость из условий разрушения горной породы. Известно так же рациональное сочетание энергии, частоты и скорости ударов в рамках заданной ударной мощности.

Однако заданное значение критерия оптимизации не позволяет определить рациональную конструктивную схему ударного механизма. Следовательно, необходимо ввести такие ограничения, которые позволят определить остальные свойства оптимальной структурной схемы, обусловленные специфическими особенностями привода и условиями его применения. В общем виде структуру ударного механизма можно представить в виде некоторой массы  $M$  совершающей возвратно-поступательные движения в цилиндре с рабочими камерами  $K1$ ,  $K2$  и наносящей периодические удары по инструменту  $I$  (рисунок 1). В рабочих камерах осуществляется преобразование потенциальной энергии давления жидкости непосредственно в кинетическую энергию ударной массы. В качестве источника гидравлической энергии ударного механизма используется привод постоянного давления. Для стабилизации расходной характеристики и давления в напорной и сливной магистралях установлены гидропневмоаккумуляторы  $A1$ ,  $A2$ . Торможение в конце холостого хода осуществляется с рекуперацией энергии в аккумуляторе напорной линии  $A1$ .

Эффективность гидравлического ударного механизма бурильной машины определяется его КПД и надежностью устройства. Процесс преобразования мощности потока рабочей жидкости в ударную мощность сопровождается гидравлическими потерями, обуславливающими нагрев жидкости и увеличение утечек в гидросистеме, что приводит к снижению КПД ударного механизма. Кроме того, при повышении температуры рабочей

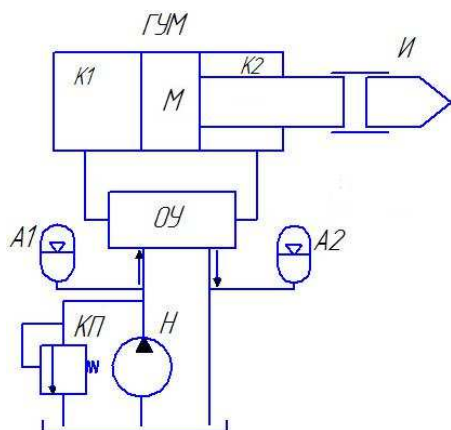


Рис. 1. Структура гидравлического ударного механизма:

ГУМ – гидравлический ударный механизм; К1, К2 – рабочие камеры; И – инструмент; М – ударная масса; ОУ – орган управления; А1, А2 – гидроневмоаккумуляторы; Н – насос; КП – клапан предохранительный

Однако на начальной стадии проектирования определить КПД не представляется возможным, так как при всякой попытке определения КПД структуры пострадала бы объективность оценки, поэтому возникает необходимость выявления потенциальных причин возникновения потерь мощности.

Специфика гидравлических ударных механизмов состоит в том, что в течение всего цикла движение жидкости в подводящих и отводящих каналах неустановившееся, и масса жидкости, обладающая большой инерционностью, достаточно сильно влияет на протекающие процессы в ударном механизме. Инерционность жидкости учитывается обычно присоединенной массой  $m_n$  и определяется по формуле

$$m_n = \sum_{i=1}^n m_i \left( \frac{S_n}{S_{ki}} \right)^2, \quad (2.4)$$

где  $m_i$  – масса жидкости в соответствующем участке канала с неустановившимся движением жидкости;  $S_k$  – площадь поперечного сечения соответствующего участка канала;  $S_n$  – площадь рабочей поверхности поршня.

Массу жидкости  $m_i$  можно определить следующим образом

$$m_i = \rho \cdot S_{ki} \cdot l_{ki}, \quad (2.5)$$

где  $l_{ki}$  – длина  $i$ -го участка канала;  $\rho$  – плотность жидкости.

Подставив (2.5) в (2.4), получим

$$m_n = \rho \cdot S_n^2 \sum_{i=1}^n \frac{l_{ki}}{S_{ki}}. \quad (2.6)$$

Анализируя (2.6), следует отметить, что присоединенная масса жидкости прямо пропорциональна  $\rho$ ,  $l_{ki}$ ,  $S_n^2$  и обратно пропорциональна  $S_{ki}$ , и прямо пропорциональна квадрату площади рабочей поверхности поршня

жидкости нарушается стабильность характеристик гидравлического источника энергии.

Потери мощности в гидравлическом ударном механизме определяются по формуле:

$$N_{пот} = N_{под}(1 - \eta),$$

где  $N_{под}$  – мощность, подводимая к ударному механизму;  $\eta$  – КПД ударного механизма.

Следовательно, в качестве главного ограничения следует принять КПД устройства и произвести синтез ударного механизма, обеспечивающего заданную ударную мощность с максимальным КПД.

$S_{\text{п}}$ . Следовательно, для снижения инерционности следует уменьшать величину  $S_{\text{п}}$ .

Гидравлические потери в каналах ударного механизма оцениваются в долях скоростного напора  $v_{\text{ж}}^2 / 2g$ , где скорость жидкости  $v_{\text{ж}}$  пропорциональна площади рабочей поверхности поршня  $S_{\text{п}}$ . Поэтому для снижения потерь целесообразно уменьшать величину площади поршня.

Механические потери определяются в основном конструктивными решениями структурных элементов.

Таким образом, для повышения КПД гидравлического ударного механизма рекомендуется уменьшать площади рабочих камер, взаимодействующих непосредственно с подсистемами гидропривода. При этом следует учитывать особенности структурообразования, например, в структурах с одной гидравлической управляемой полостью только одна поверхность взаимодействует с рабочей жидкостью, а в структурах с двумя управляемыми полостями – две. Площади рабочих поверхностей можно выразить через усилие  $F$ , развиваемое в соответствующих камерах, и давление рабочей жидкости  $P$ :

$$S = \frac{F}{P}.$$

Тогда при  $P = \text{const}$ , КПД механизма будет тем выше, чем меньше модуль усилия  $|F_1|$ , развиваемого в рабочей камере в структурах с односторонней связью, и чем меньше сумма модулей усилий  $|F_1| + |F_2|$  - в структурах с двухсторонней связью. Следовательно, в качестве ограничения на стадии структурного синтеза нужно выставить значение  $|F_1|$  для структур с односторонней связью и сумму  $|F_1| + |F_2|$  для структур с двухсторонней связью. Тогда наилучшим будет считаться такой цикл, который обеспечит заданный критерий оптимизации при наименьшем значении ограничения.

### Список литературы

1. Ашавский А.М. Установление оптимальных параметров и характеристик забойных машин ударно-вращательного бурения.
2. Лавендел Э.Э. Синтез оптимальных вибромашин. Рига: Зинатне, 1970. - 252 с.
3. Тимонин В.В. Оптимизация соотношений конструктивных параметров погружной гидравлической ударной машины объемного типа [Текст] / В.В. Тимонин. Труды научной конференции с участием иностранных ученых // Фундаментальные проблемы формирования техногенной геосреды. Новосибирск, 2007, с. 51–53.
4. Лемешко М. А., Волков Р. Ю. Адаптивная бурильная машина вращательного типа // Молодой ученый. — 2016. — №16. — С. 97-99.

УДК 622.4

## ГОМОГЕННОСТЬ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ КЛАССИЧЕСКОЙ И ГИДРОВИХРЕВОЙ ГЕТЕРОКОАГУЛЯЦИИ В ТЕХНОЛОГИИ ПЫЛЕПОДАВЛЕНИЯ НА ГОРНЫХ ПРЕДПРИЯТИЯХ

**Макаров В.Н.<sup>1</sup>**, д-р техн. наук, проф., **Угольников А.В.<sup>1</sup>**, канд. техн. наук., доц.,  
**Макаров Н.В.<sup>1</sup>**, канд. техн. наук., доц.,  
**Лифанов А.В.<sup>2</sup>**, генеральный директор, **Матеров А.Ю.<sup>2</sup>**, руководитель группы,  
<sup>1</sup>ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет» г. Екатеринбург  
<sup>2</sup>ООО Научно-Производственный Комплекс «ОйлГазМаш» г. Подольск

*Статья посвящена установлению гомогенности уравнений описывающих классическую и гидровихревую гетерокоагуляцию в процессе пылеподавления для определения индикаторов, критериев подобия и построения критериального уравнения с использованием модифицированной модели циркуляционной коагуляции. С использованием теории Гельмгольца о постоянстве циркуляции скорости по замкнутому контуру, идентичности дисперсии завихренности и диффузии вязкой жидкости правила Фурье и П-теоремы, доказана возможность использования плоской модели взаимодействия в системе «жидкое – твердое» при вращении капель жидкости с обеспечением достаточной достоверности результатов прототипирования и натурных испытаний.*

**Ключевые слова:** гидрообеспыливание, гидровихревая ортокинетическая гетерокоагуляция, индикаторы критериев подобия, гомогенность..

## HOMOGENEITY OF THE KLASSICHESKOY MATHEMATICAL MODEL AND HYDROVORTEX HETEROCOAGULATION IN TECHNOLOGY OF DUST SUPPRESSION AT THE MOUNTAIN ENTERPRISES

**Makarov V. N., Ugolnikov A. V., Materov A. Yu., Makarov N. V., Lifanov A.V.**

*Article is devoted to establishment of homogeneity of the equations of the indicators describing classical and hydrovortex heterocoagulation in the course of dust suppression for definition, similitude parameters and creation of the criteria equation with use of the modified model of circulating coagulation. With use of the theory of Helmholtz about constancy of a velocity circulation on a closed path, identity of dispersion of a vorticity and diffusion of thick liquid of the rule of Fourier and the П-theorem, the possibility of use of flat model of interaction in a system "fluid – solid" is proved at rotation of drops of liquid with ensuring sufficient reliability of results of prototyping and field tests.*

**Keywords:** hydrodedusting, hydrovortex orthokinetic heterocoagulation, indicators of similitude parameters, homogeneity.

Многочисленные исследования в области коагуляционного взаимодействия частиц пыли с каплями жидкости, связанные с этим вопросы кинематики и динамики, физики этого явления до настоящего времени не позволили сформировать единого четкого понимания протекающих процессов и построения математических моделей.

В статьях [1-3] предложена модель гидровихревого инерционного пылеподавления, исследован механизм ортокинетической коагуляции в условиях действия присоединенного вихря, индуцированного вращающейся каплей жидкости.

Предложенная математическая модель гидровихревой инерционной ортокинетической коагуляции подтверждает существенное отличие механизма взаимодействия частицы пыли и капли жидкости в процессе столкновения, влияние угловой скорости вращения капли жидкости не только на кинематические параметры взаимодействия, но и на энергетические характеристики.

В случае классической коагуляции, как правило, рассматривается траектория движения частиц пыли в газовом потоке на плоскости. В условиях гидровихревой коагуляции траектория движения частиц пыли имеет пространственный характер, при этом частица пыли по отношению к капле жидкости движется по спирали.

Для перехода от пространственной модели гетерокоагуляции к плоской воспользуемся уравнением Стокса движения вязкой несжимаемой жидкости, приведенное в [4], запишем в форме:

$$\frac{d\omega_{ж}}{dt} - (\omega_{ж} \cdot \nabla)V = \frac{\mu}{\rho} \nabla^2 \omega_{ж}, \quad (1)$$

где  $\omega_{ж} = \text{rot}(V_{ж} - V_{г}) = \text{rot}V$ ,  $V_{ж}$ ,  $V_{г}$  – скорость движения капли жидкости и газа.

Правая часть уравнения (1) представляет собой дисперсию завихренности, т. е. фактически отражает процесс переноса энергии, обусловленной угловой скоростью вращения капли жидкости, вектор поступательной скорости которой  $(V_{ж} - V_{г})$  расположен в плоскости движения частиц пыли, на энергию вращения газа совместно с которым перемещаются частицы пыли. При этом коэффициент дисперсии завихренности представляет собой кинематический коэффициент вязкости  $\mu_{г} / \rho_{г}$ . Указанное подтверждает тождественность влияния вязкости и дисперсии завихренности на взаимодействие частиц пыли и капель жидкости, через газовую среду в которой они перемещаются.

Таким образом, с достаточной точностью процесс гидровихревой коагуляции можно рассматривать в условиях плоского движения с учетом дополнительного влияния дисперсии завихренности на энергетические характеристики взаимодействия частиц пыли и капель жидкости посредством газовой среды в процессе коагуляции.

С учетом выше изложенного уравнение (1) в полярных координатах может быть представлено в виде:

$$\frac{\mu_{г}}{\rho_{г}} \cdot \frac{d^2 \omega_{ж}}{dr^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{d\omega_{ж}}{dr} = 0. \quad (2)$$

Полученное уравнение тождественно уравнению распространения тепла, что подтверждает обоснованность выше указанного упрощения.

Уравнение Буссинеска движения частицы пыли в газовой среде с учетом (1, 2), [5] может быть представлено в виде

$$\frac{dV}{dt} + \text{rot}V \times V + d_{ж} \text{rot}V - \frac{V + \text{rot}V \times V + d_{ж} \text{rot}V}{\tau_{п}} = 0, \quad (3)$$



где  $\tau_{\text{п}} = R \frac{d_{\text{п}}^2 (\rho_{\text{п}} - \rho_{\text{г}})}{18\mu_{\text{г}}}$  – время релаксации частицы пыли на длине ее инерционного пробега;  $R$  – приведенный коэффициент сопротивления движению частицы пыли на длине ее инерционного пробега.

С учетом закона Био-Савара, вращающуюся каплю жидкости можно представить как конечную вихревую нить, которая создает соответствующую циркуляцию скорости движения газа и частиц пыли [4].

Учитывая статьи [1-3] и уравнение Гельмгольца о постоянстве циркуляции скорости по замкнутому контуру движение капле жидкости согласно уравнению (3) соответствует движению в плоскости в цилиндрической системе координат [4].

Однако, не смотря возможные упрощения, в настоящее время отсутствует математический аппарат решения выше указанных уравнений в общем виде с учетом граничных условий.

Большое значение приобретают методы экспериментального исследования на основе использования теории подобия и физического моделирования. Для проведения экспериментальных исследований и обоснованного использования полученных результатов необходимо установление критериев подобия соответствующих конкретным физическим процессам гидровихревой коагуляции. В настоящее время нет единого представления о достаточном числе критериев подобия определяющих взаимосвязь параметров в процессе инерционно-кинетического взаимодействия, тем более в условиях гидровихревой коагуляции. Весьма актуальной является задача построения критериального уравнения гидровихревого инерционного ортокинетического пылеподавления.

Учитывая правило Фурье,  $\Pi$ -теорему и следствия второго дополнительного положения В. А. Веникова о подобии сложных систем, критериальные уравнения для гидровихревой коагуляции могут быть построены по аналогии с соответствующими уравнениями на базе математической модели классического пылеподавления [6]. С учетом уравнений (1-3), выражения для критериев Рейнольдса и Стокса приведенных в статье [2] проведены экспериментальные исследования по определению критических значений Стокса для угольной, кварцевой и кремниевой фракций пыли.

На рис. 1 приведены результаты расчета изменения критических значений «инерционного параметра» Стокса  $Stk_{\text{пво кр}}$  в зависимости от угловой скорости вращения капле воды  $\omega_{\text{ж}}$  диаметром  $d_{\text{ж}} = 4,5 \cdot 10^{-6}$  м и диаметра частиц угольной пыли  $d_{\text{пво}}$  при значении критерия Рейнольдса капли жидкости  $Re_{\text{ж}}=20$ .

Проведенные экспериментальные исследования подтвердили достаточную достоверность утверждения о гомогенности дифференциальных уравнений ортокинетической коагуляции, обоснованности ее применения в целях обеспечения идентичности результатов моделей испытаний с реальными физическими процессами пылеподавления и возможность использования плоской модели гидровихревой коагуляции.

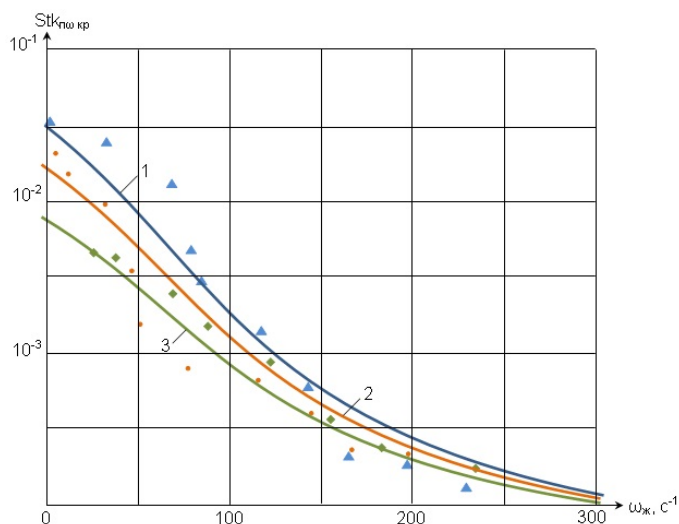


Рис. 1. Зависимость критических значений критерия Стокса от угловой скорости вращения каплей жидкости  $\omega_{жс}$  для различных твердых фракций пыли: 1 – угольная фракция; 2 – кварцевая фракция; 3 – фракция карбида кремния

Результаты расчетов на базе гипотезы гомогенности дифференциальных уравнений плоского и пространственного движения при классической и вихревой гетерокоагуляции показали высокую эффективность гидро-вихревой инерционной ортокинетической коагуляции, позволившей на 25 % снизить расход воды, уменьшить минимальный размер поглощения абсолютно гидрофобных частиц угольной пыли до  $5 \cdot 10^{-7}$  м повысить эффективность пылеподавления до 99 % в сравнении с классическим высоконапорным гид-

рообеспыливанием.

### Список литературы

1. Макаров В.Н., Косарев Н.П., Макаров Н.В., Угольников А.В., Лифанов А.В. Эффективная локализация взрывов угольной пыли с использованием гидровихревой коагуляции. Вестник пермского национального исследовательского политехнического университета. [Геология. Нефтегазовое и горное дело № 2, Т. 18, 2018](#). С. 178-189.
2. Макаров В.Н., Макаров Н.В., Кривошеин М.В. Математическое моделирование вихревого гидрообеспыливания на предприятиях горной и нефтегазовой промышленности. Сборник трудов XVI международной научно-технической конференции «Чтения памяти В. Р. Кубачека» Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности. 2018. С.188-190.
3. Макаров В.Н., Макаров Н.В., Потапов В.В., Горшкова Э.М. Перспективный способ повышения эффективности высоконапорного гидрообеспыливания. Вестник ЗабГУ. 2018. Т. 24 № 5. С. 13-20.
4. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. Учеб. для вузов. – 7-е изд., испр. – М.: Дрофа, 2003. – 840 с.
5. Фролов А.В., Телегин В.А., Сечкерев Ю.А. Основы гидрообеспыливания. Безопасность жизнедеятельности. 2007. № 10. С. 1–24.
6. Веников В.А. Теория подобия и моделирования применительно к задачам электроэнергетики. М.: Высшая школа, 1966. 487 с.

УДК 622.4

## КРИТЕРИАЛЬНЫЕ УРАВНЕНИЯ ГИДРОВИХРЕВОГО ПЫЛЕПОДАВЛЕНИЯ НА ПРЕДПРИЯТИЯХ ГОРНОМЕТАЛУРГИЧЕСКОГО И НЕФТЕГАЗОВОГО КОМПЛЕКСА

**Макаров В.Н.<sup>1</sup>**, д-р техн. наук, проф., **Угольников А.В.<sup>1</sup>**, канд. техн. наук., доц.,  
**Макаров Н.В.<sup>1</sup>**, канд. техн. наук., доц.,  
**Лифанов А.В.<sup>2</sup>**, генеральный директор, **Матеров А.Ю.<sup>2</sup>**, руководитель группы,  
<sup>1</sup>ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет» г. Екатеринбург  
<sup>2</sup>ООО Научно-Производственный Комплекс «ОйлГазМаш» г. Подольск

*Статья посвящена построению критериального уравнения связи индикаторов и критериев подобия процесса циркуляционной гетерокоагуляции с использованием модифицированной математической модели гидровихревого пылеподавления для повышения эффективности локализации взрывов пыли и аэрозолей на предприятиях горно-металлургического и нефтегазового комплекса.*

*Ключевые слова:* гомогенность, критерии индикаторы подобия, пылеподавление, гетерокоагуляция, гидрофобность.

## THE CRITERIA EQUATIONS OF HYDROVORTEX PYLEPODAVLENIYA AT THE ENTERPRISES OF ORE MINING AND SMELTING AND OIL AND GAS COMPLEX

**Makarov V. N., Ugolnikov A. V., Materov A. Yu., Makarov N. V., Lifanov A. V.**

*Article is devoted to creation of a criteria coupling equation of indicators and similitude parameters of process of circulating heterocoagulation with use of the modified mathematical model of hydrovortex dust suppression for increase in effectiveness of localization of explosions of dust and aerosols at the enterprises of an ore mining and smelting and oil and gas complex.*

*Keywords:* homogeneity, criteria similarity indicators, dust suppression, heterocoagulation, water repellency.

Актуальность совершенствования технологии высоконапорного гидрообеспыливания, внедрения инновационной техники локализации взрывов и пылевых аэрозолей на предприятиях горнометаллургического и нефтегазового комплекса требует нового подхода к построению математической модели инерционной ортокинетической гетерокоагуляции воднопылевого аэрозоля [1-4].

В статьях [5, 6] предложена математическая модель гидровихревой инерционной ортокинетической коагуляции, которая подтверждает существенное отличие механизма взаимодействия частицы пыли и капли жидкости в процессе столкновения, влияние угловой скорости вращения капли жидкости не только на кинематические параметры взаимодействия, но и на энергетические характеристики.

Гидровихревое пылеподавление существенно повышает эффективность улавливания пылевых аэрозолей, обеспечивает локализацию их взрыва. Однако до настоящего времени нет математического аппарата, обеспечивающего получение решения дифференциального уравнения движения вязкой жидкости в общем виде. В связи с вышеизложенным большое значение приобретают методы экспериментального исследования

на основе использования теории подобия и физического моделирования. Делая актуальной задачу построения критериального уравнения гидровихревого инерционного ортокинетического пылеподавления.

С учетом правила Фурье слагаемые уравнений описывающих физические явления классической и гидровихревой коагуляции имея одинаковую размерность гомогенны. Применение  $\Pi$ -теоремы в условиях отсутствия полной информации о механизме гидровихревой инерционной ортокинетической коагуляции, базируясь на следствии второго дополнительного положения В. А. Веникова, о подобии сложных систем, позволяет построить критериальное уравнение гидровихревой коагуляции на базе критериев классической, с учетом вращательного движения капель жидкости [7].

В качестве основных независимых параметров, определяющих механизм гидровихревой инерционной ортокинетической коагуляции, примем:

- геометрические параметры  $d_{\Pi}, d_{ж}, d_{см}$ ;
- кинематические параметры  $\sqrt{(V_{ж} - V_{Г})^2 + 0,25\omega_{ж}^2 d_{\Pi}^2} \cdot \sin^2 \theta \omega = (V_{ж} - V_{Г})_{эф}, \omega_{ж}$ ;
- динамические параметры  $(\rho_{\Pi} - \rho_{Г}), \rho_{Г}, \mu_{Г}$ .

Для построения критериального уравнения гидровихревой инерционной ортокинетической коагуляции запишем взаимозависимость вышеуказанных независимых переменных в форме безразмерной степенной зависимости:

$$Stk_{\Pi\omega} = kd_{ж}^a d_{\Pi}^{\beta} \mu_{Г}^{\delta} \rho_{Г}^{\gamma} (\rho_{\Pi} - \rho_{Г})^z \left( \sqrt{(V_{ж} - V_{Г})^2 + 0,25\omega_{ж}^2 d_{\Pi}^2} \cdot \sin^2 \theta \omega \right)^x (\omega_{ж})^{\varphi} d_{см}^{\psi}. \quad (1)$$

Для нахождения критериев подобия составим полную матрицу размерностей независимых параметров.

	$d_{ж}$	$d_{\Pi}$	$\mu_{Г}$	$\rho_{Г}$	$\rho_{\Pi} - \rho_{Г}$	$\sqrt{(V_{ж} - V_{Г})^2 + 0,25d_{см}^2 \omega_{ж}^2}$	$\omega_{ж}$	$d_{см}$	
$\ M\  =$	1	1	-1	-3	-3	1	0	1	(2)
$L$	0	0	1	1	1	0	0	1	
$T$	0	0	-1	0	0	-1	-1	0	

Ранг матрицы  $\|M\| = 3$ , т. е. количество независимых переменных равно трем. Количество чисел подобия, т. е. безразмерных комплексов, включающих в себя и критерии подобия в соответствии с  $\Pi$ -теоремой равно пяти.

Раскрывая определители матрицы (2) получим матрицу индикаторов подобия

	$d_{ж}$	$d_{\Pi}$	$\mu_{Г}$	$\rho_{Г}$	$\rho_{\Pi} - \rho_{Г}$	$\sqrt{(V_{ж} - V_{Г})^2 + 0,25d_{см}^2 \omega_{ж}^2}$	$\omega_{ж}$	$d_{см}$	
$\ M_{\pi}\  =$	0	2	-2	2	0	2	2	-1	
$\pi_1$	-1	0	1	-1	0	-1	-1	-1	
$\pi_2$	0	0	0	-1	1	0	0	0	(3)
$\pi_3$	0	1	0	0	0	-1	1	1	
$\pi_4$	0	1	0	0	0	0	0	-1	
$\pi_5$	$\alpha$	$\beta$	$\gamma$	$\delta$	$\epsilon$	$\zeta$	$\eta$	$\theta$	

Учитывая выше изложенного, уравнение (1) запишем в критериальной форме:

$$\text{Stk}_{\text{п}\omega} = \frac{l_{\text{п}}}{d_{\text{ж}}} = \frac{\text{Re}_{\text{п}}^2}{\text{Re}_{\text{ж}}} \text{Ard}_{\text{ст}} \cdot \pi_k \cdot \pi_{\Gamma} = \frac{\text{Re}_{\text{п}} d_{\text{п}}}{18d_{\text{ж}}} \text{Ard}_{\text{ст}} \cdot \pi_k \cdot \pi_{\Gamma}. \quad (4)$$

где  $\text{Re}_{\text{п}}$ ,  $\text{Re}_{\text{ж}}$  – критерий Рейнольдса для частицы пыли и капли жидкости;  $\text{Ard}_{\text{ст}}$  – статический критерий Архимеда;  $\pi_k$  – кинематический критерий подобия;  $\pi_{\Gamma}$  – геометрический критерий подобия,  $k = 1/18$  согласно [4].

При  $\text{Stk}_{\text{п}} > \text{Stk}_{\text{п кр}}$  коэффициент эффективности столкновения определяется по формуле:

$$K_S = \frac{\text{Stk}_{\text{п}}^2}{\text{Stk}_{\text{п}} + a}, \quad (5)$$

где  $a = f(\text{Stk}_{\text{п}}, \text{Re}_{\text{ж}})$ ;  $\text{Re}_{\text{ж}}$  – критерий Рейнольдса капли жидкости.

С учетом статей [3-6] уравнение преодоления запрещающего энергетического барьера при гидровихревой инерционной ортокинетической коагуляции можно записать в виде:

$$W_k \geq F_{\text{ж-г}\omega} \cdot d_{\text{ж}} = W_{\text{ж-г}} - \Delta W_{\text{ж-г}\omega} = 2\delta_{\text{ж-г}} \cos \theta - \frac{\pi}{8} \rho_{\text{ж}} d_{\text{п}}^3 \sin^4 \theta \cdot \omega_{\text{ж}}^2 = 2\delta_{\text{ж-г}} \cdot \cos \theta_{\omega}. \quad (6)$$

После соответствующих преобразований, выражения для критического значения «инерционного параметра» Стокса получим в виде:

$$\text{Stk}_{\text{п}\omega \text{ кр}} = \frac{\tau_{\text{п}} \sqrt{\frac{24\delta_{\text{ж-г}} \cdot \cos \theta_{\omega}}{(\rho_{\text{п}} - \rho_{\Gamma})d_{\text{п}}}}}{d_{\text{ж}}}. \quad (7)$$

Таким образом, задача определения эффективности коагуляции в условиях гидровихревого инерционного ортокинетического столкновения заключается в установлении зависимости критического значения инерционного критерия Стокса  $\text{Stk}_{\text{п}\omega \text{ кр}}$  от угловой скорости вращения капли  $\omega_{\text{ж}}$  жидкости и диаметра пылинки  $d_{\text{п}\omega}$ .

С целью установления достоверности полученных формул и критериального уравнения были проведены экспериментальные исследования для установления критического значения критерия Стокса  $\text{Stk}_{\text{п}\omega \text{ кр}}$  зависимости от угловой скорости вращения капли жидкости  $\omega_{\text{ж}}$ , а также изменения энергетического аэродинамического барьера с изменением диаметра частицы пыли  $d_{\text{п}\omega}$ .

При угловой скорости вращения капель жидкости  $\omega_{\text{ж}} = 600 \text{ с}^{-1}$ , значение  $\text{Stk}_{\text{п}\omega \text{ кр}}$  снижается более чем в сто двадцать раз, по сравнению с его критическими значениями, обеспечивающими полное поглощение частиц пыли в условиях поступательного движения капель жидкости, то есть при  $\omega_{\text{ж}} = 0$ . При этом критическое значение критерия Стокса  $\text{Stk}_{\text{п}\omega \text{ кр}}$  рассчитанное по формуле (14) соответствуют с достаточной точностью его критическому значению полного поглощения полученному экспериментальных исследований в условиях определяемых критериальным уравнением (11).

Снижение величины критерия Рейнольдса для капель жидкости при гидровихревом высоконапорном гидрообеспыливании соответствует уменьшению скорости поступательного движения капли жидкости  $V_{ж}$ , то есть уменьшению расхода воды, повышая ресурсоэффективность системы пылеподавления. Приведенные данные показывают, что при вихревом инерционном ортокинетическом гетерокоагуляционном взаимодействии вращающихся капель жидкости и не смачиваемых частиц пыли коэффициент захвата  $\eta_{stk}$  будет равен коэффициенту коагуляции  $\eta_k$  при существенно меньших значениях критерия Рейнольдса, т.е. при меньших скоростях поступательного движения капли жидкости, либо меньших размерах частицы пыли.

Проведенные экспериментальные исследования подтвердили достаточную достоверность критериального уравнения гидровихревой инерционной ортокинетической коагуляции для применения его в целях обеспечения идентичности результатов моделей испытаний с реальными физическими процессами пылеподавления. Результаты расчетов по предложенной математической модели критериальных уравнений, показали высокую эффективность гидровихревой инерционной ортокинетической коагуляции, позволившей на 25 % снизить расход воды, уменьшить минимальный размер поглощения абсолютно гидрофобных частиц угольной пыли до  $5 \cdot 10^{-7}$  м повысить эффективность пылеподавления до 99 % в сравнении с классическим высоконапорным гидрообеспыливанием.

### Список литературы

1. Шевцов Н.Р. Взрывозащита горных выработок. – Донецк: Нордпресс. 2002. 286 с.
2. Либецкий К. Пылевые опасности в горнодобывающей промышленности // Главный институт горного дела, Польша. Катовице. 2004. 486 с.
3. Макаров В.Н., Косарев Н.П., Макаров Н.В., Угольников А.В., Лифанов А.В. Эффективная локализация взрывов угольной пыли с использованием гидровихревой коагуляции. Вестник пермского национального исследовательского политехнического университета. [Геология. Нефтегазовое и горное дело № 2, Т. 18, 2018](#). С. 178-189.
4. Фролов А.В., Телегин В.А., Сечкерев Ю.А. Основы гидрообеспыливания. Безопасность жизнедеятельности. 2007. № 10. С. 1–24.
5. Макаров В.Н., Макаров Н.В., Потапов В.В., Горшкова Э.М. Перспективный способ повышения эффективности высоконапорного гидрообеспыливания. Вестник ЗабГУ. 2018. Т. 24 № 5. С. 13-20.
6. Макаров В.Н., Макаров Н.В., Кривошеин М.В. Математическое моделирование вихревого гидрообеспыливания на предприятиях горной и нефтегазовой промышленности. Сборник трудов XVI международной научно-технической конференции «Чтения памяти В. Р. Кубачека» Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности. 2018. С.188-190.
7. Веников В.А. Теория подобия и моделирования применительно к задачам электроэнергетики. М.: Высшая школа, 1966. 487 с.

УДК 622.232.72

## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ КОМБАЙНОВ «УРАЛ-20Р» ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА ГРАНУЛОМЕТРИЧЕСКОГО СОСТАВА КАЛИЙНОЙ РУДЫ

Максимов А. Б., асп.

Пермский национальный исследовательский политехнический университет,  
Пермь, Россия

*Приведены технические решения по совершенствованию исполнительных органов комбайнов «Урал-20Р» путем использования перекрестной схемы разрушения калийного массива, описаны предложения по модернизации конструкции погрузочных органов. Доказано, что предлагаемые технические решения позволят снизить удельные энергозатраты процесса добычи калийной руды и уменьшить количество пылевидных, небогатимых классов в продуктах отбойки.*

*Ключевые слова:* проходческо-очистной комбайн, гранулометрический состав руды, пылеобразование при работе проходческо-очистного комбайна, перекрестное резание.

## IMPROVEMENT OF EXECUTIVE BODIES OF COMBINES «URAL-20R», PROVIDING IMPROVING THE QUALITY OF POTASSIUM ORE GRANULOMETRIC COMPOSITION

Maksimov A. B.

*Ways to improve the roadheaders «Ural-20R» by the use of cross cutting in combination with the improvement of the design of loading bodies were presented. Proved that the proposed technical solutions will reduce the specific energy consumption of the process of destruction, to improve the quality of the ore and the service life of the cutting tool.*

*Keywords:* heading-and-winning machine, granulometric composition of ore, dust formation during the operation of a heading-and-winning machine, cross cutting.

Исполнительные органы комбайнов «Урал-20Р» производства АО «Копейский машиностроительный завод» осуществляют разрушение калийного массива резанием и погрузку отбитой горной массы в средства участкового транспорта [0–**Ошибка! Источник ссылки не найден.**]. Процессы резания и перемещения руды сопровождаются ее измельчением, что приводит к повышению количества пылевидных классов с размером частиц менее 0,25 мм в продуктах отбойки. Высокое содержание таких частиц создает дополнительные трудности при обогащении и делает необходимым использование грануляции для улучшения гранулометрического состава конечного продукта, что существенно повышает издержки горнодобывающего предприятия [0–0].

На интенсивность образования пылевидных частиц класса «–0,25 мм» при разрушении калийного массива резанием оказывают влияние такие факторы, как глубина  $h$  и шаг  $t$  резания, отношение шага резания к толщине стружки  $t/h$ , а также схема резания. Доказано, что при шахматной и последовательных схемах разрушения калийного массива рациональные значения  $h = 12–15$  мм при  $t/h \approx 2–4$  [0, 0, 0].

Использование в конструкции проходческо-очистных комбайнов «Урал-20Р» пространственных планетарно-дисковых исполнительных органов обуславливает разрушение калийного массива резами с

непрерывно изменяющимися параметрами (серповидное сечение стружки руды, переменные шаг резания  $t$  и отношение  $t/h$ ) [0]. Кинематика планетарно-дисковых органов комбайнов «Урал-20Р» определяет разрушение центральной и периферийной частей забоя (зон входа и выхода резцов из контакта с массивом) резами малой глубины  $h \leq 5$  мм, что обуславливает повышенный выход пылевидных классов руды при отбойке. В процессе движения резца изменяется тип резов: центральная часть забоя разрушается последовательными резами, средняя (большая) часть – шахматными резами, периферийная – блокированными резами.

Геометрические параметры последовательных элементарных сколов руды, составляющих рез, являются определяющим фактором интенсивности пылеобразования при отделении руды от массива, ее погрузке и транспортировании [0]. Содержание фракции «–0,25 мм» в руде, выходящей с конвейера комбайнов «Урал-20Р» составляет примерно 10 %. В результате перегрузок руды от добычных комбайновых комплексов происходит ее измельчение, доля класса «–0,25 мм» в общей массе руды при поступлении на участок размола составляет не менее 13 %. Поток руды, попадающий на обогатительную фабрику после размола, содержит 17–18 % необогатимого класса [0].

Рациональным является формирование заданного гранулометрического состава руды путем создания последовательных элементарных сколов устойчивой формы, что обусловит снижение измельчаемости горной массы при перегрузках и в дробильном оборудовании участков размола.

Одним из преимуществ использования планетарно-дисковых исполнительных органов является возможность создания на поверхности забоя сетки пересекающихся резов. Известно, что использование при отработке массива наведенных трещин и областей концентрации напряжений при пересечении резов, позволяет на порядок уменьшить выход пылевидных классов продуктов отбойки в результате создания в срезе последовательных элементарных сколов заданной формы [0].

В результате анализа данных экспериментальных исследований [0, 0] получен диапазон рациональных значений шагов резания  $t_{\text{рац}}$  при соответствующих глубинах резания  $h$  для перекрестной схемы разрушения калийного массива (рис. 1).

Решение задачи повышения эффективности процесса отбойки калийной руды перекрестным резанием возможно при использовании конструкции планетарно-дискового исполнительного органа проходческо-очистных комбайнов, представленной на рис. 2 [0].

Исполнительный орган включает четыре поворотных диска 1–4, разрушающих забой перекрестными резами посредством установленных на них резцов 5. Диски 1 и 3 разрушают забой радиально-тангенциальными резами, направленными от центра к периферии забоя. Диски 2 и 4 вращаются относительно своих осей в противоположном направлении, реализуя тангенциально-радиальные резы, направленные к центру забоя. Диски



монтируются на валах поворотных редукторов 6. Переносное вращение дисков осуществляется вокруг оси 8 раздаточного редуктора 7. Попарно разнонаправленное относительное вращение дисков обуславливает создание сетки пересекающихся резов на поверхности забоя.

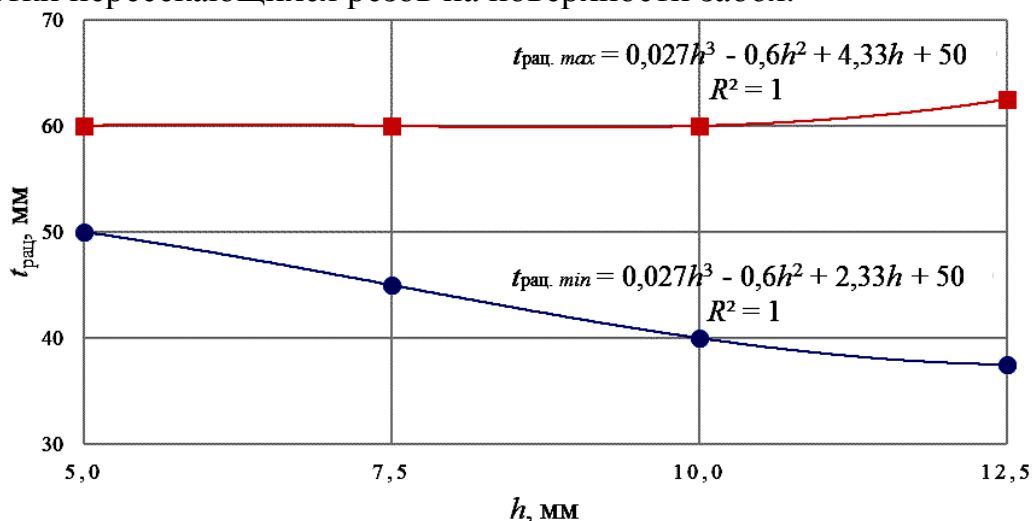


Рис. 1. Зависимости минимальной и максимальной величины рационального шага резания  $t_{\text{рац}}$  от глубины резов  $h$  при разрушении блоков калийной руды перекрестными резами (неповоротным рецом РС-14)

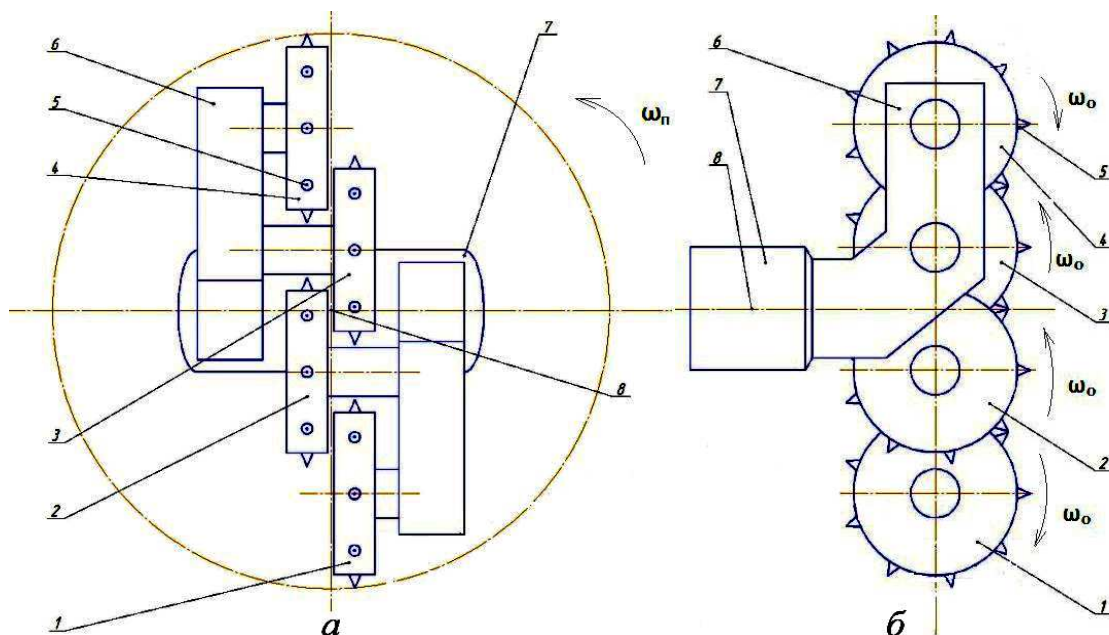


Рис. 2. Схема исполнительного органа: а – вид спереди; б – вид сбоку

Осуществление перекрестной схемы резания с рациональными для данной схемы параметрами шага  $t$  и глубины  $h$  резания посредством предложенного исполнительного органа обеспечит повышение качества гранулометрического состава калийной руды, добываемой проходческо-очистными комбайнами.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Старков Л. И. Развитие механизированной разработки калийных руд / Л. И. Старков, А. Н. Земсков, П. И. Кондрашев – Пермь: ПГТУ, 2007. – 522 с.
2. Семенов В. В. Проходческо-очистные комбайны «Урал» для добычи калийной руды и каменной соли / В. В. Семенов, М. А. Мальчер, В. П. Петров, С. П. Морозов // Горное оборудование и электромеханика. 2008. № 8. – С. 17–21.
3. Shishlyannikov D. I. Substantiation of the rational method to control the operating and technical-condition parameters of a heading-and-winning machine for potash mines / D. I. Shishlyannikov, N. V. Chekmasov, M. G. Trifanov, S. L. Ivanov, I. E. Zvonarev // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2015. № 44 (3). – P. 283–287.
4. Zvonarev I. E. Efficiency improvement of loading of potassium ore by means of «Ural-20R» heading-and-winning machine / I. E. Zvonarev, D. I. Shishlyannikov // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2017. № 87 (2) / 022055.
5. Шишлянников Д. И. Повышение эффективности отделения калийной руды от массива резцами добычных комбайнов: авторефер. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / Шишлянников Дмитрий Игоревич. – СПб., 2012. – 21 с.
6. Trifanov G. D. Assessment of URAL-20R machine use efficiency while developing potash salt fields / G. D. Trifanov, D. I. Shishlyannikov, S. A. Lavrenko // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. 2016. № 11 (9). – P. 5722–5726.
7. Тетерина Н. Н., Сабиров Р. Х., Сквирский Л. Я., Кириченко Л. Н. Технология флотационного обогащения калийных руд / под ред. Н. Н. Тетериной. – Пермь : Соликамская типография, 2002. – 484 с.
8. Старков Л. И., Харламова Н. А. Исследование схемы перекрестного резания // Горный журнал. Изв. ВУЗов, №7-8, 1997. – С. 121–123.
9. Позин Е. З., Меламед В. З., Тон В. В. Разрушение углей выемочными машинами – М.: Недра, 1984. – 288 с.
10. Способ разрушения горного массива перекрестными резами: пат. 2630839 Рос. Федерация / Старков Л. И., Шишлянников Д. И., Чекмасов Н. В., Максимов А. Б., Лоскутов Л. А. № 2016120144; заявл. 24.05.2016; опубл. 13.09.2017. Бюл. №26. – 9 с.

УДК 622.61

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ КАЧЕСТВЕННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА И ОЧИСТИТЕЛЯ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРОЦЕССА ВИБРООЧИСТКИ

Арефьев Е.М.<sup>1</sup>, Матвиенко С.А.<sup>1</sup>, Лукичев А.В.<sup>2</sup>

ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет», г. Донецк, ДНР

<sup>1</sup>Кафедра транспортных систем и логистики имени И. Г. Штокмана

<sup>2</sup>Кафедра «Соппротивление материалов им. Ф.Л. Шевченко»

*В результате экспериментальных исследований определено влияние частоты возмущения и крутильной жесткости подвески очистителя на параметры процесса виброочистки.*

*Ключевые слова:* очиститель, частота возмущения, момент инерции, натяжение ленты, крутильная жесткость

## DETERMINATION OF QUALITATIVE CHARACTERISTICS OF THE INFLUENCE OF BELT CONVEYOR AND CLEANER PARAMETERS ON THE EFFICIENCY OF THE VIBRATION CLEANING PROCESS

Arefev E. M., Matvienko S. A., Lukichev A. V.

*As a result of experimental studies, the influence of the frequency of perturbation and torsional stiffness of the cleaner suspension on the parameters of the vibration cleaning process was determined.*

*Keywords:* air purifier, frequency of disturbance, the moment of inertia, tensile strength, torsional stiffness

Наиболее эффективными и высокопроизводительными средствами непрерывного транспорта в горной промышленности являются ленточные конвейеры.

Очистка ленты от налипающей на нее горной массы является одной из важнейших операций при эксплуатации ленточных конвейеров на горных предприятиях. Повышение эффективности работы очистителя ленты в оптимальном режиме позволяет увеличить срок службы конвейерной ленты, повысить надежность работы роlikоопор, сократить простой, расход электроэнергии и трудозатраты.

Анализ известных конструкций устройств очистки лент позволяет сделать вывод о том, что вибрационные очистители являются наиболее перспективными [1, 2, 3].

Результаты экспериментальных исследований показали, что на процесс виброочистки существенное влияние оказывают следующие параметры конвейера и очистителя: собственные частоты колебаний очистителя  $f_{0c}$  и ленты  $f_{0л}$ , частота внешнего возмущения  $f$ , момент инерции  $I_0$  и крутильная жесткость  $c_{кр}$  подвески очистителя, момент  $M_m$ , создаваемый электромагнитным вибровозбудителем.

В качестве объекта исследований принят ленточный конвейер 2Л100У с резиноканевой конвейерной лентой ШР-1000-4-ТК-200-5-2 РБ ГОСТ 20-85.

Максимальное натяжение ленты в месте очистки определялось исходя из тягового усилия  $N_y$ , которое может быть передано без пробуксовки лен-

ты по барабану при максимальном использовании установленной мощности:

$$S_{\max} = 1000 \frac{N_y \cdot \eta_{np}}{V \left( 1 - \frac{k_{mp}}{e^{\mu_{cy} \alpha_{обх}}} \right)},$$

где  $\eta_{np}$  - КПД привода конвейера,  $\eta_{np} = 0,95$ ;  $k_{mp}$  - коэффициент запаса сил трения,  $k_{mp} = 1,1 - 1,2$ ;  $\mu_{cy}$  - коэффициент сцепления ленты с барабаном (для футерованного резиной барабана и влажной атмосферы  $\mu_{cy} = 0,25$ );  $\alpha_{обх}$  - суммарный угол обхвата лентой барабанов,  $\alpha_{обх} = 440^\circ$ .

На первом этапе проводилось исследование влияния безразмерной частоты возмущения  $f/f_{0л}$  на эффективность виброочистки ленты, при переменной собственной частоте очистителя.

Диапазон изменения каждого параметра находился в пределах от 0,2 до 5, для каждого из трех натяжений ленты, максимального 100 кН (уклонный конвейер), среднего 50 кН (уклонный конвейер) и минимального – 5 кН (бремсберговый конвейер) было проведено 80 вычислительных экспериментов, при которых фиксировались виброускорения ленты, контактные силы и размахи колебаний рамы очистителя.

В результате экспериментальных исследований было определено, что зависимость виброускорений ленты от крутильной жесткости подвески очистителя носит сложный характер, который определяется натяжением ленты и рабочей частотой вибровозбудителя.

Максимумы виброускорений ленты достигаются при частоте возмущения, которая составляет (0,5 - 1,0) от собственной частоты очистителя и (0,8 - 1,0) или (1,7 - 2,3) от собственной частоты ленты. Выбор рационального значения частоты вибровозбудителя требует кроме экспериментального исследования полного решения задачи оптимизации.

### Список литературы

1. Кондрахин, В.П. Математическая модель процесса вибрационной очистки конвейерной ленты / Кондрахин В.П., Арефьев Е.М., Хиценко Н.В. // Наукові праці Донецького нац. техн. ун-ту. Серія гірничо-електромеханічна. - Донецьк, 2011. - Вип. 23(196). - С. 83-91.
2. Будишевский, В.А. Сравнительный анализ качества очистки конвейерных лент ножевыми и вибрационными очистителями/ Будишевский В.А., Арефьев Е.М., Хиценко Н.В., Мерзликін А.В. // Вісті Донецького гірничого інституту. – 2008. - №2. –С.202-209.
3. Будишевский В.А., Арефьев Е.М., Яценко В.А., Хиценко Н.В. Экспериментальная оценка эффективности режимов работы виброочистителя конвейерной ленты/ Уголь Украины. - 2011. -№2. – С. 20-24.

УДК 622.4

## ПРОБЛЕМЫ РАЗВИТИЯ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ РУДНИКОВ

Минин И.В.<sup>1</sup>, канд. техн. наук, Минин В.В.<sup>2</sup>, Заборницын В.В.<sup>2</sup>, Плотников А.М.<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Уральский государственный горный университет

<sup>2</sup>УГМК-Холдинг

*Проведен анализ различных схем проветривания рудников, исследован опыт их применения. Даны рекомендации по упрощению схемы вентиляции, вследствие чего она становится надежнее, естественно управляемость системой вентиляции рудника улучшается.*

*Ключевые слова:* вентиляционные системы рудников, фланговая схема проветривания, сквозная схема проветривания, подача воздуха в рудник, реверсирование вентиляционной струи.

## PROBLEMS OF DEVELOPMENT OF VENTILATION SYSTEMS OF MINES

Minin I.V., Minin V.V., Zavornitsyn V.V., Plotnikov A.M.

*The analysis of various schemes of airing mines, the experience of their use. Recommendations are given to simplify the ventilation scheme, as a result of which it becomes more reliable, naturally, the mine ventilation system's handling is improved.*

*Keywords:* mine ventilation systems, flank ventilation pattern, end-to-end ventilation pattern, air supply to the mine, air flow reversal.

Актуальность вопроса возникает и объясняется тем, что простирающиеся на десятки квадратных километров угольных шахт кажутся многократно масштабированы в сравнении с комплексными рудниками. Глубина таких рудников в среднем не более 500-600 м, а рудные тела локализованы в пространстве в пределах 1 км по простиранию и 300-500 м по падению.

Небольшой по объему объект, который успешно можно проветрить, применяя методы угольщикова-пластовикова. На практике прямого применения данного опыта не видно. Все потуги с нахрапа развязать этот гордиев узел увенчались фиаско. Поэтому необходимо определить те особенности, которые присущи рудникам и, выяснив, что же из этих особенностей ставит проблемы вентиляции в совершенно другой ряд.

Подземные рудники, добывающие полиметаллы на модели выглядят бесформенно, они обвиты множеством вспомогательных выработок, как правило, имеет центральный ствол или группу стволов и фланговый один или два ствола.

Традиционно для рудников применяют фланговую схему проветривания. Она определяет наличие подающих свежий воздух квершлагов и вентиляционных квершлагов для удаления исходящей струи.

Со ствола подающего, распределяется свежий воздух по квершлагам горизонтов. На каждом горизонте воздух подается в очистные камеры и уходит на верхний горизонт (иногда через 2-3 горизонта) по камерам и восстающим. Отработанный (исходящая струя) воздух собирается в сбросном вентиляционном (двух – трех) горизонте и проходит в вентиляционный квершлаг, далее в выдающий ствол. Таким образом, питание посту-

пает с одних горизонтов, а сброс исходящей струи идет по другим горизонтам. В центре этого пути воздуха – очистной фронт со всеми его изменяющимися во времени и пространстве геометрическими параметрами. На нижнем горизонте горные работы сосредоточены на одном фланге, а на другом в центре.

Соединение схемы последовательно, параллельно или диагонально играет главную роль в организации сброса исходящей струи из рудника. Вторая диагональ приходится на очистную камеру верхнего горизонта. Её неустойчивое проветривание стало первой особенностью в проветривании рудников в отличие от шахт.

Наличие двух диагональных соединений не ликвидируется простым перекрытием ветвей (исключением) потому что развитие горных работ вновь и вновь воссоздает диагональные соединения во вновь отработываемых камерах.

Второй особенностью проветривания подземных рудников стало, то что при применении двух фланговой схемы с центральной подачей свежего воздуха применяется две ГВУ. Они либо нагнетают воздух, либо всасывают, создают избыточное давление или разряжения в руднике (общая депрессия).

Общешахтное проветривание не позволяет нормально (в соответствии с расчетом) распределить свежий воздух между потребителями, так как фронт очистных работ находится на нескольких этажах. Воздух поднимается с нижних горизонтов и идет наверх – к сборным вентиляционным горизонтам. Промежуточные этажи воздух проходит вертикально, в отличие от пластовых очистных фронтов, где воздух идет вдоль линии фронта продолжительное время, такова вторая особенность проветривания рудников.

Подземные рудники, зачастую соединены с открытыми рудниками, с которых начиналось разработка месторождения, такие соединения в виде штолен, прибортовых камер, придонных камер, наклонных съездов для движения транспорта. Масса соединений значительно ниже отметки устья стволов. Открытое пространство карьеров принимает и накапливает большие объемы отработанного воздуха (исходящей струи), это очень опасно при реверсировании вентиляционной струи в руднике, в результате из карьера всасывается не свежая струя, а загазованный отработанный воздух. При возникновении задымления в руднике, при реверсе с обеих сторон от рабочих мест поступает загазованный воздух. Это третья особенность проветривания рудников.

Исправить все эти аспекты не представляется возможным на данный момент, поэтому рассмотрен единственный вариант – переход от флангового проветривания рудников к сквозному проветриванию, когда воздух идет с одного фланга на противоположный. По пути движения воздух уносит ядовитые газы от взрывных работ, от машин с ДВС (двигателем внутреннего сгорания).

При сквозной системе проветривания свежий воздух проходит через этажи, вначале он омывает опережающие камеры нижнего этажа, затем поднимается на средний этаж и последовательно омывает камеры здесь, после поднимается на верхний этаж, забирает газы из камер верхнего горизонта и выходит через противоположный фланг. Данная схема работоспособна при одной ГВУ, что экономически выгодно и обеспечивает более надежное и устойчивое проветривание.

Особенно актуально перейти на сквозные схемы вентиляции для рудников, у которых фланги существенно разнятся по величине, для них актуально проветривать сначала короткий фланг, затем длинный.

Добиться хорошей производительности ГВУ при этом позволяет наличие четырех вентиляторных агрегатов. Последовательность работы агрегатов ГВУ следующая: два агрегата, установленные на одном из фланговых стволов запускают в параллельную работу, два агрегата на другом стволе стоят в резерве. Тем самым требования правил безопасности исполняются.

#### **Выводы:**

1. При сквозной схеме проветривания центральный ствол (группа стволов) не участвует в подаче воздуха в рудник. Пыль, образовавшаяся при выдаче руды по стволам, не попадает в свежую струю воздуха. Таким образом, свежий воздух «адресно» подается с одного фронта и через противоположный фланг исходящая струя выходит из рудника.

2. Упрощение схема вентиляции повышает ее надежность, так как в ней меньше элементов. Естественно управляемость системой вентиляции рудника улучшается.

#### **Список литературы**

1. Алыменко Н. И., Минин В. В. Подземные вентиляторные установки для нормализации вентиляции труднопроветриваемых зон // Проблемы безопасности при эксплуатации месторождений полезных ископаемых в зонах градопромышленных агломераций: тезисы докл. междунар. симп. М.: Пермь, 1995. С. 6–7.
2. Аэрология горных предприятий / под ред. К. З. Ушакова. М.: Недра, 1987. 218 с.
3. Вентиляторные установки и их применение. Ч. 2 / Н. И. Алыменко [и др.]. Екатеринбург: УрО РАН, 2016. 211 с.
4. Носырев Б. А., Белов С. В. Вентиляторные установки шахт и метрополитенов. Екатеринбург: УГГГА, 2000. 278 с.
5. Косарев Н. П., Дмитриев В. Т., Дмитриев С. В. Обоснование схем включения рудничных турбомашин при их параллельной работе // Известия вузов. Горный журнал. 2012. № 6. С. 58–62.
6. Алыменко Н. И., Минин В. В. Вентиляторные установки и их применение. Ч. 1. Екатеринбург: УрО РАН, 1999. 182 с.

УДК 622.232

## ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА ВЫГРУЗКИ УГЛЯ НА КОНВЕЙЕР ШНЕКОВЫМИ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫМИ ОРГАНАМИ ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ

Габов В. В., профессор, Задков Д. А., доцент,  
Нгуен Кхак Линь, Нгуен Ван Суан, аспиранты,  
ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский горный университет», г. Санкт-Петербург

*В статье рассматривается процесс выгрузки угля шнековым исполнительным органом очистного комбайна из зоны разрушения массива в забое. Проведен анализ влияния формы и размеров площади сечения погрузочного окна и высоты борта конвейера в зоне работы отстающего исполнительного органа очистного комбайна на заполнение углём межлопастного пространства шнека и на циркуляцию разрушенной массы. Предлагаются оценки и направления дальнейших исследований процессов выгрузки угля из зоны разрушения на забойный конвейер.*

**Ключевые слова:** уголь, подземная добыча угля, очистной забой, комбайн, шнековый исполнительный орган, забойный конвейер, погрузка, циркуляция, эффективность.

## JUSTIFICATION OF PARAMETERS OF COAL UNLOADING PROCESS ON CONVEYOR AIR EXECUTIVE BODY OF CLEANING COMBINES

**Gabov V.V., Zadkov D. A., Nguyen Khac Linh, Nguyen Van Xuan**

*The article discusses the process of coal unloading by the screw executive body of a shearer from the zone of mass destruction in the face. The analysis of the influence of the shape and size of the loading area of the loading window and the height of the conveyor in the zone of operation of the lagging executive body of the shearer to the filling of the auger inter-blade space with the circulation of the destroyed mass was carried out. Evaluation and directions for further research on the process of unloading coal from the zone of destruction to the bottomhole conveyor are proposed.*

**Keywords:** coal, underground coal mining, clearing face, combine, auger executive body, downhole conveyor, loading, circulation, efficiency.

Процесс выгрузки угля из зоны работы шнекового исполнительного органа является сложным, весьма неустойчивым, наименее исследованным из всех процессов, касающихся работы комбайна по выемке [1, 2, 6]. Нет четких методик расчета мгновенных значений интенсивности, силовых и энергетических характеристик процесса погрузки, определения рациональных размеров погрузочного окна. В виду многофакторности и сложности процесса, случайности формирования значений его параметров необходимы исследование этих процессов, как на моделях, так и экспериментальные в производственных условиях, что обеспечит получения адекватных результатов [3].

Соппротивление перемещению угля на выходе шнека приводит к повышению интенсивности его циркуляции, дополнительному измельчению и к пылеобразованию и, следовательно, к значительным потерям от не реализованных выгод, а интенсификация пылеобразования сопровождается ростом затрат на выполнение мероприятий по подавлению и нейтрализации взрывоопасной пыли.



Поэтому обоснование рациональных параметров процесса выгрузки угля шнековыми исполнительными органами, обеспечивающих уменьшение интенсивности циркуляции и измельчения угля, является актуальной задачей. Проведем анализ процесса погрузки и влияние на него размеров погрузочного окна в зоне работы отстающего исполнительного органа очистного комбайна.

В настоящее время в очистных комбайнах используется попутное и встречное вращение отстающего шнека по согласованию с направлением движения резцов в зоне контакта с разрушаемым массивом и учетом отношения к скорости подачи комбайна. В зависимости от направления вращения отстающего шнекового исполнительного органа очистных комбайнов отбитый материал располагается внутри шнекового пространства определенным образом. Уголь, разрушенный крайними кутковыми резцами поступает в свободное, не заполненное, межлопастное пространство шнека. В зоне забойных резцов происходят одновременно два процесса: разрушение массива и выгрузка угля в аксиальном направлении рабочими поверхностями лопастей шнека. На выходе шнека заполнение межлопастного достигает наибольшего значения.

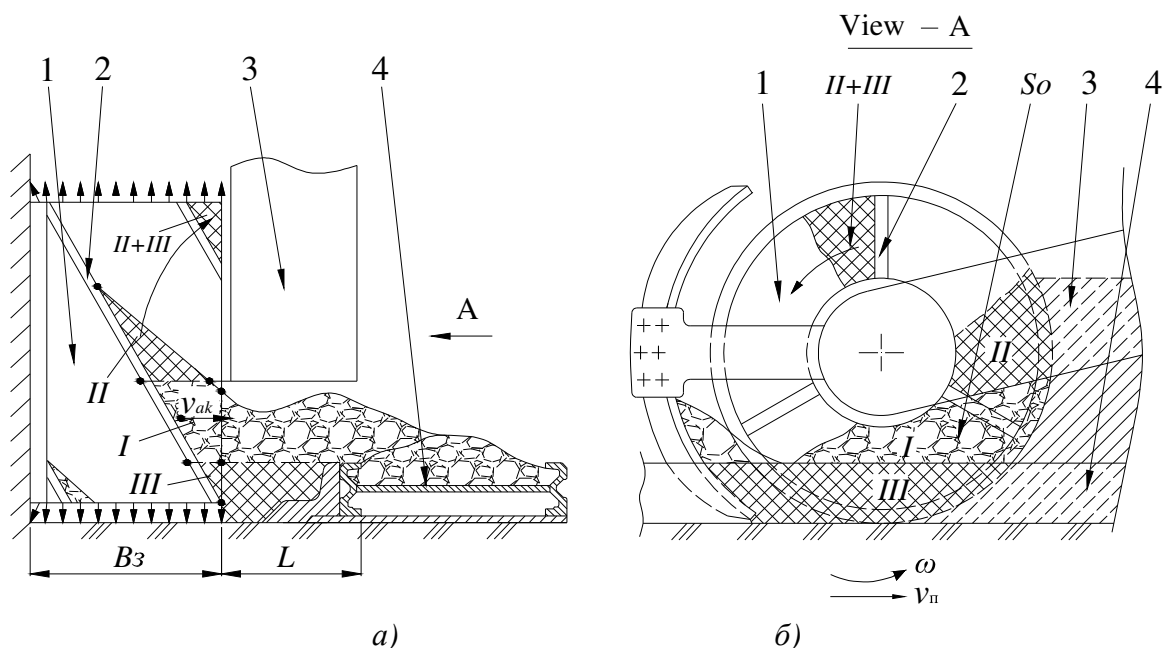


Рис. 1 – Схема положения лопасти и угля в погрузочном окне: 1 – шнек; 2 – лопасть шнека; 3 – редуктор; 4 – конвейер;  $S_o$  – площадь погрузочного окна

Поток угля в зоне действия лопастей шнека может быть представлен тремя зонами: I – зона погрузки (окно погрузки), II – зона закрыта корпусом привода шнекового исполнительного органа и III – зона закрыта бортом забойного конвейера на расстоянии  $L$  от лопастей шнека. Границы между зонами I (движение потока) и зоны II и III (нет движения потока), можно определить исходя из границы погрузочного окна по направлению аксиального вектора скорости  $V_{ак}$  материала (рис. 1).

Аксиальная скорость потока угля может быть определена по формуле [4]:

$$V_{ак} = \frac{S \cdot n}{60} (\cos \gamma_n \cdot \sin \gamma_n + f \cdot \cos^2 \gamma_n), \text{ м/с}, \quad (1)$$

где  $S$  – шаг винтовой линии шнека, м;  $n$  – частота вращения шнека, с<sup>-1</sup>;  $\gamma_n$  – угол наклона винтовой линии (лопасти) шнека;  $f$  – коэффициент трения материала по лопасти.

При этом только часть угля, ограниченная зоной  $I$ , поступает в окно, а оставшаяся часть, из двух зон  $II$  и  $III$ , переместится к разгрузочной стороне лопасти и будет выгружаться в окно лишь при следующем подходе лопастей шнека к месту выгрузки. Это означает, что часть материала, соответствующая объемам зон  $II$  и  $III$ , перебрасывается на нерабочую сторону шнека и, как уже отмечалось ранее, в зависимости от наличия подпорного щитка, останется или не погруженной, или будет вовлечена в циркуляционный процесс с последующей (повторной) погрузкой.

На рисунке 1 показано, что объем циркулирующего угля может быть определен по выражению [5]:

$$V_{цл} = V_2 + V_3. \quad (2)$$

где  $V_2, V_3$  – объемы угля в зонах  $II$  и  $III$ , которые не поступают в погрузочное окно.

Отношение объемов  $V_{цл}$  к исходным объемам отбитого угля является количественной оценкой объема циркулирующего угля в шнеке из-за влияния размера площади сечения погрузочного окна.

Увеличение производительности погрузки при ширине захвата, меньшей определенного критического значения, может быть достигнуто путем дозаполнения рабочего объема шнека разрушенным углем из зоны разрушения. При ширине захвата, превышающей критическое значение, выходное сечение шнека дозаполняется циркулирующей массой, что ведет к ограничению допустимой производительности рабочего органа по разрушению.

Выходное сечение шнекового исполнительного органа очистного комбайна частично заполнено постоянным по среднему расходу паразитным потоком разрушенного угля вследствие его возврата из переходной зоны с частотой, пропорциональной произведению числа лопастей шнека и частоты вращения шнека. С увеличением скорости подачи и ширины захвата его доля в общем балансе потоков снижается.

При изменении ширины захвата и скорости подачи существует вполне определенный объем циркулирующей массы разрушенного угля, которым обеспечивается баланс потоков на входе и выходе шнека. Этот объем, определяемый по размерам окна выгрузки и аксиальной скорости потока угля в зоне погрузки, позволяет установить аналитическую связь между скоростью подачи и шириной захвата рабочего органа по фактору погрузочной способности.

Из анализа баланса потоков в зоне работы отстающего шнека очистного комбайна следует, что установка погрузочного щитка на опережающем шнеке обеспечивает увеличение производительности комбайна по по-

грузке, а на отстающем шнеке может привести к ограничению скорости подачи. С увеличением ширины захвата положительное влияние погрузочных щитков возрастает.

На основании анализа процесса выгрузки угля можно сделать следующие выводы:

– процесс выгрузки угля на выходном сечении лопасти шнека по его физико-механической сущности, относится к сложным процессам, а по количеству влияющих факторов – к многофакторным. При этом размер площади сечения погрузочного окна влияет на эффективность погрузки угля на конвейер. Повышение сопротивления перемещению угля на выходе шнека приводит к повышению интенсивности его циркуляции, дополнительному измельчению и к пылеобразованию.

– из приведенного выше анализ следует, что чем больше площадь сечения погрузочного окна и чем меньше высота забойного борта конвейера, тем меньше интенсивность его циркуляции, измельчения и пылеобразования.

– необходимы дальнейшие исследования влияния площади сечения погрузочного окна на процесс выгрузки угля из зоны взаимодействия шнекового исполнительного органа с разрушаемым массивом, включая моделирование и экспериментальные исследования в производственных условиях.

### **Список литературы**

1. Солод В.И., Гетопанов В.Н. и Рачек В.М. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов. –М.: Недра, 1982. –350 с.
2. Peng S.S. Longwall Mining. U.S.: 2nd edition, October 2006. – 621 p.
3. Беликов К.Н. Экспериментальные исследования погрузочной способности шнекового исполнительного органа выемочной машины // ПНИУИ: сб. науч. тр. вып. 16, 1973. -С.135-146.
4. Вернер В. Н. Исследование и обоснование рациональных параметров шнековых погрузочно-транспортирующих органов выемочных машин: Дис. ... докт. техн. наук. –Кемерово, 1999. – 319 с.
5. Nguyen Khac Linh, V V Gabov, Y V Lykov. Substantiation of the parameters of coal unloading process onto the conveyor using shearer drums // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2018. Volume 194, 042019. 1-5 pp.
6. Лагунова Ю. А., Комиссаров А. П., Шестаков В. С. и др. Горные машины. Энциклопедия. Т. IV-24. М.: Машиностроение, 2011. 493 с.

УДК 621.879.3

**ВЛИЯНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ДЛИН ЭЛЕМЕНТОВ РАБОЧЕГО  
ОБОРУДОВАНИЯ ОДНОКОВШОВЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ  
ЭКСКАВАТОРОВ НА РЯД ИХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ СВОЙСТВ  
(НА ПРИМЕРЕ ЭКСКАВАТОРА ЭГ-12А)**

**Побегайло П.А.**, с.н.с., канд. техн. наук  
ИМАШ им. А.А. Благодирова РАН, Москва, РФ

*В настоящей работе нами приведены некоторые основные результаты исследования влияния изменения кинематических длин элементов рабочего оборудования одноковшовых гидравлических экскаваторов на геометрические свойства их рабочего оборудования. Для конкретизации исследования был взят гидравлический экскаватор прямого копания ЭГ-12А. Представленные в работе материалы свидетельствуют о принципиальной важности учёта изменения геометрических свойств рабочего оборудования одноковшового гидравлического экскаватора при применении удлиненного/укороченного рабочего оборудования или рабочего органа новой/нестандартной конструкции.*

**Ключевые слова:** гидравлические экскаваторы; рабочее оборудование; геометрические свойства рабочего оборудования; характер изменения геометрических свойств рабочего оборудования

**INFLUENCE OF CHANGE OF LENGTHS OF ELEMENTS OF THE  
WORKER EQUIPMENT OF HYDRAULIC EXCAVATORS ON A  
NUMBER OF THEIR GEOMETRICAL PROPERTIES  
(ON THE EXAMPLE OF THE EG-12 EXCAVATOR)**

**Pobegailo P.A.**

*In the real work we have given some main results of a research of influence of change of kinematic lengths of elements of the working equipment of hydraulic excavators on geometrical properties of the working equipment. For a specification of a research the hydraulic EG-12A excavator has been taken. The materials presented in work testify to basic importance of accounting of change of geometrical properties of the working equipment of the hydraulic excavator at use of the extended / shortened working equipment or working body of a new / non-standard design.*

**Keywords:** hydraulic excavators; working equipment; geometrical properties of the working equipment; nature of change of geometrical properties of the working equipment

**Введение.** Много лет уже известно, что расширение области применения одноковшовых гидравлических экскаваторов (ОГЭ), повышение эффективности их использования, возможно за счёт увеличения номенклатуры сменного рабочего оборудования (РО) и рабочих органов.

Считается, что применение для каждого вида работ специального РО и сменного органа позволяет более рационально использовать энергетические и весовые характеристики экскаваторов, механизировать выполнение ряда работ на открытых горных работах, в строительстве и т.п.

В число сменного РО для мощных ОГЭ обычно входят различные рукояти и ковши. Варианты с разными стрелами встречаются существенно реже. Отталкиваясь от этого, исследуем, на примере мощного ОГЭ прямого копания ЭГ-12А, как сказываются на геометрических свойствах этой машины (в этом тексте - только на манипулятивности и сопутствующих ей свойствах) изменения кинематической длины рукояти и ковша.

**Основной текст.** А именно, выполним интересующее нас исследование по следующему алгоритму:

- рассмотрим экскаватор ЭГ-12А и оценим его манипулятивность (это сделано нами в работе [1]);
- после этого, сохраняя все параметры экскаватора, будем менять кинематическую длину ковша, и выполнять для каждого из вариантов РО оценку манипулятивности (см. ниже таблицу 1);
- далее, сохраняя все параметры экскаватора (и его ковша в частности), повторим действия из предыдущего пункта, варьируя кинематической длиной рукояти (см. ниже таблицу 2).

Заметим, что в таблицах 1 и 2 нами введены некоторые дополнительные типы РО по отношению к классификации из книги [2]. Это связано с тем, что указанная классификация не полна. Отметим, что сам по себе вопрос устранения этой проблемы выходит за границы настоящей скромной работы и будет нами описан в иных трудах.

Теперь перейдем к анализу данных, представленных в Таблицах 1 и 2 [графическое представление характера изменения параметров указанных в таблицах сейчас не приводим из-за ограничения на объем настоящей работы] (с учётом ряда дополнительных расчётов, которые в этой работе не приводятся по тем же причинам). Итак:

- шаг варьирования углом наклона ковша в каждой из рассматриваемых точек в рамках настоящего анализа мы рекомендуем брать равным не более  $0,5^\circ$ ;
- в большинстве случаев для анализа геометрических свойств РО достаточно использовать квадратную сетку с шагом в один метр. Однако при рассмотрении РО с габаритами как у строительных ОГЭ (или меньше) размер шага сетки следует сокращать (обычно, в два - четыре раза);
- единственным чувствительным параметром к значительному изменению размера сетки является параметр  $\zeta$ , что связано с существенным ростом числа учитываемых точек рабочей зоны. Остальные параметры практически не изменяются (у ЭГ-12А на квадратной метровой сетке  $\overline{K_C} = 0,111$ ; у этой же машины на сетке  $0,25 \times 0,25$   $\overline{K_C} = 0,109$  (число рассматриваемых точек выросло при этом более чем в 16 раз));
- одинаковое изменение длин всех трех звеньев РО существенно не изменяет значение манипулятивности относительно базового варианта (у ЭГ-12А  $\overline{K_C} = 0,111$ ; у варианта РО с увеличенными в два раза значениями кинематических длин всех трех звеньев  $\overline{K_C} = 0,110$ ; у варианта РО с уменьшенными в два раза значениями кинематических длин всех трех звеньев  $\overline{K_C} = 0,114$ ). Однако остальные геометрические свойства (те, что в таблицах) несколько изменяются, что, по видимому, связано с их нелинейными зависимостями от варьируемых параметров;

Таблица 1

Изменения геометрических свойств РО ОГЭ ЭГ-12А  
при варьировании длиной ковша

№	Длина ковша, м	$\overline{K}_c$	$\max K_c$	$\max U$ , град.	$\overline{U}$ , град.	$\Delta$ , град.	$\zeta$	Тип РО
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	0,1	0,220	0,231	83,041	79,20	3,841	0	Б
2	1,45	0,158	0,197	71,018	56,88	14,138	0	Б
3	2,5	0,117	0,172	62,000	42,24	19,763	0,051	ба
4	<b>ЭГ-12А</b>	0,111	0,168	60,584	39,96	20,624	0,080	А
5	4,35	0,090	0,145	52,159	32,40	19,759	0,184	А
6	5,0	0,079	0,135	48,772	28,44	20,332	0,228	ав
7	7,0	0,064	0,113	40,856	23,04	17,816	0,341	В
8	7,5	0,062	0,108	39,044	22,32	16,724	0,367	вд
9	10,0	0,052	0,094	33,871	18,72	15,151	0,464	Д
10	12,5	0,040	0,081	29,250	14,58	14,672	0,534	де
11	14,0	0,037	0,078	28,250	13,27	14,983	0,562	Е

Таблица 2

Изменения геометрических свойств РО ОГЭ ЭГ-12А  
при варьировании длиной рукояти

№	Длина рукояти, м	$\overline{K}_c$	$\max K_c$	$\max U$ , град.	$\overline{U}$ , град.	$\Delta$ , град.	$\zeta$	Тип РО
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	2,0	0,067	0,107	38,677	24,12	14,557	0	Г
2	2,9	0,086	0,133	47,907	30,96	16,947	0	гб
3	4,0	0,101	0,154	55,570	36,36	19,210	0	Б
4	4,6	0,106	0,162	58,226	38,16	20,066	0,049	ба
5	<b>ЭГ-12А</b>	0,111	0,168	60,584	39,96	20,624	0,080	А
6	6,25	0,121	0,180	64,819	43,56	21,259	0,181	А
7	7,5	0,128	0,188	67,789	46,08	21,709	0,299	аж
8	10,0	0,137	0,198	71,454	49,32	22,134	0,484	Ж

В таблицах 1 и 2 приведены следующие параметры РО:  $\overline{K}_c$  - средний коэффициент сервиса (средняя манипулятивность);  $\max K_c$  - максимальное значение коэффициента сервиса;  $\max U$  - максимальный угол;  $\overline{U}$  - средний угол установки ковша в произвольной точке рабочей зоны;  $\Delta$  - разница между максимальным и средним значением углов, приведенных в этой таблице;  $\zeta$  - "разница" в манипулятивности в нижней и верхней части рабочей зоны; тип манипулятора - результат классификации по схеме предложенной специалистами ИМАШ им. А.А. Благонравова РАН Кобринскими [2 и др.]:

- с ростом длины рукояти растет число точек рабочей зоны находящихся ниже уровня стоянки машины. Аналогично происходит и при росте длины ковша;
- с ростом кинематической длины ковша манипулятивность РО снижается;

- с ростом кинематической длины рукояти манипулятивность РО растёт;
- характер изменения величины коэффициента сервиса в зависимости от изменения кинематической длины того, или иного звена имеет нелинейный характер (так при росте длины рукояти в пять раз значение коэффициента сервиса увеличивается всего лишь в два; при росте же длины ковша в десять раз манипулятивность снижается всего в четыре раза);
- при существенном снижении кинематической длины рукояти возможно "попадание" РО в класс Г [2 и др.], с большим и сложно прогнозируемым уменьшением манипулятивности (из-за существенной чувствительности этого класса к характеру и поведению исходных данных);
- при существенном росте кинематической длины рукояти возможно выйти за границы класса А (в класс Ж);
- при существенном снижении кинематической длины ковша возможно попадание РО в класс Б;
- при существенном росте кинематической длины ковша возможно попадание РО сначала в класс В, потом в Д, а далее в Е;
- при одновременном и одинаковом изменении длин двух элементов РО наиболее опасными выглядят случаи уменьшения длин стрелы и ковша, и стрелы и рукояти. В случае увеличения все возможные случаи представляются опасными и требуют внимания;
- случаи одновременного, одинакового, но разнонаправленного изменения двух длин элементов РО также требуют внимания и контроля;
- число возможных соотношений длин элементов РО стремиться к бесконечности, что в дальнейшем требует привлечения методов статистического моделирования [3 и др.] (и более обоснованного выбора параметров сетки);
- изменение кинематических длин элементов РО естественно приводит к перестройке поля ограничивающих факторов, анализ чего, однако, выходит за рамки этой работы (рисунки из-за их большого объема сейчас тем более не приводим);
- классификация кинематических схем из работы [2 и др.] является не полной;
- каждый класс из классификации Кобринских [2 и др.] имеет разную чувствительность (манипулятивности и пр.) к характеру и поведению исходных данных. При этом, отличается чувствительность и в границах одного класса - для идеального и реальных манипуляторов;
- в книге [2] есть досадная опечатка (на странице 147 есть рисунок 5.3; там для манипулятора типа Б приведен график изменения манипулятивности для идеального манипулятора и дана средняя оценка этой манипулятивности равная 0,67 - это неверно! На самом деле манипулятивность в этом случае будет равна 0,5).

На основании настоящего исследования (с учётом многого не указанного), можно, для прямых лопат с традиционным РО, выписать следующее правило:

Если	$a \rightarrow MAX$ ,	$b \rightarrow MAX$ ,	$c \rightarrow MAX$ ,
То	$\overline{K_c} \rightarrow MAX$ ,	$\overline{K_c} \rightarrow MAX$ ,	$\overline{K_c} \rightarrow MIN$ .

Понимать его нужно в том смысле, что росту длины рукояти и стрелы соответствует увеличение манипулятивности; росту же длины ковша соответствует снижение манипулятивности.

По всей видимости, для обратных лопат может быть сформулировано подобное же правило (с поправкой на то, что базовый тип РО иной и - что принципиально - иные значения у шарнирных углов), однако на этом мы сейчас останавливаться не будем.

Таким образом, очевидно, что изменение кинематических длин звеньев РО ОГЭ приводит к изменению его геометрических свойств (и, что очевидно, и всех прочих). По этой причине, на наш взгляд, нельзя применять удлиненное (укороченное) РО и нестандартные ковши без предварительного анализа влияния этого изменения. Необходимо в обязательном порядке внести анализ геометрических параметров РО в практику проектирования ОГЭ.

**Заключение.** Исследования, описанные выше, показали, что такие "невинные" действия как применение укороченного/удлиненного РО и/или нового ковша приводят к изменениям характеристик РО и всего ОГЭ в целом. Иногда эти изменения могут быть весьма существенными, что, очевидно, не лучшим образом может сказаться на рабочем процессе машины. По этой причине указанные действия требуют тщательного анализа, который должен быть внедрен в проектную практику. При этом, знание закономерностей изменения геометрических свойств РО позволит в будущем обоснованно подойти к вопросам управления параметрами рабочей зоны. Поэтому, в дальнейших наших исследованиях, намеченные сейчас вопросы будут существенно углублены и расширены. Представляется полезным при этом использовать средства статистического моделирования [3 и т.п.].

### Список литературы

1. Побегайло П.А. Рабочее оборудование одноковшовых гидравлических экскаваторов: исследование геометрических свойств // Горный информационно-аналитический бюллетень, 2015, № 5, с. 212 - 225.
2. Кобринский А. А., Кобринский А. Е. Манипуляционные системы роботов: основы устройства, элементы теории. – М.: Наука, 1985. – 344 с.
3. Бусленко Н.П. Метод статистического моделирования. М.: Статистика, 1970. 113 с.



УДК 621.879.3

## О ХАРАКТЕРЕ ИЗМЕНЕНИЯ МАКСИМАЛЬНО РЕАЛИЗУЕМОГО УСИЛИЯ НА УРОВНЕ СТОЯНКИ У ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА ЭГ-12А

Побегайло П.А., с.н.с., к.т.н.

ИМАШ им. А.А. Благонравова РАН, Москва, РФ

*В настоящей работе нами представлены некоторые частные, но важные результаты выполненного анализа нагруженности одноковшового гидравлического экскаватора прямого копания ЭГ-12А. При этом мы сосредоточили свое внимание на уровне стоянки экскаватора. Конкретизация этой части рабочей зоны вызвана принципиальной важностью копания на уровне стоянки для гидравлической прямой лопаты. Проведенный нами анализ показал, что характер изменения максимально реализуемого усилия имеет сложный, нелинейный характер. Его близкие к минимуму значения попадают на важные для экскавации участки рабочей зоны. Его близкие к максимуму значения ведут себя часто наоборот. С учётом наших иных трудов в этой работе также сделан вывод о том, что максимальное значение усилия для ряда проектных расчётов (например, на статическую прочность) может браться как средняя величина от всех значений максимально реализуемого усилия полученных по рабочей зоне или её фрагменту, в котором выполняется в основном процесс экскавации. Это позволяет уточнить некоторые положения известных расчётных документов.*

**Ключевые слова:** гидравлические экскаваторы; рабочее оборудование; максимально реализуемое усилие; характер изменения максимально реализуемого усилия на уровне стоянки прямой гидравлической лопаты

## ABOUT THE NATURE OF CHANGE AS MUCH AS POSSIBLE THE REALIZED EFFORT AT THE LEVEL OF THE PARKING AT THE EG-12A HYDRAULIC EXCAVATOR

Pobegailo P.A.

*In the real work we have presented some private, but important results of the made analysis of loading of the hydraulic EG-12A excavator. At the same time we have concentrated the attention at the level of the parking of the excavator. The specification of this part of a working zone is caused by basic importance of digging at the level of the parking for such hydraulic excavator. The analysis which is carried out by us has shown that the nature of change of most realized effort has difficult, not linear character. His values, close to a minimum, get on sites of a working zone, important for excavation. His values, close to a maximum, behave often on the contrary. Taking into account our other works in this work the conclusion is also drawn that the maximum value of effort for a number of design calculations (for example, on static durability) can undertake as average size from all values of most realized effort received on a working zone or its fragment. It allows to specify some provisions of the known settlement documents.*

**Keywords:** hydraulic excavators; working equipment; most realized effort; the nature of change of most realized effort at the level of the parking of a direct hydraulic shovel

**Введение.** В настоящий момент нами широко и глубоко исследуется тема статической нагруженности одноковшовых гидравлических экскаваторов (ОГЭ). В её рамках мы рассмотрели девять ОГЭ с тремя разными кинематическими схемами рабочего оборудования (РО): ЭГ-12А, ЭГ-20, ЭГ-6, ЭГ-10, ЭГ-15, ДГЭ-1200, ЭГО-4, ЭГО-8, ЭО-5126.

В настоящей работе, при оценке нагруженности, речь идет о раздельном копании, которое осуществляется вдоль гусениц, машина стоит на абсолютно жестком и идеально ровном основании. При этом мы ведем

речь о случае определения максимально реализуемого усилия для ситуации когда оно может быть приложено к зубу ковша под любым углом - в наших работах это режим нагружения № 2 (напомним, что задача плоская). Естественно, что мы рассматриваем ситуацию упора ковша в абсолютно жесткое препятствие.

Для прямых гидравлических лопат принято считать, что важное и принципиальное значение имеет копание на уровне стоянки машины. Большой интерес в этом случае представляет характер изменения максимально реализуемого усилия. Этому вопросу и посвящена настоящая работа. Для её конкретизации, в рамках ограничения на объем настоящего труда, мы остановились на ОГЭ ЭГ-12А.

**Основной текст.** На основании разработанного нами подхода (частично описанного в иных наших работах) мы выполнили оценку максимально реализуемого усилия по всей рабочей зоне экскаватора ЭГ-12А при копании ковшом, рукоятью и стрелой. На этом основании нами были построены рисунки 1 - 3, где показан характер изменения максимально реализуемого усилия на уровне стоянки экскаватора.

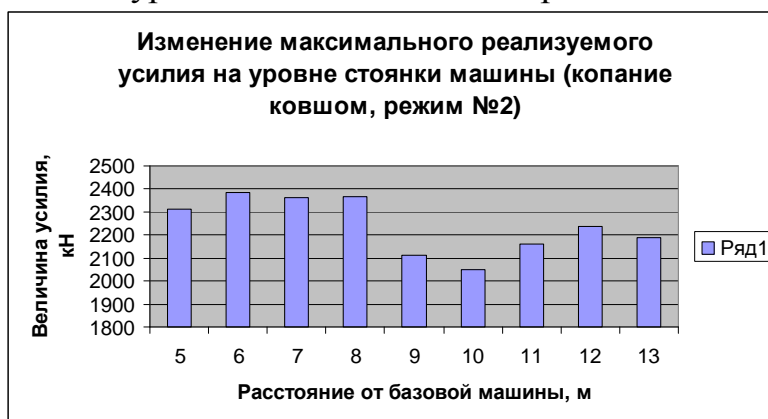


Рис. 1 Характер изменения максимально реализуемого усилия на уровне стоянки экскаватора ЭГ-12А (копание ковшом; режим № 2)

На основании выполненных исследований (не только описанных в этом труде), могут быть сформулированы следующие основные выводы:

- любое РО ОГЭ (да и сам экскаватор в целом) может быть охарактеризовано ансамблем полевых структур. Проявления одного из видов такой полевой структуры (скалярного поля нагруженности) и видны на приведенных нами рисунках;
- полученные нами полевые структуры стационарны (не зависят от времени) и неоднородны (усилие и пр. не одинаково во всех точках);
- характер изменения максимально реализуемого усилия на уровне стоянки у каждого из экскаваторов свой. Иногда он качественно совпадает при копании тем или иным исполнительным механизмом, но это не является догмой. Поведение усилия может быть различным для разных исполнительных механизмов одной и той же машины (то же самое можно сказать и о характере изменения усилия по всей рабочей зоне);



Рис. 2 Характер изменения максимально реализуемого усилия на уровне стоянки экскаватора ЭГ-12А (копание рукоятью; режим № 2)

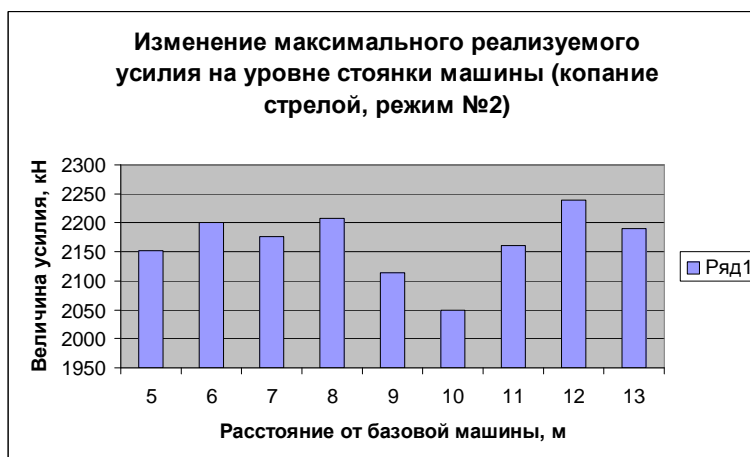


Рис. 3 Характер изменения максимально реализуемого усилия на уровне стоянки экскаватора ЭГ-12А (копание стрелой; режим № 2)

- закон изменения величины максимально реализуемого усилия имеет сложный, нелинейный характер;
- в рабочей зоне экскаватора имеют место как локальные, так и абсолютные максимумы и минимумы оцениваемого усилия. Колебания указанного усилия (между его экстремальными значениями) могут достигать существенных величин. Часто - минимумы усилия приходится на важные при экскавации части рабочей зоны;
- построение представленных на рисунках 1 - 3 графиков является, на наш взгляд, обязательным при создании новых ОГЭ и требует внедрения в проектную деятельность. Подобные же графики (не приведенные) для экскаватора ЭГ-6 могут быть признаны, в некотором смысле, эталонными (для данного вида кинематических схем РО);
- так называемые паспортные (реже, максимальные) усилия экскаваторов ЭГ-12А и ЭГ-20 ничем не обоснованы и совершенно не соответствуют действительности (они существенно занижены). Ими нельзя пользоваться при реальном проектировании. Для вновь создаваемых машин следует определять эти усилия иначе - например, как средние максимальные по всей

рабочей зоне или её фрагменту (зоне "реального" копания). Очевидно, что данный вывод может быть распространен и на иные машины - особенно зарубежные (доверять рекламным цифрам не стоит);

- мощные ОГЭ УЗТМ, созданные в разное время, обладали низкой надежностью, что во многом связано с неверной оценкой нагруженности, не точными моделями синтеза элементов РО и прочих подсистем машин, и т.д., и т.п. - и в первую очередь из-за отсутствия методологии их проектирования;

- анализ машин УЗТМ, проектировавшихся в одно и тоже время, одной и той же группой проектантов, показывает, что, с одной стороны, недопустимо шараханье из стороны в сторону (пример - разное качество машин ЭГ-12А и ЭГ-20), а с другой стороны не допустим не учёт имеющегося опыта проектирования ОГЭ у иных разработчиков. По видимому, ориентирование только на требования технологов также не допустимо. Копирование зарубежных ОГЭ может осуществляться только при выполнении двух обязательных требований: проектанты должны понимать смысл "не наших" конструкторских решений (почему они такие?!); заводы должны иметь возможность реализовать требования технологии производства (делать все так, как и у копируемой машины; на том же уровне качества).

**Заключение.** В настоящей работе описано исследование хотя и частного, но принципиально важного вопроса - о характере изменения максимально реализуемого усилия на уровне стоянки прямой гидравлической лопаты. При этом выводы в настоящей работе представлены расширенные - с учётом иных наших исследований. Главное, на что хотелось бы обратить внимание читателя, это сложное и нелинейное поведение исследуемого усилия, что, на наш взгляд, подводит к идее использования в проектировании ОГЭ средней величины максимально реализуемого усилия (по всей рабочей зоне или её фрагменту, если его можно обоснованно выделить). Такой подход позволил бы компенсировать некоторую расплывчатость и неконкретность существующих расчётных документов [1, 2].

### **Список литературы**

1. РД 22-158-86. Экскаваторы одноковшовые гидравлические. Рабочее оборудование. Расчет металлоконструкций на статическую прочность. М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1987. 133 с.

2. РД 24.220.03-90. Машины строительные и дорожные. Нормы расчета. М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1990. 113 с.

УДК 621.879.3

## **ОЦЕНКА СОСТОЯНИЯ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ СТРОИТЕЛЬНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЭКСКАВАТОРОВ К 1991 ГОДУ**

**Побегайло П.А.**, с.н.с., канд. техн. наук, **Смоляницкий Э.А.**, канд. техн. наук  
ИМАШ им. А.А. Благодирова РАН

*В настоящей работе представлены основные результаты выполненного авторами анализа состояния советских строительных гидравлических экскаваторов. Выявленные при этом серьезные недостатки актуальны и для современных отечественных машин (для карьерных также). Ибо, теоретические проблемы, существовавшие тридцать лет назад так и не были разрешены.*

**Ключевые слова:** гидравлические экскаваторы; рабочее оборудование; оценка состояния; перспективы развития

## **ASSESSMENT OF THE CONDITION OF THE DOMESTIC CONSTRUCTION HYDRAULIC EXCAVATORS BY 1991**

**Pobegailo P.A., Smolyanitsky E.A.**

*This paper presents the main results of the analysis of the state of Soviet construction hydraulic excavators by the authors. The serious shortcomings revealed at the same time are also relevant for modern domestic cars (for career ones as well). For the theoretical problems that existed thirty years ago were never solved.*

**Keywords:** hydraulic excavators; working equipment; condition assessment; development prospects

Основными планами экономического и социального развития СССР на 1981 - 1985 годы и на период до 1990 года в области машиностроения предусматривалось:

- значительное увеличение масштабов создания, освоения и внедрения в производство высокоэффективной техники, обеспечивающей рост производительности труда, снижение материалоёмкости и энергоёмкости, улучшение качества выпускаемой продукции и повышение её конкурентоспособности на внешнем рынке;
- сокращение сроков создания и освоения новой техники с одновременным снижением норм расхода проката в среднем на 15-25%.

Все сказанное имело прямое отношение к экскаваторостроению, которое должно было обеспечить сокращение трудоемких работ на 20 %.

Ведь в те годы все еще неоправданно высока была фактическая себестоимость механизированных земляных работ из-за низкой надежности и малой единичной мощности основных моделей машин отечественного парка гидравлических строительных экскаваторов (ОГСЭ).

В строительстве тогда еще не был механизирован большой объем рассредоточенных земляных работ, в том числе при разработке грунта в стесненных условиях (под мостами, в местах пересечения коммуникаций, у стен и внутри строящихся и реконструируемых зданий, при зачистке оснований, наклонных и вертикальных откосов, а также при отрывке колодцев). На все эти работы требовалось более восьмидесяти тысяч рабочих.

Повышение уровня механизации и снижение себестоимости земляных работ в строительстве сдерживалось, с одной стороны, отсутствием серийного производства требуемых типоразмеров машин, а с другой - техническими возможностями рабочего оборудования серийно выпускающихся экскаваторов, низкой надежностью элементов гидропривода рабочего оборудования и гусеничного движителя.

Также необходимо отметить, что выпускаемые в нашей стране серийные ОГСЭ имели принципиальные конструктивные недостатки:

- низкий коэффициент полезного действия основных операций цикла (копания - 54,5 %; транспортировки грунта в вертикальной плоскости – 35 %; транспортировки грунта в горизонтальной плоскости – 23 %; цикла в целом – 35-42 %);

- непроизводительные потери ресурса гидроагрегатов вследствие: работы на загрязненной рабочей жидкости из-за недостаточной эффективности её очистки и герметизации гидравлической системы; передачи нагрузок через гидромеханизмы в то время, когда ими не совершается никакой полезной работы (износ ходовых устройств и гидромоторов хода при копании); перегрузок гидравлического привода вследствие стопорения ковша при копании и поршня при ударе в крышку; динамических перегрузок элементов гидропривода во время переходных режимов, вызванных неудовлетворительной работой защитных устройств; нарушения номинальных режимов работы (разряжение во всасывающем тракте насоса при запуске в зимнее время, перегрев рабочей жидкости, обгонные режимы);

- низкие значения фактически реализуемых максимальных усилий копания в основной зоне забоя;

- низкий расчётный и фактический ресурс работы уплотнений гидроцилиндров (на порядок ниже требуемого и достигнутого в то время за рубежом);

- недостаточная динамическая устойчивость машин при копании тяжелых грунтов;

- недостаточная прочность и усталостная долговечность элементов рабочего оборудования и мест его сочленения с поворотной платформой.

Таким образом, основной причиной высокой стоимости земляных работ в строительстве являлось нерациональное распределение объемов и видов земляных работ между типоразмерами машин неоптимальных параметров, а также несоответствие конструкций элементов рабочего оборудования, механических передач, элементов хода, уплотнений гидроцилиндров, систем маслоочистки и контроля параметров гидравлического привода, предотвращающих его работу в аварийном режиме, современным на тот момент тенденциям повышения уровня механизации земляных работ в строительстве, снижения металлоёмкости машин и энергоёмкости операций цикла, повышения ресурса гидроагрегатов, контролепригодности и других показателей, обеспечивающих конкурентоспособность машин на рынке.

Неудовлетворительное положение с комплексной механизацией земляных работ в строительстве привело к постоянной закупке зарубежной техники, в том числе и при строительстве БАМа.

С большой долей уверенности можно заключить, что все эти проблемы были связаны, во многом, с отсутствием в СССР фундаментальных теоретических исследований, посвященных вопросам определения оптимальных типоразмеров машин конструктивно - унифицированного ряда ОГСЭ; изучения взаимосвязей между основными параметрами машины и обоснования на этой базе перспективных решений, направленных на создание новых конструкций машин с более высокими, чем у серийных ОГСЭ, показателями технического уровня.

**Заключение.** Необходимо отметить, что указанные проблемы отечественного экскаваторостроения середины - конца 80-ых годов прошлого века не решены во многом и сейчас. Эта беда затрагивает и строительные, и карьерные экскаваторы с гидравлическим приводом. Удастся ли нам решить эти проблемы в третьем тысячелетии? Ответ, на наш взгляд, очевиден.

УДК 622.532

## ОБОСНОВАНИЕ ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ НАДЕЖНОСТИ ШАХТНЫХ СЕКЦИОННЫХ ОДНО И ДВУХПОТОЧНЫХ НАСОСОВ

**Потапов В.Я.**, д-р техн. наук, доцент, **Белов С. В.**, канд. техн. наук, доцент,  
**Ислентьев А. О.**, аспирант, **Чураков Е. О.**, аспирант  
Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург

*При рассмотрении надежности технологического процесса приводится предположение о равенстве ее показателей у однопоточных и двухпоточных насосов, т. к. одной из особенностей насоса ЦНСД является то, что технологический процесс его изготовления практически не отличается от процесса изготовления однопоточных насосов ЦНС. Получена зависимость функциональной надежности насоса ЦНСД от аналогичного показателя насоса ЦНС.*

**Ключевые слова:** функциональная надежность, оценка, однопоточные насосы, двухпоточные насосы.

## JUSTIFICATION OF THE FUNCTIONAL RELIABILITY OF MINE SECTIONAL ONE AND DOUBLE FLOW PUMPS

**Potapov V. Ya., Belov S. V., Islent'yev A. O., Churakov E. O.**

*When considering the reliability of the process, an assumption is made about the equality of its performance in single-flow and double-flow pumps, since one of the special features of the CNSD pump is that the technological process for its manufacture is practically the same as the manufacturing process for single-flow TsNS pumps. The dependence of the functional reliability of the TsNSD pump on a similar indicator of the TsNS pump has been obtained.*

**Keywords:** functional reliability, evaluation, single-threaded pumps, dual-threaded pumps.

**Введение.** На основе стохастической природы отказов горных машин и оборудования проведем сравнительную оценку функциональной надежности вновь создаваемых шахтных центробежных двухпоточных насосов ЦНСД [1,2,3] с учетом их гидравлической схемы и условий эксплуатации. Критерием надежности сравниваемых насосов, в рамках нашей задачи, будем считать обеспечение показателей напора  $H$ , расхода  $Q$  и КПД  $\eta$  в области промышленного использования. При этом любое отклонения от этой области будет считаться отказом системы.

**Цель работы** – провести сравнительную оценку функциональной надежности шахтных секционных одно- и двухпоточных насосов.

### Методология проведения работы.

На рис. 1, 2 приведены гидравлические схемы выпускаемых в настоящее время промышленностью однопоточных секционных насосов типа ЦНС и разрабатываемых двухпоточных – типа ЦНСД.

Согласно этим схемам теоретическая надежность сравниваемых насосов, как систем с последовательным соединением элементов может быть представлена следующим образом:

$$P_{\phi(t)} = P_{\kappa(t)} \cdot P_{\kappa.m(t)} \cdot P_{m.n(t)} \cdot P_{\varepsilon(t)}, \quad (1)$$

где  $P_{\phi(t)}$  - общая теоретическая надежность;  $P_{\kappa(t)}$  - конструктивная (теоретическая) надежность;  $P_{\kappa.m(t)}$  - надежность или бездефектность комплек-



тующих материалов и изделий;  $P_{м.н.(t)}$  - показатель надежности технологического процесса изготовления насоса;  $P_{э(t)}$  - эксплуатационная надежность, отражающая способность насоса поддерживать рабочие параметры.

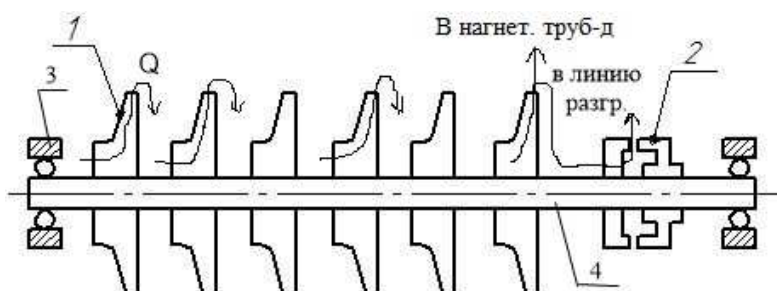


Рис. 1 – гидравлическая схема насоса ЦНС. 1 – рабочее колесо, 2 – разгрузочный диск, 3 – подшипники, 4 – вал.  $Q$  – подача насоса.

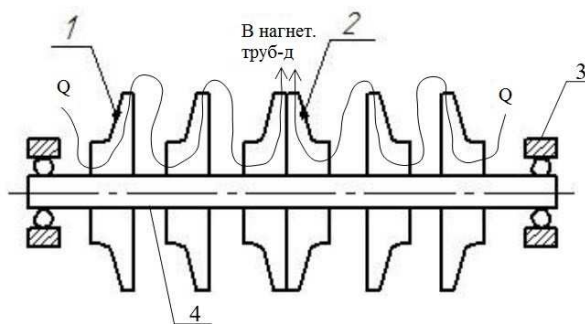


Рис. 2 – гидравлическая схема насоса ЦНСД. 1 – рабочее колесо, 2 – рабочее колесо двухстороннего всасывания, 3 – подшипники, 4 – вал.  $Q$  – подача насоса.

Одной из особенностей насоса ЦНСД является то, что технологический процесс его изготовления практически не отличается от процесса изготовления однопоточных насосов ЦНС. В двухпоточном насосе также присутствуют рабочие колеса, направляющие аппараты, всасывающие крышки, секция нагнетания и т.д. Поэтому показатель надежности технологического процесса  $P_{м.н.(t)}$  не подлежит рассмотрению (в условиях нашей задачи). Далее мы будем руководствоваться следующей формулой:

$$P_{ф(t)} = P_{к(t)} \cdot P_{к.м(t)} \cdot P_{э(t)} \quad (2)$$

Исходя из гидравлических схем сравниваемых насосов, конструктивная надежность насосов ЦНС и ЦНСД будет выглядеть следующим образом:

$$P_{к.ЦНС(t)} = P_{р.к(t)} \cdot P_{в(t)} \cdot P_{н.а.(t)} \cdot P_{упл.(t)} \cdot P_{н.(t)} \cdot P_{р.у.(t)}; \quad (3)$$

$$P_{к.ЦНСД(t)} = P_{р.к(t)} \cdot P_{в(t)} \cdot P_{н.а.(t)} \cdot P_{упл.(t)} \cdot P_{н.(t)}, \quad (4)$$

где  $P_{р.к(t)}$  - показатель надежности рабочих колес;  $P_{в(t)}$  - показатель надежности вала насоса;  $P_{н.а.(t)}$  - показатель надежности направляющих аппаратов;  $P_{упл.(t)}$  - показатель надежности уплотнений;  $P_{н.(t)}$  - показатель надежно-

сти подшипников;  $P_{p.y.(t)}$  - показатель надежности разгрузочного устройства.

Зная, что надежность системы зависит от количества последовательно соединенных в ней элементов, можно сделать предварительный вывод о том, что теоретическая надежность двухпоточного секционного центробежного насоса выше, чем у однопоточного, т. к. в его конструкции отсутствует устройство для разгрузки осевых сил.

Надежность выбранных при конструировании материалов и комплектующих изделий зависит от их бездефектности, точности размеров и технологичности обработки.

Общая функциональная надежность насосов значительно повышается, если ввести контроль качества материалов и комплектующих изделий, т. к. при этом формируется технологическая система с параллельно действующими операциями[4, 5].

Вероятность поставки комплектующих материалов без дефектов:

$$P_{к.м(t)} = 1 - \beta, \quad (5)$$

где  $\beta$  - риск потребителя.

Надежность контроля комплектующих материалов:

$$P_{к.м(t)} = P_{n(t)} \cdot P_{m(t)}, \quad (6)$$

где  $P_{n(t)}$  - вероятность попадания материала с дефектом в объем контролируемой выборки, т. е. выборочная достоверность;

$P_{m(t)}$  - вероятность выявления дефектного материала в объеме выборки, т. е. достоверность метода контроля.

При низком уровне дефектности  $q \leq 0,1$  и  $n \leq 0,1 \cdot N$  к распределению  $P_{n(t)}$  может быть применен закон Пуассона. Достоверность метода  $P_{m(t)}$  должна определяться при дальнейшем использовании материалов:

$$P_{m(t)} = 1 - \frac{N_{def}}{N_k}, \quad (7)$$

где  $N_{def}$  - объем изделий с дефектами, в процессе изготовления и эксплуатации насоса;  $N_k$  - объем выборки при контроле.

Исходя из описанной системы формирования надежности контроля качества комплектующих материалов, определим формулу для ее расчета:

$$P_{к.м(t)} = \prod_{j=1}^n [1 - (1 - P_{kj(t)})], \quad (8)$$

где  $P_{kj(t)}$  - надежность контроля каждого из применяемых комплектующих материалов насоса. Она определяется по следующей формуле:

$$P_{kj(t)} = \prod_{i=1}^n [1 - (1 - P_{ki(t)})], \quad (9)$$

где  $P_{ki(t)}$  - надежность  $i$ -ой контрольной операции.

**Результаты работы.** Предположим, что насос ЦНСД будет изготавливаться из таких же материалов, что и насос ЦНС, но в связи с отсутстви-

ем разгрузочных устройств количество комплектующих материалов будет меньше. Проанализировав формулы (8) и (9) можно сделать предварительный вывод, что показатель  $P_{к.м(t)}$  для насосов ЦНСД будет выше.

Эксплуатационная надежность выглядит как последовательное соединение безотказной работы основных элементов конструкции, что приводит к отказу всего насоса при отказе одного из элементов. Безотказность каждого элемента определяется по закону нормального распределения, т. к он используется для описания систем, подверженных постепенному действию износа [5, 6, 7, 8].

Согласно нормальному закону распределения можно сделать вывод о том, что при прочих равных условиях с уменьшением средней наработки на отказ уменьшается значение безотказной работы элементов насоса [9, 10, 11, 12]. Из опыта эксплуатации известно, что самым ненадежным элементом конструкции шахтных секционных центробежных однопоточных насосов является разгрузочного устройство. При этом надежность всей системы (насоса) всегда ниже надежности самого ненадежного элемента. Средняя наработка на отказ разгрузочного устройства зачастую не превышает 200 часов в зависимости от загрязнённости шахтной воды [13, 14, 15]. Этот элемент конструкции значительно снижает общий показатель эксплуатационной надежности однопоточного насоса. В двухпоточном насосе ЦНСД такой элемент отсутствует, а разгрузка осевой силы осуществляется самым совершенным способом – симметричным расположением рабочих колес.

Подставив всё вышеперечисленное в формулу (2), после соответствующих преобразований получим:

$$P_{ф.ЦНСД} = \frac{P_{ф.ЦНС} \cdot P_{к.м.ЦНСД}}{P_{т.р.у.} \cdot P_{э.р.у.} \cdot P_{к.м.ЦНС}} \quad (10)$$

На основе этой зависимости для любых условий может быть дана количественная оценка функциональной надежности, создаваемых в настоящее время двухпоточных секционных насосов, предназначенных для замены однопоточных насосов, надежность которых с учетом их многолетней эксплуатации всесторонне установлена. Рассмотрим несколько примеров расчета показателя функциональной надежности насоса ЦНСД. Данные расчетов занесены в табл. 1.

Табл. 1. Данные расчета функциональной надежности насоса ЦНСД

Вариант	$P_{ф.ЦНС}$	$P_{к.м.ЦНСД}$	$P_{к.м.ЦНС}$	$P_{т.р.у.}$	$P_{э.р.у.}$	$P_{ф.ЦНСД}$
1	0,85	0,9	0,89	0,99	0,9	0,96
2	0,9	0,97	0,96	0,99	0,95	0,967
3	0,95	0,97	0,96	0,99	0,99	0,98

В таблице 1 приведены наиболее вероятные значения показателей надежности одно- и двухпоточных насосов с разными вариантами входного

контроля: 1- низкий уровень входного контроля; 2,3 – нормальный уровень входного контроля.

### **Вывод.**

Проанализировав значения в табл. 1, мы видим, что теоретическая функциональная надежность двухпоточных насосов выше, чем у однопоточных, в среднем, на 3-11 %. Однако, необходимо уточнение составляющих значений формулы (10) в каждом конкретном случае ее применения.

### **Список литературы**

1. О разработке шахтных центробежных секционных двухпоточных насосов/ Тимухин С. А., Долганов А. В., Попов Ю. В., Чураков Е. О., Ислентьев А. О., Торопов Э. Ю // Известия УГГУ. 2014. №2(34).
2. Анализ эффективности разгрузочных устройств шахтных центробежных секционных насосов/ Долганов А. В., Чураков Е. О., Ислентьев А. О., Торопов Э. Ю.// Известия УГГУ. 2014. №2(34). С 31-34.
3. Шахтные, центробежные, секционные насосы нового поколения / А. В. Долганов, Ю. В. Попов, С. А. Тимухин, А. Н. Пискарев, Е. П. Салтанов // Горный информационно-аналитический бюллетень. - М.: МГГУ, 2015. - №4. - СЛ 88-191
4. Анализ и методика расчета структурной надежности бурового инструмента/ Боярских Г. А.// Известия вузов. Горный журнал. 1996. №2. С. 110-114.
5. Надежность технических систем/ Боярских Г. А., Хазин М. Л./ учебное пособие// Екатеринбург. Изд. УГГГА, 2002 – 180 с.
6. Борисов А. В. Повышение надежности скважинных погружных насосов // ГИАБ. 1999. №5. С.178-179
7. Меньшиков С.С., Васильева М.А. Коэффициент технического состояния грунтовых насосов в системах гидротранспорта хвостовых пульп // Записки Горного института. 2014. №. С.193-196
8. Кахаров С. К. Статистическая оценка показателей надежности буровых насосов НБ-125 // ГИАБ. 2014. №8. С.366-368
9. И.Р. Байков, Р.А. Шайбаков, М.В. Елисеев, С.В. Китаев, М.Г. Петров, Н.Р. Рязанов Обеспечение безопасности функционирования насосного оборудования нефтехимического завода на основе системного анализа причин аварийных отказов // Транспорт и хранение нефтепродуктов. 2017. №1. С.50-53
10. Beck A.T., Edison da Rosa. Structural reliability analysis using deterministic finite element Programs. LatinAmericanJournalofSolidsandStructures, 2006, no. 3, pp. 197—222.
11. Mahadevan S., Dey A. Adaptive Monte Carlo simulation for time-variant reliability analysis of brittle structures. AIAA Journal, 1997, vol. 35, no. 2, pp. 321—326
12. Садыхов Г.С. Критерии оценок безопасной эксплуатации технических объектов. Проблемы машиностроения и надежности машин, 2005, № 1, с. 119-122.
13. Современное состояние рудничного водоотлив при отработке медноколчеданных месторождений Южного Урала / А. В. Долганов // Горный информационно-аналитический бюллетень. - М.: МГГУ, 2009. - №2. С. 12-15
14. Влияние износа деталей центробежных насосов секционныхкислотоупорных типа ЦНС(К) 300-360 на режимы их работы / А. В. Долганов // Добыча, обработка и применение природного камня: сб. науч. тр. Выпуск 12 - Магнитогорск: ГОУ ВПО «МГТУ», 2012. - С. 98-102
15. Киселев Г. Ф., Рязанов С. Д. Техническое обслуживание и ремонт насосных установок// М.: Химия, 1985. – 156 с.

УДК 621.44

## ПРЕДОТВРАЩЕНИЕ РЕЗОНАНСНЫХ ЯВЛЕНИЙ В ОСЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРАХ СИСТЕМ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Таугер В.М.<sup>1</sup>, канд. техн. наук., доц, Лифанов А.В.,<sup>2</sup> генеральный директор, Макаров В.Н.<sup>1</sup>, докт. техн. наук, проф., Макаров Н.В.<sup>1</sup>, канд. техн. наук., доц, Бельских А.М.<sup>1</sup>, студент

<sup>1</sup> ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

<sup>2</sup> ООО НПК «ОйлГазМаш»

*Исследованы факторы, обуславливающие деформацию длинномерной композитной лопатки осевого вентилятора. Показано, что одной из причин флаттера может служить инерционная нагрузка на лопатку в период разгона двигателя. Получены формулы для определения деформации и частоты собственных колебаний лопатки, позволяющие минимизировать отрицательные эффекты путём подбора геометрии пера и физико-механических свойств композита. Ключевые слова: осевой вентилятор, рабочая лопатка, композит, деформация, флаттер, сила инерции, разгон, частота колебаний, резонанс.*

## PREVENTION OF RESONANT PHENOMENA IN AXIAL FANS OF AIR COOLING FANS

**Tauger V.M., Lifanov A.V., Makarov V.N., Makarov N.V., Belskikh A.M.**

*The factors contributing to the deformation of a long-length composite blade of an axial fan are investigated. It is shown that one of the causes of flutter can be the inertial load on the blade during the engine acceleration period. Formulas are obtained for determining the deformation and the frequency of natural oscillations of the blade, which allow minimizing negative effects by selecting the geometry of the pen and the physicommechanical properties of the composite.*

**Keywords:** axial fan, working blade, composite, deformation, flutter, inertia force, acceleration, oscillation frequency, resonance.

В системах вентиляции и охлаждения крупных объектов горной и нефтегазовой промышленности используются осевые вентиляторы высокой быстроходности, колёса которых имеют большие диаметры и длинномерные лопатки [1]. Рабочие лопатки машин данной категории выполняют из полимерных композиционных материалов (композитов) [2], имеющих меньшую, чем у металлов, жёсткость, вследствие чего лопатки более склонны к деформации и имеют низкую частоту собственных колебаний. Колебания, генерируемые как внешними по отношению к колесу факторами, так и особенностями воздушного потока в межлопаточных каналах, снижают долговечность лопатки, отрицательно сказываются на КПД вентилятора и являются одной из причин шумообразования. В связи с необходимостью снижения отрицательного влияния вибрации на эксплуатационные качества вентиляторов актуальной становится задача поиска путей воздействия на интенсивность собственных и вынужденных колебаний длинномерной лопатки.

Одним из факторов, вызывающих колебания лопаток, является инерционная нагрузка на лопаточный венец в период разгона двигателя.

Киносъёмка колеса вентилятора с экспериментальными длинномерными лопатками уменьшенной массы показала, что непосредственно после

включения двигателя лопатки испытывают изгибные колебания большой амплитуды. Подобное явление – флаттер – известно в авиастроении [3]. Периодические перемещения обтекаемого воздухом элемента приводят к изменениям действующих на его поверхность аэродинамических сил, в результате чего элемент переходит в режим автоколебаний. Анализ нагрузки лопаточного венца привёл к предположению, что флаттер инициируется силами инерции в период неустановившегося движения [4].

В упрощенном виде механизм развития флаттера в вентиляторе с вертикальной осью вращения колеса выглядит следующим образом.

В момент запуска двигателя колесо начинает вращаться с угловым ускорением  $\varepsilon$ . Угловая скорость  $\omega$  колеса близка к нулю, и аэродинамические силы практически не проявляются. Силы инерции и собственный вес вызывают изгиб пера. По мере повышения угловой скорости растут аэродинамические силы, стремящиеся увеличить деформацию, но одновременно уменьшается угловое ускорение, т.к. момент от аэродинамических сил играет роль нарастающего сопротивления вращению. К концу разгона угловая скорость близка к номинальной, момент сил инерции минимальный за весь период, изгибная деформация пера определяется совместным действием моментов сил аэродинамических, инерции и тяжести. При достижении угловой скоростью номинального значения угловое ускорение, а с ним и момент сил инерции становятся равными нулю, иначе говоря, часть нагрузки с пера снимается. А поскольку материал лопатки работает в зоне упругих деформаций, перо стремится восстановить свою форму наподобие консольно закреплённого массивного стержня, изогнутого внешней силой и внезапно освобожденного от нагрузки. Теоретически лопатка должна совершать гармонические колебания относительно среднего положения, определяющегося двумя оставшимися нагрузками. Изменение деформации пера вызывает возмущения набегающего на перо потока, и уже они становятся дестабилизатором нагрузки, способным поддерживать автоколебания.

В представленной картине не учитывается влияние центробежной силы, вызывающей растяжение, дополнительный изгиб и кручение, однако попытка учесть все возможные нагрузки приводит к неоправданному усложнению выкладок.

Для оценки на стадии проектирования вероятности возникновения инерционного флаттера необходимы соотношения, связывающие частотные характеристики лопатки с физико-механическими свойствами композита.

Представление лопатки в виде консольной балки переменного сечения даёт максимальное значение прогиба [4]:

$$\Delta\lambda_{\max} = \int_0^l \int_0^l \frac{M_{\xi\max}}{EJ_{\xi}} dx dx, \quad (1)$$

где  $l$  – длина пера;  $M_{\xi\max}$  – суммарный изгибающий момент в корневом се-

чении относительно оси  $\xi$  инерции профиля, для которой характерен наименьший момент сопротивления изгибу;  $E$  – модуль упругости первого рода для материала лопатки;  $J_\xi$  – момент инерции сечения относительно оси  $\xi$ ;  $x$  – координата элементарного сечения пера.

В результате снятия инерционной нагрузки по окончании периода разгона деформация пера уменьшится на

$$\Delta\lambda_{и0} = \int_0^l \int_0^l \frac{M_{\xi 0}^и}{EJ_\xi} dx dx, \quad (2)$$

где  $M_{\xi 0}^и$  – изгибающий момент от сил инерции в корневом сечении.

Концевое сечение пера начнёт колебаться относительно среднего положения. Без внешнего воздействия колебания будут затухающими с начальной амплитудой  $\Delta\lambda_{и0}$ .

Частота колебаний  $f_{цб}$  с учётом влияния центробежных сил оценивается по рекомендациям [5]:

$$f_{цб} = \sqrt{f_0^2 + B \left( \frac{\omega}{2\pi} \right)^2},$$

(3) где  $B$  – поправочный коэффициент, зависящий от геометрических параметров лопатки;  $\omega$  – угловая скорость колеса;  $f_0$  – частота собственных колебаний лопатки при  $\omega = 0$ , равная

$$f_0 = \frac{\lambda_\phi}{2\pi l^2} \sqrt{\frac{EJ_{\xi 0}}{\rho A_0}}, \quad (4)$$

где  $\lambda_\phi$  – коэффициент формы лопатки, зависящий от соотношений площадей и моментов инерции корневого и концевого сечений;  $A_0$  – площадь корневого сечения;  $J_{\xi 0}$  – момент инерции корневого сечения относительно оси  $\xi$ .

Опасность вхождения лопатки в резонанс возникает при наличии возмущающих воздействий, частота  $f_b$  которых равна или близка к  $f_{цб}$ . Периодические изменения нагрузки на лопатках могут быть вызваны, например, аэродинамическими следами за лопатками направляющего аппарата. Для машин, в конструкции которых отсутствуют элементы, нарушающие структуру потока на входе и выходе колеса, в качестве  $f_b$  рассматривается частота вращения колеса и её гармоники:

$$f_b = n \frac{\omega}{2\pi}, \quad (5)$$

где  $n = 1; 2; 3 \dots$  – номер гармоники.

Наиболее опасными считаются гармоники с первой по четвёртую, однако в ряде случаев наблюдаются резонансные явления, вызванные более высокими гармониками.

После вычисления частоты  $f_{цб}$  нужно проверить, не близко ли её значение к одной из гармоник частоты  $f_b$ . Необходимо учитывать, что для возникновения резонансных явлений не обязательно точное совпадение соб-

ственной и возмущающей частот. В том случае, если одна из гармоник  $f_v$  приблизительно равна  $f_{цб}$ , следует изменить геометрические и(или) механические характеристики материала лопатки, входящие в формулу (4).

Поскольку величины хорды и закрутка пера устанавливаются аэродинамическим расчётом вентилятора, то в качестве единственного варьируемого геометрического параметра выступает толщина профиля, влияющая на коэффициент  $\lambda_\phi$ , площадь  $A_0$  и момент инерции  $J_{\xi_0}$  в формуле (4). Обоснованный выбор материала композита также позволяет соответствующим образом повлиять на частоту колебаний за счёт изменения модуля упругости  $E$  и плотности  $\rho$ .

Таким образом, результаты исследования позволяют за счёт конструктивных изменений лопатки повлиять на её частотные характеристики, снизить вероятность вхождения её в режим резонансных колебаний и предотвратить возникновение инерционного флаттера.

### Список литературы

1. <http://acs-nnov.ru/ventilyatory-gradirni.html>.
2. Таугер В.М., Холодников Ю.В., Альшиц Л. Прогрессивные технологии производства композитных изделий. Универсальность и высокая производительность. – Саарбрюккен (ФРГ): LAP, 2014. – 110 с.
3. Bousman W.G. Rotocraft Airloads Measurements: Extraordinary Costs, Extraordinary Benefits. The 31<sup>st</sup> Alexander Nikolsky Honorary Lecture. Journal of the American Helicopter Society, Vol. 59, no3, July 2014.
4. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчёт на прочность деталей машин: справочник. – М.: Машиностроение, 1993. – 640 с.



УДК 621-192

**О ПОЛНОТЕ ФОРМИРОВАНИЯ ПРОЦЕССНО-ПРЕЦИЗИОННЫХ  
ПОКАЗАТЕЛЕЙ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ГОРНОЙ ТЕХНИКИ  
(на примере экскаваторов)**

**Ткачева Т.А.**, доцент

ФГБОУ ВО «Московский политехнический университет», г. Москва

*Представлен переход к процессно-прецизионной оценке производительности экскаваторов, обеспечивающей большую полноту учёта её параметров. Введён новый показатель – технологическая производительность экскаваторов.*

*Ключевые слова:* технологическая производительность, экскаватор, новый показатель, параметры, полнота учёта.

**ON THE COMPLETENESS OF THE FORMING PROCESS-PRECISION  
PERFORMANCE OF THE MINING EQUIPMENT  
(for example excavators)**

**Tkacheva T. A.**

*The transition to the process-precision evaluation of the performance of excavators, providing greater completeness of its parameters. Introduced a new indicator-technological performance of excavators.*

*Keywords:* technological performance, excavator, new indicator, options, completeness

Известна важная роль производственного показателя, а именно, производительности горной техники в экономике каждого горнодобывающего предприятия.

Горная техника, и в частности, погрузочно-разгрузочные комплексы, включающие «экскаватор и автотранспортные средства (АТС)», играют ключевую роль в формировании показателя – производительности /1/.

Итак, рассмотрим пример оценки производительности показателей и параметров для экскаваторов. В многочисленной технической литературе обычно зафиксированы: теоретическая, техническая и эксплуатационная производительности экскаваторов.

Теоретическая производительность экскаваторов /2,3/ определяется

$$П_{тЭ} = 3600 (V_k / \tau_{цЭ}), \quad (1)$$

где  $V_k$  – объём ковша экскаватора;  $\tau_{цЭ}$  – время цикла экскаватора.

Но заметим, что, в свою очередь  $\tau_{цЭ}$  зависит от веса  $j$ -го экскаватора, определяемого как

$$m_{Эj} = (g_{\beta \text{ МПИ}i} - g_{\gamma \text{ МПИ}i}), \quad (2)$$

где  $m_{Эj}$  – масса экскаватора;  $(g_{\beta \text{ МПИ}i} - g_{\gamma \text{ МПИ}i})$  – диапазон изменения ускорения свободного падения (УСП) для конкретного месторождения полезных ископаемых (МПИ<sub>*i*</sub>).

Подробная информация об изменчивости и фактических значениях  $g_{\beta \text{ МПИ}i}$  и  $g_{\gamma \text{ МПИ}i}$  приведена в соответствующих нормативных документах. Кроме того,  $\tau_{ц}$  зависит от мощности приводов (для экскаваторов типа ЭКГ-5, ЭКГ-10, ЭКГ-12,5, ЭКГ-15, ЭКГ-20 отечественного производства, изготавливаемых на ПАО «Уралмашзавод», ОАО «ИЗ-КАРТЭКС»).

Техническая производительность экскаваторов включает

$$П_{тхЭ} = 3600 (V_k / \tau_{цЭ}) (K_n \cdot / K_p) (\tau_p / (\tau_p + \tau_n)), \quad (3)$$

где  $K_n$  – коэффициент наполнения ковша;  $K_p$  – коэффициент разрыхления экскавируемой горной массы;  $\tau_p$  – длительность непрерывной работы экскаватора с одного места установки;  $\tau_n$  – длительность одной передвижки экскаватора.

Эксплуатационная производительность экскаваторов дополняется данными и по  $K_{вЭ}$  – коэффициенту использования экскаватора во времени, т.е. имеем

$$П_{Э} = 3600 (V_k / \tau_{цЭ}) (K_n \cdot / K_p) (\tau_p / (\tau_p + \tau_n)) K_{вЭ}. \quad (4)$$

Заметим, что исторически сложилась некоторая противоречивая ситуация. Модели (1, 3 и 4) должны быть представлены другими коэффициентами, более точно определяющими значения  $П_{тЭ}$ ,  $П_{тхЭ}$  и  $П_{Э} / 4-9/$ .

Теоретическая производительность (модель 1) фиксирует конструктивные особенности экскаватора, т.е. представляет конструктивные и технические решения изобретателей, авторов проекта каждого типа экскаваторов.

Техническая производительность отражает все особенности изготовления экскаваторов на соответствующем предприятии, в ней формируются возможности, определяемые качеством их изготовления (так, например, в 2018 году на ПАО «Уралмашзавод» изготовлен отечественный гидравлический экскаватор, который на 95 % укомплектован российскими деталями, механизмами и устройствами).

Техническая производительность, таким образом, может быть определена как

$$П_{тхЭ} = 3600 (V_k / \tau_{цЭ}) K_{тхЭ}, \quad (5)$$

где  $K_{тхЭ}$  – коэффициент, отражающий в т.ч. и особенности оснащения, машиностроительных технологий завода изготовителя экскаваторов.

Это достаточно сложный коэффициент, т.к. он отражает специфику многих составляющих. А именно, оснащение станочного парка завода, поставляемых на завод комплектующих изделий необходимого уровня качества и т.п.

И вот далее должен быть введен новый технологический показатель – технологическая производительность

$$П_{техЭ} = 3600 (V_k / \tau_{цЭ}) K_{техЭ} (K_n \cdot / K_p) (\tau_p / (\tau_p + \tau_n)), \quad (6)$$

где  $K_{техЭ}$  – коэффициент, определяемый особенностями технологии ведения погрузочно-разгрузочных работ на  $i$ -ом МПИ.

Именно коэффициенты  $K_n$  и  $K_p$ , а также  $\tau_p$  и  $\tau_n$  определяют и выражают все особенности технологии ведения погрузочно-разгрузочных работ на  $i$ -ом МПИ, его технологических участках (забоях, рассредоточенных по разным горизонтам, перегрузке, вскрыше и т.д.). Далее должна быть скорректирована и эксплуатационная производительность экскаватора

$$П_{Э} = 3600 (V_k / \tau_{цЭ}) K_{Э} (K_n \cdot / K_p) (\tau_p / (\tau_p + \tau_n)) K_{вЭ}. \quad (7)$$

где  $K_{э}$  – коэффициент, выражающий все особенности эксплуатации каждого экскаватора, работающего на  $i$ -ом МПИ.

Таким образом, изменена полнота представления фактической производительности экскаватора. Что необходимо для ведения всех работ по стандартизации и нормированию экскаваторов, работающих в различных условиях.

Модели производительности (1-7) включают множество параметров, которые можно определять более точно, т.е. необходимо переходить к процессно-прецизионным оценкам производительности экскаваторов, что входит составной частью в новую технологическую лигу горнодобывающего производства.

### Список литературы

1. Лагунова, У. А., Комиссаров, А. Р. & Lukashuk, O. A. (2018). Определение функций управления двигателями главных исполнительных механизмов добывающих экскаваторов. Ряд конференции ИОР: Материаловедение и разработка, 327 (5), [052024]. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/327/5/052024>
2. Советов Г.А., Ткачева Т.А. Моделирование производительности одноковшового карьерного КАТ и экскаватора в системе мониторинга. ЦНИИЭИ уголь 1993, №10-12.
3. Советов Г.А., Ткачева Т.А. Система мониторинга одноковшовых карьерных экскаваторов. ЦНИИЭИ уголь 1994, № 2.
4. Ткачева Т.А. Моделирование и развитие систем поверки производственных горных комплексов. Труды 4 международной НТК – Санкт-Петербург. – 24-28 июня 2003.- С. 348-350.
5. Ткачева Т.А. Особенности информационно-метрологических систем горных предприятий. «Информационные технологии в промышленности и учебном процессе». 28-30 сентября 2004. Арзамас. Сборник материалов.
6. Ткачева Т.А. Системно-аналитическая доказательность предельных значений обобщающего показателя функционирования горных объектов. Материалы международного симпозиума «ПРОБЛЕМЫ ЭКОИНФОРМАТИКИ - 2007». Москва. 2007. С.163-167.
7. Ткачева Т.А. Оценка использования мощности электропроводов экскаваторов на карьерах железорудного региона КМА (тезисы). Издательство Московской геологоразведочной академии. Москва, 1995.
8. Ткачева Т.А. Совершенствование методов оценки производительности одноковшовых карьерных экскаваторов. Международный симпозиум. Горная техника на пороге XXI века. М.: МГГУ. Силезский ГУ.1996. – С. 141-142.
9. Ткачева Т.А. Экологический аспект интенсивной эксплуатации горного технологического оборудования. РГУНГ: Сб. научных трудов № 11, 1998. – С.70.

УДК 622::621.311.004.18(571.56)

## **О КРИТЕРИЯХ ВЫБОРА ДИАМЕТРОВ КАНАТОВ, БАРАБАНОВ И БЛОКОВ ДЛЯ КАРЬЕРНЫХ НАРАЩИВАЕМЫХ БАШЕННЫХ ПОДЪЕМНИКОВ**

**В.И. Точилин<sup>1</sup>, И.И. Демченко<sup>2</sup>**

<sup>1</sup> ЗАО «Спецтехномаш», <sup>2</sup> Сибирский Федеральный университет, г. Красноярск

*В статье дана информация о внедрении нового госстандарта на проектирование алмазодобывающих предприятий в криолитозоне с использованием новых специальных видов транспорта, в том числе наращиваемых башенных подъемников (НБП). Приведен рисунок НБП. Указано на необходимость разработки нормативов, предложена методика критериев выбора диаметров канатов, барабанов и блоков для НБП.*

***Ключевые слова:** проектирование алмазодобывающих предприятий, наращиваемый башенный подъемник, критерии выбора диаметров канатов, барабанов, и блоков*

В 2018 г. Институтом «Якутнипроалмаз» и рядом других организаций разработан и с 01.01.2019 г. вновь введен государственный стандарт России, определяющий требования к проектированию алмазодобывающих предприятий с открытым способом разработки в криолитозоне [1]. Указанным стандартом в подразделе 7.9 «Выбор вида карьерного транспорта», в п.7.9.5.1 предусмотрена возможность использования в проектах новых видов оборудования - специальных видов транспорта (СВТ), которые перед внедрением на карьере должны быть опробованы на опытно-промышленных участках. В том числе предусматривается применение и наращиваемых башенных подъемников (НБП). Согласно п.7.9.5.4 при проектировании СВТ необходимо руководствоваться требованиями нормативно-технических документов на соответствующие виды транспорта.

Наращиваемые башенные подъемники можно классифицировать как новый тип грузоподъемных машин (ГПМ), использование которых на открытых горных работах впервые было предложено в докладе на симпозиуме «Неделя горняка-98», Москва МГГУ [2], подробнее [3].

НБП (см. Рис. 1) предлагается выполнить по схеме сочетающей функции, конструкции и механизмы различных типов ГПМ:

- транспортного моста по типу мостового перегружателя полукозловой схемы с короткой жесткой и шарнирной опорами в виде башни;
- башни, используемой в качестве шарнирной опоры транспортного моста НБП, оснащенной одновременно механизмом наращивания и механизмом самоподъема (опускания) по типу башенных кранов;
- встроенного в башню клетьевого подъемника.

Учитывая предлагаемые конструктивные решения, основанные на использовании известных механизмов различных типов ГПМ, наращиваемые башенные подъемники «на прямую» не относятся к известным типам ГПМ и, соответственно, на них формально не распространяются как действующие, так и отмененные нормативные документы на ГПМ или шахтные подъемные установки (ШПУ), см., например, [4 - 6]. Причем уровень требований к близким по назначению, нагрузкам и ответственности эле-

ментам может отличаться в разы (см. табл.), в частности это касается канатов, барабанов и блоков грузоподъемных кранов и ШПУ [5, 6].

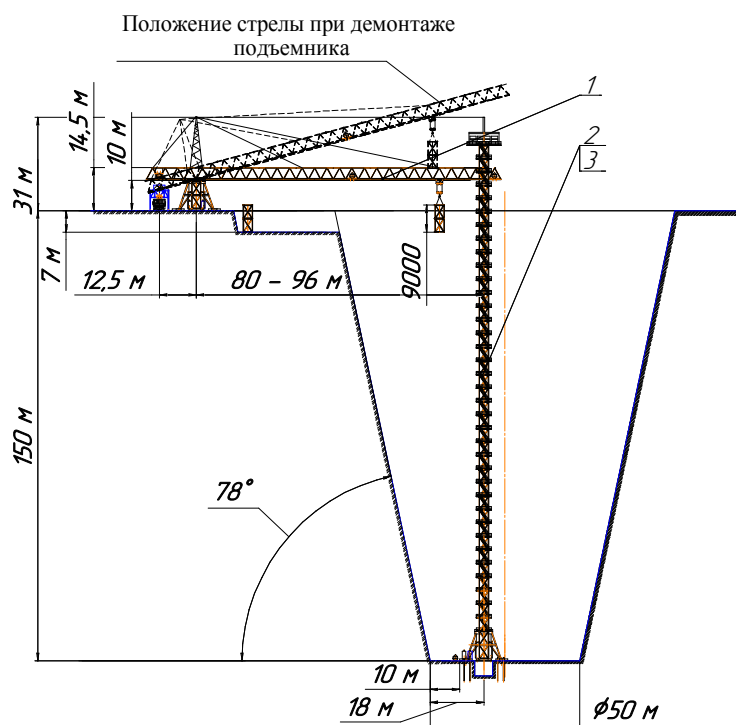


Рис. 1 Наращиваемый башенный подъемник  
1-транспортный мост; 2 – башня; 3- встроенный клетевой подъемник

Таблица

Механизм главного подъема литейного крана				Шахтные подъемные установки (ШПУ)			
Группа классификации механизмов	Коэф. выбора диаметров		Коэф. использования каната (коэф. запаса прочности)	Отношение диаметра навивки к диаметру каната			Коэф. запаса прочности
	Барабанов	Блоков		Тип	Барабанов	Шкивов	
M6/C	22,4/21,25	25,0/25	5,6/5,5	ПрПМ	50	50	8
M7/T	25,0/25,5	28,8/30	7,1/6,0	ППМ	60	60	8
M8/BT	30,0/29,75	30,9/35	9,0/6,0	НПУ	78	78	8

**Примечания:** в числителе указаны данные по действующим нормативам [5 - 8]; в знаменателе ранее действовавшие нормы [4], где С – средний, Т – тяжелый, ВТ – весьма тяжелый режимы работы; ПрПМ –передвижные и ППМ –подземные подъемные машины, НПУ- поверхностная (наземная) подъемная установка.

Соответственно для проектирования, изготовления и эксплуатации НБП необходимо будет создание новых нормативов по типу выше указанных [4 - 6]. При создания опытного образца наиболее целесообразна разработка исходных требований или технических условий на опытный НБП.

Одним из наиболее значимых факторов, влияющих на: конструктивные параметры, надежность, долговечность и уровень эксплуатационных затрат подъемных устройств - является выбор соотношений размеров канатов, барабанов, блоков и коэффициента использования каната (коэффициента запаса прочности). Указанные в табл. параметры являются выбор-

кой из отмененных и действующих нормативных документов [4 - 8], касающихся критериев выбора канатов, диаметров барабанов и блоков грузоподъемных кранов и шахтных подъемных установок.

Как видно из таблицы требования к выбору канатов значимо не изменяются на протяжении длительного времени. Аналогичная ситуация и с критериями эксплуатации. Нормы по уменьшению наружного диаметра каната и количеству оборванных проволок так же значимо не изменяются, и продолжают быть основными критериями отбраковки канатов [4 - 6]. Соответствующий, проверенный временем, подход целесообразно применить и при выборе критериев проектирования и эксплуатации канатов барабанов и блоков опытного образца НБП.

Приведенные в таблице критерии выбора канатов, барабанов и блоков литейных кранов и шахтных подъемным установкам отличаются в 2 - 2,5 раза. При функциональном и конструктивном различии механизмов кранового и шахтного подъемов имеются значимые общие признаки:

- требования по уровню надежности можно считать равнозначными (жидкий металл, шахтный подъем);

- высокая интенсивность использования (весьма тяжелый режим работы крана на номинальной грузоподъемности и аналогичный по интенсивности использования шахтный подъем);

- соответственно близкие по величине коэффициенты запаса прочности канатов, обеспечивающие высокий уровень надежности машин.

Исходя из показанных выше требований по обеспечению равнозначных уровней безопасности (коэффициентов запаса прочности) для разных типов машин при разных соотношениях диаметров навивки к диаметру каната. Требования по отбраковке канатов по их фактическому состоянию.

Критерий зависимости долговечности канатов от соотношения диаметра навивки к диаметру каната, близок к прямо пропорциональному. Учитывая высокое влияние указанного критерия на габариты, массы, мощность оборудования и соответственно габариты зданий и сооружений (мест установки), можно сделать заключение о двухкомпонентной сущности коэффициента выбора диаметра барабанов и блоков (***Kв***).

Первый компонент – коэффициент выбора диаметров по критерию безопасности (***Kвб***), ориентировочно для грузоподъемных кранов от 10 до 25 (в зависимости от группы классификации механизмов и величины ***Kв*** в целом [9]). Для шахтных подъемных машин, учитывая нормативы [8], предлагается величина ***Kвб*** от 40 до 45.

Второй компонент - коэффициент выбора диаметров по технико-экономическим критериям (***Kвэ***). Это учет влияния массогабаритных и других параметров механизмов на связанные с их изменением общие изменения капитальные и эксплуатационные затраты по объекту в целом.

Учитывая достаточно высокую сложность и трудоемкость учета технико-экономических критериев двухкомпонентный подход к определению коэффициента выбора диаметров навивки канатов целесообразно приме-

нять к новым типам ГПМ и в частности к НБП. В других случаях целесообразно руководствоваться действующими нормативными документами.

Предлагаемый подход к критериям расчета коэффициентов выбора диаметров барабанов и блоков позволит получить более обоснованные и рациональные параметры механизма подъема и в целом НБП.

### **Список литературы**

1. ГОСТ Р 58148-2018 Разработка алмазородных месторождений открытым способом в криолитозоне. Требования к проектированию

2. Точилин В.И. Отработка подкарьерных запасов трубки «Интернациональная» с использованием аэрогеотехнологии /«Горный информационно-аналитический бюллетень», 1999, №5, Издательство Московского государственного горного университета, с. 197-200.

3. Точилин В.И. Энерго-ресурсосберегающие технологии разработки малых кимберлитовых трубок // Проблемы и пути эффективной отработки алмазоносных месторождений: Международная научно-практическая конференция: сборник докладов.-Новосибирск: Наука, 2011.- С. 559-563.

4. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. М. «Металлургия», 1974, 192 с. Прим. Утв. Госгортехнадзором 30.12.1969.

5. Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения // Утв. Приказом Ростехнадзора от 12. Ноября 2013 № 533, с изм. в ред. Приказа Ростехнадзора от 12.04. 2016 г. № 146.

6. Правила безопасности при ведении горных работ и переработке твердых полезных ископаемых // Утв. Приказом Ростехнадзора от 11.12.2013 N 599.

7. ГОСТ 33710-2015 Краны грузоподъемные. Выбор канатов, барабанов и блоков

8. ГОСТ 33171-2014 Краны грузоподъемные. Краны металлургические и специальные. Общие технические требования

УДК 622.23.05

**АНАЛИЗ И ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ОЧИСТНОГО  
ОБОРУДОВАНИЯ В УД АО «АРСЕЛОРМИТТАЛ ТЕМИРТАУ»  
Ш.КАЗАХСТАНСКАЯ**

**Туктамышева Р.И.**, магистрант, **Абдугалиева Г.Б.**, стар.преп., канд. техн. наук  
Карагандинский государственный технический университет, г.Караганда, Р.Казахстан

*Рассмотрены перспективы применения очистного оборудования на шахте «Казахстанская». Проведен анализ между очистными комбайнами SL300 и SL500, в условиях предприятия, для существования и нормального функционирования шахты требуется увеличение добычи угля. Существенно повысить годовую нагрузку на шахту возможно только путем технического переоснащения устаревшей горной техники.*

**Ключевые слова:** *очистной комбайн, шахта, добыча угля.*

**ANALYSIS AND PROSPECTS OF APPLICATION OF CLEANING  
EQUIPMENT IN THE MANAGEMENT OF «ARCELORMITTAL  
TEMIRTAU» JSC Sh.KAZAKHSTANSKAYA**

**Tuktamysheva R.I., Abdugaliyeva G.B.**

*The prospects for the use of purification equipment at the Kazakhstan mine are considered. An analysis was made between the SL300 and SL500 combine harvesters, in an enterprise, for the existence and normal functioning of the mine, an increase in coal production is required. It is possible to significantly increase the annual load on the mine only by means of technical re-equipment of outdated mining equipment.*

**Keywords:** *cleaning combine, mine, coal mining.*

Как и во всех других отраслях, технический прогресс не стоит на месте и в горной промышленности. Вслед за тем, как безопасность, производительность и надёжность были выведены на самый высокий уровень, на первом плане с некоторого времени стоит автоматизация лавного оборудования, и она уже входит в стандартный пакет оборудования на каждой высокопроизводительной лаве.

При внедрении очистного комбайна низкой версии SL300, вопросу дистанционного управления и автоматизации отводится центральное место.

В настоящее время основной объем подземной добычи угля во всех угледобывающих странах мира обеспечивается из длинноплавных систем механизированными комплексами.

Эффективность добычи угля и рост его объемов в значительной мере зависит от применяемого оборудования, его энерговооруженности, производительности, параметров очистных забоев и уровня решения проблем на сопряжениях лавы с примыкающими выработками /1,2, 4-7/. Поэтому, для обеспечения конкурентоспособности шахт в мировой практике принята концепция перехода к технологическим структурам «шахта-лава».

В современных условиях рыночных отношений считается, что шахта является рентабельной, если нагрузка на очистной забой составляет 1-4



млн. тонн в год. В мире уже существуют шахты, которые могут составлять конкуренцию открытым разработкам угольных месторождений.

Основной объем подземной добычи угля в основных угледобывающих странах мира обеспечивается в длиннолавных системах комплексами оборудования с механизированными крепями, выемочными машинами, забойными скребковыми конвейерами, системами управления от непосредственно ручного до систем автоматизированного управления.

В Карагандинском угольном бассейне благодаря применению высокопроизводительного оборудования ежегодно 5-6 очистных забоев работают с нагрузками 1,0-1,4млн.т. угля в год, а среднесуточная нагрузка на очистной забой в целом по УД доведена до 3,4-3,5тыс.т. угля в сутки, что соответствует достигнутому уровню передовых угледобывающих стран.

Однако в УД АО «АрселорМитталСтил Темиртау» до настоящего времени выбор очистного оборудования производится без соответствующей оценки горно-геологических условий очистного забоя и увязки по производительности оборудования механизированного комплекса и участкового транспорта. Вследствие этого в отдельных лавах имеют место часто горные отказы (обрушение груди забоя, образование куполов и вывалов в кровле и др.), требующих остановки лавы для их ликвидации.

В настоящее время, в условиях предприятия, для существования и нормального функционирования шахты требуется увеличение добычи угля. Существенно повысить годовую нагрузку на шахту возможно только путем технического переоснащения устаревшей горной техники.

На сегодняшний день на шахте Казахстанская работают старые механизированные комплексы, очистные комбайны и конвейера, изношенные за многие года эксплуатации в угольных шахтах.

Очистной комбайн SL 300 на рис 1. предназначен для выемки угля в очистных забоях пологих и наклонных пластов мощностью 1,5 - 4,2м. подвигающихся по простиранию пластов с углом наклона до  $35^{\circ}$ , а также по восстанию и падению до  $10^{\circ}$  и сопротивляемости угля резания до 360 кН/м. При углах падения выше  $9^{\circ}$  комбайн может работать без предохранительной лебедки.



*Рис.1 Очистной комбайн Айкхофф SL 300*

**Преимущества SL 300:**

1. Перемещение комбайна осуществляется посредством бесцепной системы подачи.
2. Управление комбайном ручное, дистанционное и автоматическое осуществляется системой MICOS-68.

3. Корпус комбайна расположен над конвейером и жестко с ним связан завальными опорами.

### Техническая характеристика Eickhoff SL 300

Таблица 1

Наименование показателя	Норма
Вынимаемая мощность пласта, м	1.6 - 2.0
Суммарная установленная мощность привода комбайна, кВт	888
Мощность резания, кВт	400
Привод механической подачи, кВт	2 x 35
Число оборотов шнека, мин <sup>-1</sup>	49
Максимальное тяговое усилие, кН	522
Максимальная скорость подачи, м/мин	11,9
Управление	Радиоуправление Mikos
Номинальное напряжение, В	1140
Масса, т	40

Комбайн SL-300 имеет 6 независимых друг от друга двигателей. Двигатели резания крепятся на поворотных редукторах (качалках) и передают крутящий момент на шнеки через цилиндрическо-планетарные редукторы. Частота вращения шнеков – регулируемая.

На момент своего выхода на рынок в 1994 году комбайн SL 500 был оснащён мощностью в 1.130 кВт. Сегодня он обладает суммарной мощностью уже в 2.015 кВт и тем самым идеально подходит к современным высочайшим требованиям и условиям подземных разработок. Благодаря своему неизменно высокому коэффициенту использования комбайн Айкхофф SL 500 на рис.2 завоевал мировую репутацию „настоящей рабочей лопатки“.



Рис. 2 Очистной комбайн SL 500

Во время создания уделялось особое внимание следующим факторам:

- диапазон резания  $\geq 6$  м, габариты, жесткость конструкции
- максимальная мощность резания – особенно при низком числе вращения шнеков
- максимальная мощность подачи, с учетом всех известных систем разработок, как челноковая или односторонняя.

-автоматизация-определение граничных слоев радар против столкновения.

-увеличение коэффициента готовности, сокращение времени технического обслуживания, улучшенная диагностика.

На рис.3 представлены преимущества очистного комбайна SL-500.

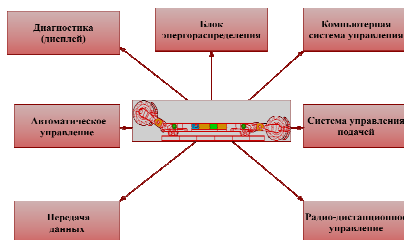


Рис.3 Преимущества SL 500.

На рис. 4 представлена сравнительная характеристика очистных комбайнов SL-300 и SL-500.

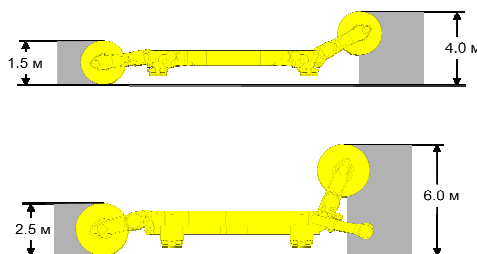


Рис. 4 Сравнительная характеристика SL-300 и SL-500

На рис. 5 представлена диаграмма сравнительных испытаний при тяговом усилии и скорости очистных комбайнов.

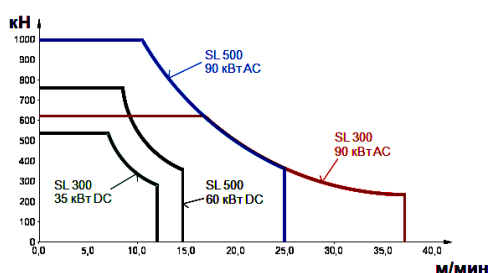


Рис. 5 Диаграмма - «Тяговое усилие / Скорость»

### Выводы:

1. В силу перечисленных особенностей очистного оборудования УД АО «АрселорМитталСтил Темиртау» в течение последних лет все комплексно – механизированные забои на пластах средней мощности и мощных (1,5 – 5,0 м) оснащает современными очистными комбайнами типа SL-300N, SL-500 и SL-1000 фирмы «Айкгофф»(ФРГ), что дало возможность перейти на многих шахтах на схему работы «шахта-лава» и обеспечить добычу по 1,0 и более миллионов тонн из одной лавы в год /3/.

2. Даже если на сегодняшний день уголь является энергоносителем с самыми крупными запасами в мире, необходимо извлекать как можно больше угля из мощных пластов. Увеличение высоты резания на каждый

сантиметр означает меньше потерь невозвратимых угольных запасов и производства. Будущие поколения будут благодарны нам за это.

3. Фирма «Айкхофф», а также первые потребители комбайнов SL500 видят в положительных результатах производственной деятельности подтверждение новой концепции машины и дадут всем угольным предприятиям пример наивысшей производительности /3/.

4. Из современного электрооборудования и передовой редукторной техники образуется инструмент для шахтеров с высокими требованиями в отношении мощности и надежности. В настоящее время в мире производятся только комбайны многодвигательной конструкции, с поперечным их расположением, что позволяет увеличивать мощности двигателей до огромных значений. Тем самым также достигается отсутствие конических передач в комбайне, что, в свою очередь, увеличивает надежность машины.

### **Список литературы**

1. Очистные комбайны: [справочник] / В.И. Морозов, В.И. Чуденков, Сурина; под. общ. ред. В.И. Морозова. - М.: МГГУ, 2006 - 650 с.
2. Лагунова Ю. А., Комиссаров А. П., Шестаков В. С. и др. Горные машины. Энциклопедия. Т. IV-24. М.: Машиностроение, 2011. 493 с.
3. <https://www.eickhoff-bochum.de/ru/node/21>
4. Титиевский Е.М., Русихин В.И. Машины и механизмы горных предприятий. – М; Недра, 1987. - 408 с
5. Справочник: Механика угольной шахты. М.: Недра, 1985. - 892 с
6. Хорин В.И. Справочник: Машины и оборудование для угольных шахт. М; Недра, 1987. - 523 с.
7. Лагунова Ю.А., Парыгин Д.М., Кичигин А.В. ОАО «НИПИгормаш» - пройденный путь и стратегия развития // Горное оборудование и электромеханика. - № 10. – 2011. – С. 2-5.

УДК 622.331

## СПЕЦИФИКА МЕХАНИЗМА ШАГАНИЯ ПЛАВУЧЕЙ ПЛАТФОРМЫ АВТОНОМНОГО МОДУЛЬНОГО КОМПЛЕКСА ПО ДОБЫЧЕ И ПЕРЕРАБОТКЕ ТОРФЯНОГО СЫРЬЯ

Фадеев Д.В., аспирант, Иванов С.Л., проф., док. техн. наук

Санкт-Петербургский горный университет, С.-Петербург, Россия

*Интенсификация торфяного производства ставит приоритетной задачей перевооружение торфяной отрасли новым и модернизированным оборудованием на базе энергоэффективности и энергосбережения. Решением может быть автономный плавучий комплекс по добыче и переработке торфяного сырья из неосушенных месторождений.*

*Ключевые слова:* торф, автономный комплекс, шагающий механизм, свая-якорь.

## THE SPECIFICITY OF THE WALKING MECHANISM OF A FLOATING PLATFORM AUTONOMOUS MODULAR COMPLEX FOR THE EXTRACTION AND PROCESSING OF PEAT RAW MATERIALS

Fadeev D.V., Ivanov S.L.

*Intensification of peat production sets a priority task to re-equip the peat industry with new and modernized equipment based on energy efficiency and energy saving. The solution may be an Autonomous floating complex for the extraction and processing of peat raw materials from undrained deposits.*

*Keywords:* peat, autonomous complex, walking mechanism, pile-anchor.

Тысячи населенных пунктов Российской Федерации находятся вдали от централизованных источников энергоснабжения. Доставка топлива (уголь, мазут, газ) в эти регионы требует колоссальных затрат, в то же время они обладают значительными запасами местного вида топлива [4, 5, 6]. Стратегическими целями использования местных видов топлива являются диверсификация топливно-энергетических балансов и повышение уровня энергетической безопасности и надежности энергоснабжения субъектов Российской Федерации и страны в целом при снижении затрат на транспортировку топлива.

Возврат к торфу – это не возврат в прошлое, а разумный подход в экономике и экологии. Торф является одним из забытых, но наиболее важных и перспективных местных источников топлива [1]. Общие запасы торфа в РФ – более 175 млрд. т, что составляет более 40% от мировых запасов. Местные торфяные ресурсы ряда регионов страны позволяют на длительную перспективу обеспечить выполнение социально значимой задачи стабильного тепло- и энергообеспечения как социальных, так и промышленных объектов [2].

Наиболее современным и перспективным способом по добыче и переработке торфяного сырья является использование автономного модульного комплекса, например, по патентам РФ № 2655235 и № 2599117.

Плавучая платформа, содержит цистерны, состоящие из четырех боковых граней, верхней грани и днища, которые образуют вместе пустотелый корпус. Корпус цистерны имеет многослойную структуру, где обо-

лочки выполнены герметичными. На внешних гранях цистерн имеются герметичные люки. На боковых гранях цистерн установлены специализированные фиксирующие элементы, служащие для соединения в единую платформу. Над цистернами установлена несущая рама каркасного типа, на которой имеется палубный настил для размещения модулей оборудования автономного комплекса для добычи торфа. Также цистерны внешнего периметра оснащены сваями-якорями, с устройствами для установки и извлечения свай. Помимо этого, имеют технологические отверстия, закрытые люками для баллаستировки продуктами технологической переработки торфяного сырья и средства балластировки.

Для успешной работы комплекса горного оборудования по добычи и переработке торфяного сырья, необходимо рассмотреть его перемещения по выработанному пространству, заполненному водой. В отличие от широко используемых на акваториях и поймах рек земснарядов, для добычи торфа и сапропеля [1,5], перемещения по заболоченным месторождениям с использованием винта небезопасно, кроме того, земснаряд практически невозможно доставить на месторождение, в отличие от платформы.

Платформа работает следующим образом. В исходном положении плавучая платформа зафиксирована на поверхности сваями-якорями заглубленными в дно. Цистерны внешнего периметра максимально сближены, телескопические корпуса полусцепок находятся во вдвинутом состоянии. Для шагового перемещения плавучей платформы сваи-якоря устройствами для установки и извлечения свай извлекают из дна, освобождая весь ряд цистерн внешнего периметра со стороны предполагаемого направления перемещения плавучей платформы. Затем линейными двигателями фиксирующих элементов сцепок перемещают весь ряд цистерн внешнего периметра на шаг перемещения. Заданное направление перемещения обеспечивается одновременным перемещением крайнего ряда цистерн с закрепленными на их верхних гранях линейных и угловых направляющих и неизменным положением внешних стоек несущей рамы, установленных в пазах этих направляющих. По завершении шага, величина которого обусловлена заданным ходом телескопических линейных двигателей фиксирующих элементов сцепок, выдвинутый ряд понтонов фиксируется устройствами для установки и извлечения свай в дно. Сваи-якоря плавучей платформы, фиксировавшие ее в процессе шагания извлекаются, а линейные двигатели, относящиеся к фиксирующим элементам сцепок выдвинутого ряда переключают на реверс, что обеспечивает подтягивание плавучей платформы к выдвинутому ряду цистерн внешнего периметра. В новой точке стояния плавучая платформа фиксируется установкой всех свай-якорей, возвращаясь в исходное положение. При необходимости процесс шагания повторяется в любом из возможных направлений движения и потребной величиной шага [3].

Принцип действия шагающего свайного хода осуществляют, когда две сваи установлены на корме платформы и которые могут перемещаться только по вертикали (рис. 1).

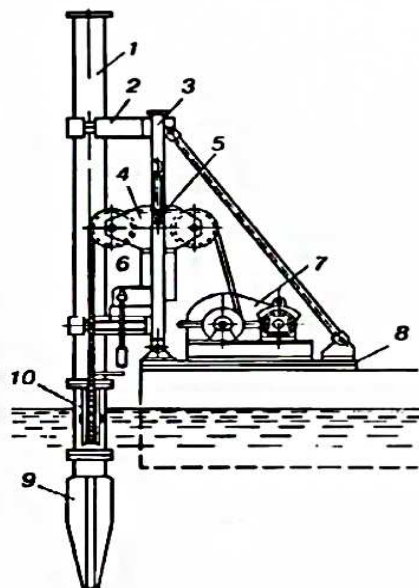


Рис. 1. Шагающий свайных ход схема конструкции; 1 – свая; 2 – направляющие сваи; 3 – портал; 4 – двойной блок; 5 – ролик; 6 – выключатель; 7 – лебедка; 8 – рама; 9 – наконечник сваи; 10 – блок

С помощью лебедок опускают сваи на дно водоема и внедряют в грунт. Механизм шагающего свайного хода с неподвижными направляющими устанавливают по периметру платформы для обеспечения движения в любую из сторон. На раме 8 смонтированы лебедка 7 для подъема сваи и портал 3, стойки которого расположены симметрично относительно диаметральной плоскости земснаряда. Конструктивно сваеподъемные лебедки не отличаются от рамоподъемных. На стойках портала, раскрепленных подкосами, на поперечных балках на определенном расстоянии попарно, в одной плоскости вертикально закреплены (по две сверху и снизу) четыре направляющих 2 с откидными обоймами. В направляющих перемещаются сваи 1 с наконечником 9. На рисунке показана нижняя подвеска сваи, когда канат с барабана через два двойных блока 4 и одинарный ролик 5 проходит по блокам и крепится к нижней направляющей. Ограничивает ход сваи конечный выключатель 6 – специальное устройство, отключающее двигатель сваеподъемной лебедки от сети, когда выбран ход полиспаста. Фрикционный захват для подъема и опускания свай, состоит из двух колодок, соединенных между собой пластинами на горизонтальных шарнирах. Одна колодка соединена с полиспастом подъема сваи. Когда полиспаст передвигается вверх, захват зажимает сваю и за счет сил трения поднимает ее. Если включают лебедку на разматывание каната, то полиспаст вместе с захватом и сваем начинает опускаться вниз. Как только захват соприкоснется с направляющей, канат ослабеет, колодки разомкнутся, и свая начнет падать под действием собственного веса [1].

### **Выводы:**

Применение такого рода шагающего механизма имеет следующие положительные моменты:

- повышение проходимости в болотистой местности;
- возможности передвижения с места в любом направлении;
- точечные опоры шагающей машины позволяют улучшить экологическую обстановку, путем снижения антропогенного воздействия на окружающую среду.

### **Список литературы**

1. Бессонов Е.А. Энциклопедия гидромеханизированных работ. Словарь-справочник / Е.А. Бессонов //М.: 1989 ру, 2005. – 520 с.
2. Михайлов А.В., Иванов С.Л., Габов В.В. Формирование и эффективное использование машинного парка торфодобывающих компаний. Вестник ПНИПУ. Геология. Нефтегазовое и горное дело. - 2015.- №14. - С. 82-91.
3. Пат. 2655235 Российская Федерация, МПК В63В 35/44, В63Н 19/08, В63В 35/34, В63В 3/08, Е21С 49/00 Плавающая платформа/ Д.В. Фадеев, И.Н. Худякова, И.Е. Звонарев, С.Л. Иванов, заявитель Санкт-Петербургский горный университет - 2017116467, 11.05.2017, опубл. 24.05.2018 Бюл. № 15
4. Тимофеева С.С., Мингалеева Г.Р. Перспективы использования торфа в региональной энергетике. Сборник материалов Всероссийского торфяного форума. – 2014. - № 4. - С. 46-55.
5. Autonomous complex module for peat development on watered deposits// А.А. Kokonkov, D.D. Liakh, S.L. Ivanov - IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 194 (2018) 032011
6. Raw peat production and processing from flooded fields and approaches to maintain dehydration// I.N. Khudyakova, E. A. Vagapova, S.L. Ivanov - IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 194 (2018) 032010



УДК 621.225

## РОЛЬ ГИДРОПНЕВМОАККУМУЛЯТОРА В СТРУКТУРЕ ГИДРОУДАРНОГО МЕХАНИЗМА

**Кызыров К.Б., проф., Хаджибаев А.С., магистрант**

Карагандинский государственный технический университет, г. Караганда, Р. Казахстан

*В статье приведен анализ гидропневмоаккумуляторов, включающий его достоинства, назначение, устройство, принцип действия, способ и место установки в гидравлических молотах.*

*Ключевые слова:* гидропневмоаккумулятор, стабилизатор расхода, гидромолот, рабочий цикл.

## THE ROLE OF THE HYDRO-PNEUMATIC ACCUMULATOR IN THE STRUCTURE OF THE HYDRAULIC IMPACT MECHANISM

**Kyzyrov K.B., Khajibayev A.S.**

*The article provides the analysis of hydro-pneumatic accumulators, which includes their advantages, functionality, configuration, working principle, the location and method of its installation in the hydraulic hammers.*

*Keywords:* flow stabilizer, hydro-pneumatic accumulator, hydraulic hammer, duty cycle.

На гидромолотах среднего и тяжелого класса устанавливаются сетевые гидроаккумуляторы, чтобы максимально использовать мощность гидронасоса и увеличить КПД в напорной линии питания. Гидроаккумуляторы накапливают рабочую жидкость под давлением при малой скорости бойка и отдают накопленную жидкость во время рабочего хода, когда скорость бойка велика, и подачи насоса не хватает для обеспечения рабочего цикла ударника. На гидромолотах легкой серии, где объемы аккумулируемой жидкости невелики, роль гидроаккумуляторов часто выполняют рукава высокого давления, обеспечивающие питание гидромолота.

Сетевые гидроаккумуляторы применяются, потому что расход рабочей жидкости в рабочем цилиндре гидромолота неравномерен, так как скорость поршня гидромолота во время рабочего цикла меняется по величине и направлению, а подача насоса базовой машины (экскаватора) постоянна. Кроме того, сетевые гидроаккумуляторы позволяют уменьшить «пики» давления.

Обычно сетевые гидроаккумуляторы гидромолотов выполнены в виде толстостенного сосуда с двумя полостями, разделенными эластичной резиновой диафрагмой (рис. 1). В одну из полостей под давлением (для напорной линии 4...6 МПа) закачивается азот, другая полость постоянно соединена с линией питания. Азот является упругим телом, которое сжимается под давлением жидкости на резиновую диафрагму и расширяется при снижении давления, вытесняя жидкость из аккумулятора в гидросистему [1].

Маневровый объем гидроаккумулятора должен быть достаточным для совершения одного цикла работы молота. При работе молота диафрагма совершает колебания с частотой его ударов. Корпусные детали аккумулятора гидромолота имеют достаточно большой диаметр при относительно

малой высоте в отличие от аккумуляторов других машин, которые работают с низкой цикличностью. Такое исполнение обеспечивает меньший ход диафрагмы, меньшую ее деформацию в каждом цикле. При разрядке аккумулятора в напорную линию гидромолота мгновенный расход может превышать подачу гидронасоса в несколько раз, поэтому выходное отверстие должно иметь большое проходное сечение.

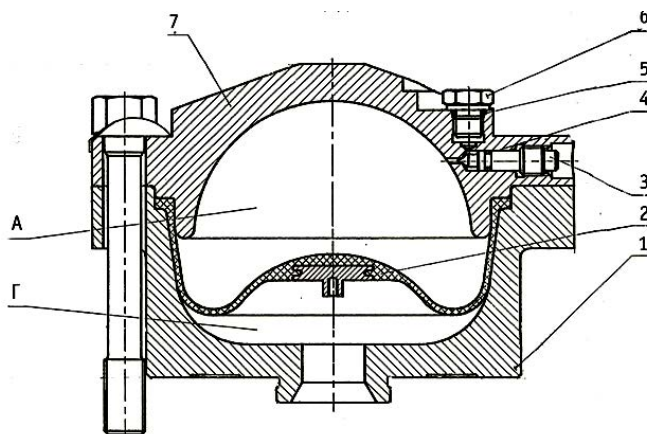


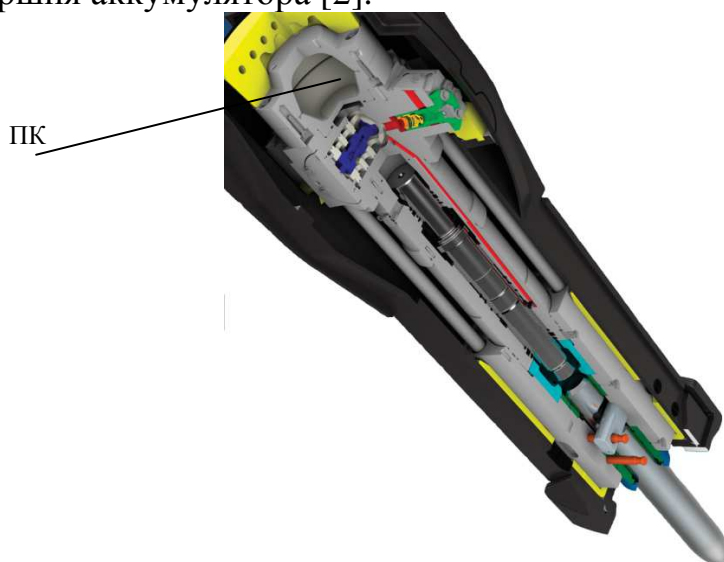
Рис. 1 - Гидропневматический аккумулятор гидромолотов «Импульс»:  
 1 – корпус аккумулятора; 2 – диафрагма; 3 – запорная игла; 4 и 5 – уплотнения; 6 – заглушка; 7 – крышка аккумулятора; А – полость, заполняемая азотом; Г – полость, соединенная с гидросистемой

Поперечное сечение диафрагмы выбирается таким, чтобы ее образующая соответствовала образующей внутренней полости корпуса аккумулятора, когда последний заправлен азотом. Если это требование не соблюдается, в диафрагме возникают дополнительные напряжения растяжения или сжатия, что сокращает срок ее службы [1].

В большинстве конструкций современных гидромолотов над верхним торцом бойка есть так называемая пневмокамера, которая фактически представляет собой поршневой аккумулятор (рис.2). Азот, заполняющий эту камеру, сжимается непосредственно бойком молота, аккумулируя энергию при холостом ходе, и расширяется при рабочем ходе, отдавая энергию бойку и разгоняя его в сторону инструмента до удара. В разных моделях гидромолотов доля энергии, запасаемой в пневмокамере, составляет от 10 до 90% от энергии удара, а остальная часть обеспечивается за счет подачи рабочей жидкости в рабочий цилиндр от насоса и из сетевого аккумулятора [1].

Гидромолоты, снабженные гидроаккумулятором с жидкостной пружиной, т.е. использующие эффект сжимаемости минерального масла при больших давлениях обладают нижеперечисленными достоинствами. Практически нет температурных ограничений использования. Нет необходимости контроля давления зарядки и пополнения возможных утечек азота, так как последний не используется.

Герметизация замкнутого объема жидкости обеспечивается за счет малого зазора в паре шток поршня–втулка (0,012...0,018 мм) с учетом его уменьшения вследствие действия давления жидкости внутри штока и повышения вязкости масла при высоких давлениях. Кроме того, в поршне аккумулятора предусмотрен обратный клапан для подпитки возможных утечек жидкости из гидропружины при выключении молота. Подпитка происходит вследствие действия механической пружины, установленной в штоке поршня аккумулятора [2].



*Рис.2- Гидромолот в разрезе:  
ПК-пневмокамера(поршневой аккумулятор)*

Обычно гидропневмоаккумуляторы устанавливаются в напорной и сливной линиях питания гидромолота. На рисунке 3 представлена наиболее распространённая принципиальная схема гидромолота с управляемой камерой рабочего хода. Камера холостого хода находится все время под давлением. Система распределения жидкости двухкаскадная, первым каскадом является 3/2 распределитель, управляемый по положению бойка, который одновременно является золотником второго каскада. Аккумулятор А1 восполняет недостаток расхода в фазе рабочего хода бойка и заряжается во время холостого хода. Аккумулятор А2 служит для стабилизации потока рабочей жидкости [2].

Заправка гидроаккумуляторов может производиться без съема их с оборудования (при этом оборудование должно быть выключено, давление в гидросистеме должно отсутствовать).

Заправка гидроаккумулятора азотом выполняется при помощи зарядного устройства. Такой механизм имеет несколько принципов работы, а именно [3]:

- переливной. В этом случае, к газовой среде аккумулятора подключается клапан. Также его присоединяют к баллону с азотом. Азот плавно перетекает из баллона в гидравлический агрегат;

- вакуумный. Такой способ зарядки более сложный, но значительно эффективней первого, так как полностью выкачивается газ из азотного баллона. Состоит из маслостанции, вакуумного насоса и имеет автоматическое управление.

Данные по значению заправки гидроаккумулятора указываются в гидравлической схеме. Обычно величина заправки азотом (давление газа в пневмокамере) равна 1/3 рабочего давления в гидросистеме.

При превышении требуемого давления заправки мембрана гидроаккумулятора может быстро выходить из строя. При недостаточном давлении заправки в пневмокамере, гидроаккумулятор может не сработать, что может привести к поломке дорогостоящего сложного оборудования.

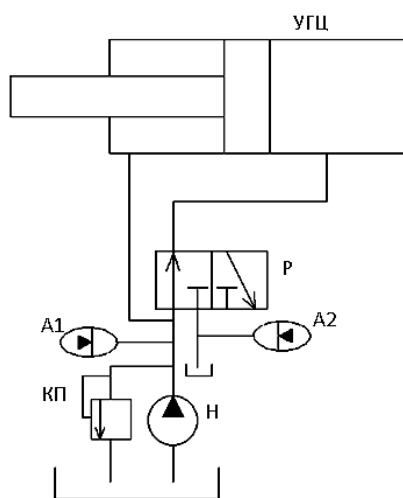


Рис. 2 – Схема гидравлическая принципиальная гидромолота: УГЦ- ударный гидроцилиндр; P-распределитель; A1, A2 -гидропневмоаккумуляторы; Н-насос; КП-клапан предохранительный

Таким образом, гидропневмоаккумулятор является обязательным элементом в конструкции гидромолота, а также отличительной особенностью импульсного гидропривода в целом[4, 5].

При выборе и расчете конструктивных параметров аккумулятора гидравлического ударного механизма следует учитывать полезный объем и давление зарядки гидропневмоаккумулятора.

#### Список используемой литературы

1. [https://www.tgms.ru/pages/pneumatic\\_accumulator\\_principle\\_of\\_operation/](https://www.tgms.ru/pages/pneumatic_accumulator_principle_of_operation/)
2. <https://exkavator.ru/articles/gidromolot/~id%3D8292>
3. <https://www.hydraulica-ua.com/remont-i-zaryadka-hydroaccumulatorov-azotom/>
4. Митусов А. А. Двухтактные гидродвигатели ударного действия: Основы теории и расчет. Монография. - Россия, Санкт-Петербург, Изд-во Политехн. университета, 2013. – 392 с.
5. Митусов АА, Лагунова Ю.А., Решетникова О.С., Митусов П.Е. Исследования гидромолота для дробления горных пород // ГИАБ. – 2016. - № 11. – С. 125-134.

УДК 622.331

## ФОРМИРОВАНИЕ СТРУКТУРНОЙ ФОРМУЛЫ КОМПЛЕКСА ДОБЫЧИ ТОРФЯНОГО СЫРЬЯ ИЗ ОБВОДНЕННОЙ ЗАЛЕЖИ

Худякова И.Н.<sup>1</sup>, асп., Вагапова Э.А.<sup>1</sup>, асп., Иванов С.Л.<sup>1</sup> д.т.н., проф.  
<sup>1</sup>Санкт-Петербургский Горный университет, г. Санкт-Петербург, Россия

*В статье рассматривается структурная формула комплекса оборудования для добычи торфяного сырья из натуральной залежи без предварительного осушения разрабатываемого месторождения, показаны связи между составляющими элементами и обоснована целесообразность использования таких комплексов на современном этапе.*

**Ключевые слова:** торфяное сырье, структурная схема, энергозатраты, энергоматериальный поток.

## THE FORMATION OF THE STRUCTURAL FORMULA OF THE COMPLEX EXTRACTION OF RAW PEAT FROM THE FLOODED DEPOSIT

Khudyakova I. N., Vagapova E. A., Ivanov S. L.

*The article deals with the structural formula of the complex equipment for the extraction of peat raw materials from natural deposits without preliminary drainage of the developed field, shows the relationship between the constituent elements and justified the feasibility of using such systems at the present stage.*

**Keywords:** peat raw materials, structural scheme, energy consumption, energy material flow.

На сегодняшний день потребность в добыче торфяного сырья обусловлена получением дешевого местного топлива, сельскохозяйственных удобрений для повышения плодородия почв, а также должна способствовать выполнению программ импортозамещения при решении задач повышения энергетической и продовольственной безопасности.

При оценке возможности разработки торфяных месторождений необходимо учитывать то, что они являются важной компонентой в природном географическом комплексе, важный элемент в цепи взаимосвязанных и взаимодействующих компонентов природной среды и любое антропогенное воздействие на такое месторождение вызывает ее изменение [1, 2, 5].

Техногенные влияния на торфяные болота приводят к коренным изменениям, как собственно залежи, так и прилегающих к торфоразработкам территорий. По окончании выработки эти месторождения, в зависимости от их расположения и типа используют как сельскохозяйственные угодья примерно в 50 % случаев, в виде водохранилищ – 30 % и осуществляют лесопосадки в 20 % случаев.

Совокупность взаимосвязанных процессов и оборудования, функционирование которых осуществляется с целью механической переработки природных материалов в продукты потребления и промежуточные продукты, образует механико-технологическую систему или комплекс горного оборудования.

В рамках климатосберегающих технологий и рационального природопользования предложена технология добычи и переработки торфяного

сырья без предварительной подготовки месторождения, исключая проведение гидротехнических мероприятий для осушения месторождения и подготовки эксплуатационных площадок, поверхности слоев и эксплуатационных площадей (патенты RU №2599117, № 2655235, № 2672366).

При добыче торфяного сырья комплексами горного оборудования на основе плавучих платформ предполагает добычу, как с поверхности, так и из воды. Использование традиционные методов экскавации весьма эффективны на глубинах до 4-5 метров. При этом необходимо применение модернизированного оборудования, не допускающего размыва отделенного от массива торфяного сырья из рабочего органа экскавирующей горной машины. Либо использование непрерывного процесса создания гидроторфяной пульпы с доставкой ее на плавучую платформу гидротранспортом и последующим центрифугированием или отжимом излишней влаги, что наиболее затратно по сравнению с обычной экскавацией.

Технология добычи торфа из натуральной залежи с использованием плавучей платформы позволяет управлять основными технологическими параметрами добываемого торфяного сырья и получаемой из нее торфяной продукции в едином поточном технологическом цикле. А комплекс горнодобычного оборудования, представляет собой самоходную плавучую платформу с размещенным на ней горным оборудованием и средствами автономной энергетической генерации.

В общем случае комплекс горного оборудования может быть представлен блоками: добычи (*DB*), сепарации (*SB*), механического обезвоживания (*MO*), сушки (*SuB*), товарной продукции (*TrB*), электрогенерации (*EB*), транспортировки (*TrB*), объединенные в единую цепочку посредством связей, обеспечивающих: лишь согласование (-), соединение (+) или совмещение (·) [3]. При этом по аналогии с блоками, в каждом из них присутствуют модули горного оборудования, также объединенные в единое целое. По аналогии каждую машину модуля необходимо представить соответствующей структурой [4]. В этом случае, изменяя параметры каждой отдельной машины, модуля, блока можно анализировать показатели функционирования и оптимизировать параметры всего комплекса и его составляющих.

Запишем структурную формулу отдельной горной машины и условного модуля, куда она входит как составная часть. В любую машину входит механическая составляющая и ее привод, служащий для приведения в действие исполнительного органа или органа перемещения. Что касается машин комплекса, то их привод предпочтительнее иметь электрический или электрогидравлический и, как исключение, от ДВС. В этом случае укрупненно структурная формула в самом общем виде горной машины ( $ГМ_i$ ) комплекса может быть представлена следующим образом:

$$ГМ_i = ((M_i + Fg_i) + Fe_i) + I_i \cdot E_i, .,$$

где  $M_i$  – механическая составляющая, обеспечивающая движение объекта и (или) составляющих его частей (элементов);  $Fe_i$ ,  $Fg_i$ ,  $Ff_i$  – силовая со-

ставляющая, где осуществляется преобразование различных видов энергии один в другой, например электрической, гидравлической или энергии топлива;  $Ge_i$  – составляющая генерации;  $E_i$  – электронная составляющая, формирующая, передающая и осуществляющая обработку электрических сигналов;  $I_i$  – информационная составляющая, обеспечивающая, формирующая, осуществляющая хранение, передачу и обработку информационных сигналов.

Здесь электронные и информационные составляющие необходимы для контроля состояния и автоматизированного управления машиной и на первом этапе обоснования и выбора параметров машины могут быть не задействованы. В представленном выражении Механическая составляющая ( $M$ ) предназначена для передачи движения и совершения механической работы, определяющей производительность горной машины ( $\Pi_i$ ), а первичная силовая составляющая ( $Fe_i$ ) определяет установленную мощность, подводимую к машине. Зная коэффициент суточного использования оборудования ( $K_{си_i}$ ), легко оценить как объем произведенного продукта, так и затрат энергии на это производство.

Структурная формула модуля, по аналогии со структурной формулой горной машины комплекса запишем следующим образом:

$$m_j = \Sigma(\Gamma M_i) = \Sigma((((M_i + Fg_i) + Fe_i) + I_i \cdot E_i)_i).$$

Производительность комплекса будет определяться минимальной производительностью последовательно расположенных в технологической цепочке машин, а энергетические затраты суммой произведений соответствующих коэффициентов суточного использования оборудования на величину первичной силовой составляющей машины.

Соответствующие параметры блока будут определяться модулями его составляющих.

В итоге, развернутая структурная формула комплекса добычи торфяного сырья (КДТ) может быть представлена в следующем виде

$$\begin{aligned} \text{КДТ}^n = & \Sigma \{ \text{DB} [ \Sigma ( \Sigma ( ( ( ( M_i + Fg_i ) + Fe_i ) + I_i \cdot E_i ) ) ) ) ]_j + \text{SB} [ \Sigma ( \Sigma ( ( ( M_i + Fe_i ) + I_i \cdot E_i ) ) ) ]_j \\ & + \text{MO} [ \Sigma ( \Sigma ( ( ( ( M_i + F(e)g ) + Fe_i ) + I_i \cdot E_i ) ) ) ]_j + \text{TpB} [ \Sigma ( \Sigma ( ( ( M_i + Fe_i ) + I_i \cdot E_i ) ) ) ]_j + \\ & \text{SuB} [ \Sigma ( \Sigma ( ( ( ( M_i + Fg_i ) + Fe_i ) + I_i \cdot E_i ) ) ) ]_j + 5 \text{TrB} [ \Sigma ( \Sigma ( ( ( M_i + Fe_i ) + I_i \cdot E_i ) ) ) ]_j + \\ & \text{EB} [ \Sigma ( \Sigma ( ( ( ( Ge_i + M_i ) + Fe_i ) + I_i \cdot E_i ) ) ) ]_j \} + I \cdot E \end{aligned}$$

Применение этой формулы позволяет с одной стороны оптимизировать структуру комплекса путем минимизации составляющих ее машин, модулей и блоков, необходимых для реализации поставленной задачи, с другой стороны оценивать необходимые мощности и величину работы потребные для добычи и переработки торфяного и сопутствующего сырья при заданных объемах производства товарной продукции.

Единый комплекс оборудования на плавучей платформе по добыче и переработке торфяного сырья требует значительных площадей, и будет иметь весьма солидную массу для поддержания на плаву которой потребу-

ется весьма значительное водоизмещение. В связи с этим, потребуются значительные затраты на подготовку акватории для спуска комплекса, а так же затраты на доставку его компонент и сборку. Поэтому целесообразно на плавучей платформе оставить лишь комплекс горного оборудования для добычи, сепарации и первичного обезвоживания, а основную часть оборудования по переработке и генерации энергии сосредоточить на берегу, доставляя первично обезвоженное торфяное сырье плавучими контейнерами типа shuttle, работающими в челночном режиме, что будет способствовать повышению эффективности работы всего комплекса.

### **Список литературы**

1. Гревцев Н.В., Шампаров А.Г. Системные принципы выбора технологии добычи и переработки торфяного и техногенного сырья. «Известия вузов. Горный журнал», № 8, 2009г., стр. 14-20.

2. Кашинская Т. Я., Гаврильчик А. П., Агейчик И. В. К вопросу о выборе экологосовместимых технологий освоения торфяных месторождений. Природопользование. Вып.19. 2011. С. 144–149.

3. Оценка энергопотребления технологического оборудования автономного модульного комплекса для добычи и переработки торфяного сырья из неосушенного месторождения // Худякова И.Н., Вагапова Э.А., Иванов С.Л. / Социально-экономические и экологические проблемы горной промышленности, строительства и энергетики: 13-я Международная конференция по проблемам горной промышленности, строительства и энергетики. В 2 т. Т.1: материалы конференции. Тула: Изд-во ТулГУ, 2017. С. 156-163

4. Формирование структуры основного технологического оборудования автономного комплекса для добычи торфа из неосушенного месторождения // И.Н. Худякова [и др.] - [Электронный ресурс]: Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ» Том 9, №3 (2017). – URL: <http://naukovedenie.ru/PDF/103TVN317.pdf> (дата обращения 27.01.2019).

5. Khudiakova I.N., Vagapova E.A., Ivanov S.L. Creation of energy-efficient technological chain of mining machines for quarry mining and processing of raw peat materials without water lowering // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science - 2018, № 194. – C.032010



УДК 622.232

## УМЕНЬШЕНИЕ ЭНЕРГОЗАТРАТ НА ПЕРЕДВИЖЕНИЕ ДРАГЛАЙНА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТРЕХОПОРНОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО МЕХАНИЗМА ШАГАНИЯ

Суслов Н.М., д-р техн. наук, проф, зав. каф. ГМК Чернухин С.А., аспирант  
Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург,

*Рассмотрен вариант модернизации гидравлического трехопорного механизма шагания драглайна за счет внесения изменений в конструкцию, целью которого было снижение энергозатрат на передвижение. Для достижения поставленной цели предложено внесение дополнительного опорного башмака с гидроцилиндром в нишу опорной базы и изменение функций тяговых гидроцилиндров.*

**Ключевые слова:** горные машины, вскрышные работы, экскаватор, гидропривод, гидроцилиндр, экскаватор-драглайн, рекуперация энергии, механизм шагания, трехопорный драглайн, шагающее оборудование, дополнительная опора.

## REDUCTION OF ENERGY CONSUMPTION ON THE MOVEMENT OF THE DRAGLINE WITH THE USE OF A THREE-FAN HYDRAULIC MECHANISM OF STEPPING

Suslov N.M. Chernukhin S.A.

*A variant of the modernization of the hydraulic three-support mechanism for moving the dragline due to changes in the design, the purpose of which was to reduce the energy consumption for movement, was considered. To achieve this goal, it was proposed to introduce an additional support shoe with a hydraulic cylinder into the niche of the support base and change the functions of the traction hydraulic cylinders.*

**Keywords:** mining machines, overburden operations, excavator, hydraulic actuator, hydraulic cylinder, dragline excavator, energy recovery, walking mechanism, three-support dragline, walking equipment, additional support.

Задачей заявленного механизма является уменьшение энергозатрат на передвижение машины при сохранении размера шага перемещения всей машины, и обеспечение заданного направления движения машины

Согласно последним данным на территории РФ ведется увеличение объемов добычи угля на разрезах, так с 2013 по 2017 год объем возрос с 352,1 до 408,9 млн. т. в год. Но в то же время видна тенденция сокращения числа открытых угольных разработок. В планах Государственной программы развития угольной отрасли на период до 2030 г количество угольных разрезов должно сократиться с 137 до 82, что неизбежно должно сопровождаться увеличением их среднегодовой производственной мощности с 1,93 до 3,27 млн. т. (в 1,7 раза). Такие темпы развития должны повлечь за собой обновление существующего парка горнодобывающей техники, в частности драглайнов как основных машин при ведении вскрышных работ [1, 2].

Применение шагающих драглайнов на открытых горных работах обусловлено тем, что вскрышные работы ведутся на грунтах с низкой несущей способностью, а шагающий ход зарекомендовал себя как самый подходящий механизм передвижения для таких условий. При работе экскаватора

передаваемое давление на грунт колеблется от 0,075 МПа до 0,09 МПа, а при передвижении от 0,130 МПа до 0,264 МПа в зависимости от модели применяемой техники.

Увеличение производительности экскаваторов возможно за счет увеличения объемов вскрывных лопат и длины стрелы шагающих драглайнов, что повлечет увеличение массы драглайна (формула 1), следовательно, нагрузку на шагающее оборудование, увеличение энергозатрат на перемещение машины. Основной объем машин, работающих сегодня на разрезах, выпущен ещё в 80-90 годах прошлого века, энергоэффективность перемещения на этих драглайнах мала, поэтому вопрос о модернизации механизма шагания остается открытым.

$$G_3 = K \times E^{0.65} \times L_{ст}^{1.65} \quad (1)$$

где  $G_3$  – рабочая масса драглайна, т;  $E$  – вместимость ковша, м<sup>3</sup>;  $K$  – весовой коэффициент (0,146);  $L_{ст}$  – длина стрелы, м.

Механизмы шагания классифицируют по следующим признакам: по способу опирания (трехопорные, четырехопорные, многоопорные), по типу привода (с гидравлическим, с механическим, со смешанным приводом), а так же по способу передвижения (механизмы скольжения, механизмы качения). Каждый из типов имеет свои особенности, достоинства и недостатки. Одним из самых распространенных на карьерах России и странах СНГ является трехопорный гидравлический механизм (применим для экскаваторов массой 1500–3500 т) благодаря своим преимуществам:

- плавность передвижения, снижающая динамические нагрузки на металлоконструкции и другие узлы экскаватора при передвижении;
- возможность регулировки величины шага;
- меньшая масса по сравнению с механическим ходом.

Шагающее ходовое оборудование состоит из двух независимых поверхностей – опорной рамы (базы) и двух опорных башмаков. База является круглой плитой, которая может достигать радиуса в 27 метров. Во время стационарной работы драглайна основной и единственной опорой является опорная рама. При совершении шага опорная база контактирует с грунтом только задней по ходу движения кромкой, в то время, как опорные башмаки воспринимают большую часть опоры, представляя собой балку, сваренную из вертикальных продольных металлических листов. Для обеспечения шага механизм снабжен гидроцилиндрами подъема и тяги. Работа по перемещению драглайна циклична и состоит следующих элементов: 1 – подача лыж на грунт в сторону перемещения машины; 2 – подъем экскаватора за счет подъемных цилиндров; 3 – передвижение экскаватора за счет тяговых цилиндров; 4 – опускание экскаватора; 5 – подъема лыж в исходное положение [3].

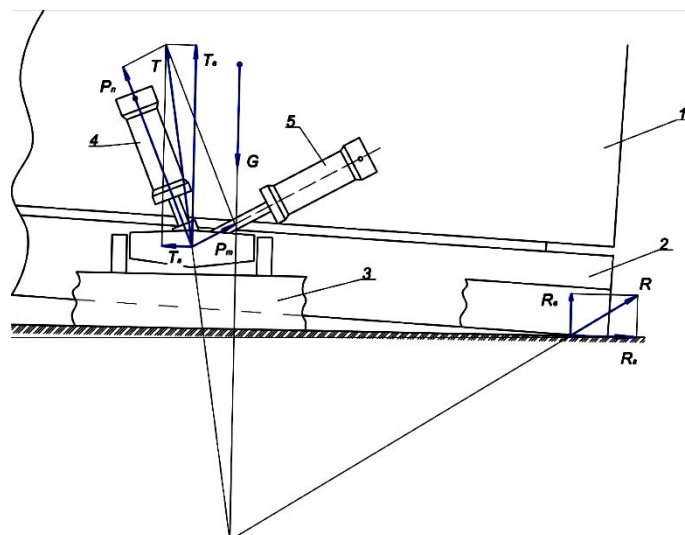


Рисунок 1. Схема к определению действующих сил в трехопорном механизме шагания

В используемом сегодня трехопорном механизме шагания, рисунок 1, существует два основных недостатка. Первый, это затрата колоссальных усилий на подъем центра масс (от 0,2 до 0,93 м в зависимости от типа машины) для обеспечения требуемого шага экскаватора. Для примера энергозатраты на осуществления шага, для ЭШ-15/90А массой 1610 т. на подъем затрачивается 7123,77 Дж, на передвижение 8726,2 Дж. Второй это преодоление усилий, тяговым гидроцилиндром, волочения задней кромки базы о грунт во время шага [4, 5]. Усилие, создаваемое тяговым цилиндром для совершения шага:

$$P_T = P_n + R,$$

где  $P_n$  – усилие подъемного гидроцилиндра;  $R$  – реакция грунта на кромке базы.

Соппротивление передвижению, создаваемое реакцией грунта на кромку базы  $R$  при ее волочении, во многом зависит от типа грунта, и чем более вязкий грунт, тем большее усилие приходится развивать тяговому цилиндру для совершения шага. Этот недостаток устранен в механизме шагания, с дополнительным опорным башмаком, размещенным в кромке базы, представленном на рисунке 2.

Предлагаемое устройство содержит поворотный корпус 1 опорную базу 2, снабженную нишей 8, опорные башмаки 3. Гидроцилиндры подъема 4 и тяги 5. В нишу 6 встроены дополнительные башмаки 7. Опорная база 4 выполнена с возможностью горизонтального поворота вокруг своей оси при неподвижном поднятом корпусе 1 на башмаках 2. Для подъема задней части кромки опорной базы 4 над уровнем грунта ниша 8 выполнена насквозь этой кромки с возможностью синхронного передвижения башмака 7 за пределы опорной базы 4, вслед движения башмаков 2 корпуса машины 1.

Перед началом движения машины башмаки 3 выдвигаются вперед относительно опорной базы 2, после чего происходит подъем этой базы 3, при помощи гидроцилиндров 3, с неполным отрывом ее от поверхности грунта. Шагающая машина получает крен. Затем опорная база 3 совместно

с поворотным корпусом 1 с помощью дополнительного опорного башмака 7 полностью отрывается от грунта на минимальное расстояние для исключения трения опорной базы о грунт и происходит перемещение машины. За счет работы тяговых гидроцилиндров 5. В этот момент башмак 7 опорной базы синхронно передвигается за ее пределы, вслед движения башмаков 2 корпуса 1 машины. После завершения шага башмак 7 возвращается в исходное положение – в нишу 8 опорной базы 2 для осуществления последующих циклов шагания. При стационарной работе машины башмак 7 все время находится в нише 8 опорной базы 2.

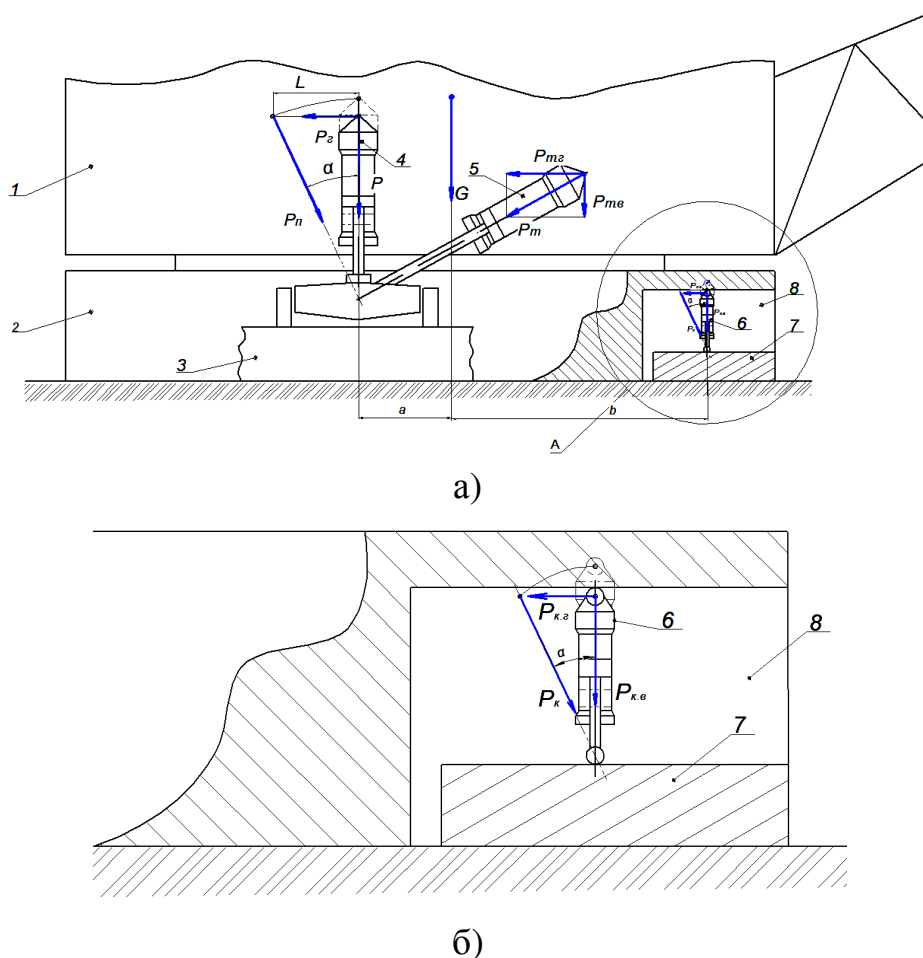


Рисунок 2. Расчетные схемы: а - распределение действующих сил на трехопорный механизм шагания с дополнительным опорным башмаком. б – размещение дополнительного опорного башмака в опорной раме

Выполнение ниши насквозь кромки опорной базы позволяет башмаку выйти за пределы этой кромки, приподнимая ее над уровнем грунта, что обеспечивает полный отрыв опорной базы от грунта при шагании. В результате чего полностью исключается трение опорной базы о грунт, уменьшаются энергозатраты на передвижение машины при сохранении размера шага.

Так же в этом механизме тяговые гидроцилиндры используются больше для работы торможения машины от ее завала за счет силы тяжести и сил инерции. И в данном механизме тяговый гидроцилиндр работает в

тормозном режиме и складывается из горизонтальных сил, приложенных в точках крепления подъемных гидроцилиндров  $2P_{п.г}$  и гидроцилиндра расположенного в нише опорной базы  $P_{к.г}$ :

$$2P_{т.г.} = 2P_{п.г} + P_{к.г}$$

Вертикальное усилие в подъемном гидроцилиндре  $P$

$$P = \frac{G+b}{a}$$

Вертикальное усилие в гидроцилиндре дополнительного опорного башмака  $P_{к.в}$  находится по формуле:

$$P_{к.в} = \frac{G+a}{b}$$

где:  $G$  – сила тяжести экскаватора;  $b$  – расстояние от точки центра масс драглайна до крепления гидроцилиндра дополнительного опорного башмака;  $a$  – расстояние от точки центра масс драглайна до крепления подъемного гидроцилиндра.

Работа подъемного гидроцилиндра  $P_n$  равна:

$$P_n = \frac{P}{\cos \alpha}$$

Рассчитываем длину шага по формуле:

$$L = \frac{2P_n \cdot \sin \frac{\alpha}{2}}{2}$$

Для торможения опускания базы на грунт гидроцилиндрами тяги возможно использование дросселей. Так же появляется возможность аккумуляции энергии опускания опорной базы в гидроаккумуляторы для дальнейшего использования ее в манипуляциях опорными башмаками, за счет дросселирования температура рабочей жидкости будет повышаться. Повышение температуры рабочей жидкости можно использовать для нагрева контактной поверхности опорной базы с грунтом, что позволит избавиться от замерзания и налипания грунта.

### Список литературы

1. Таразанов И.Г. Итоги работы угольной промышленности России за январь-декабрь 2017 года // Уголь. 2018. №3 (1104).
2. Злобина Е. В., Проноза В. Г., Тюленев М. А. К вопросу выбора модели драглайна для разработки перспективных угольных месторождений Кузбасса // Вестник КузГТУ. 2013. №6 (100).
3. Братченко А. И. Модернизация механизма шагания экскаваторов типа ЭШ 15.90 и ЭШ 20/90 // ГИАБ. 2015. № 1-2.
4. Суслов Н.М., Попов В.Н. Шагающее оборудование горнотранспортных машин // Горный информационно-аналитический бюллетень. М.:МГГУ, 2000. №4. С. 85-86
5. Суслов Н.М., Чернухин С.А. Гидравлический привод механизма шагания с гидроаккумуляторами // Горное оборудование и электромеханика. 2018. № 1. С. 3-7.

УДК 622.271

## ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ КАНАТНО-ГИДРАВЛИЧЕСКИХ КАРЬЕРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

Шестаков В. С., проф., Хорошавин С.А., доц, Бабенков П.Ю., аспирант  
Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург

*Актуальность работы обусловлена необходимостью повышения эффективности карьерных экскаваторов. Цель работы: исследование возможности применения комбинированного канатно-гидравлического привода для карьерных экскаваторов и исследование возможности расширения их технологических возможностей. Методология исследования: математическое моделирование рабочего процесса. Для карьерного экскаватора с рабочим оборудованием «прямая лопата» с коленчато-рычажной схемой разработана математическая модель, алгоритм и программа на алгоритмическом языке, позволяющие определять требуемые графики изменения скоростей основных механизмов для обеспечения движения по заданным траекториям. Разработанная математическая модель и программа для ЭВМ может быть применена в системе управления основными механизмами экскаватора и позволит расширить технологические возможности.*

**Ключевые слова:** карьерный экскаватор, канатно-гидравлическое рабочее оборудования, гидроцилиндр, привод, скорость, модель, алгоритм.

## INVESTIGATION OF TECHNOLOGICAL CAPABILITIES ROPE-HYDRAULIC MINING SHOVELS

**Shestakov V. S., Khoroshavin S. A., Babenkov P. Yu.**

*The relevance of the work is due to the need to improve the efficiency of mining excavators. Objective: to study the possibility of expanding their technological capabilities. Research methodology: mathematical modeling of the working process. For the mining excavator with the working equipment "straight shovel" with the crankshaft-lever scheme the mathematical model, algorithm and the program in algorithmic language allowing to define the required graphics of change of speeds of the main mechanisms for ensuring movement on the set trajectories is developed. The developed mathematical model and computer program can be used in the control system of the main mechanisms of the excavator and will expand the technological capabilities.*

**Keywords:** mining excavator, rope-hydraulic working equipment, hydraulic cylinder, drive, speed, model, algorithm.

### Введение

В настоящее время на карьерах применяются экскаваторы канатные и гидравлические. Гидравлические экскаваторы по сравнению с канатными при равной вместимости ковшей имеют меньшие затраты энергии при копании поворотом ковша, меньшую в 1,8...2,2 раза массу, развивают большие в 1,3...1,5 раза усилия копания [1-4]. Недостатки гидравлических экскаваторов по сравнению с канатными – это меньшие линейные размеры рабочего оборудования и, соответственно, меньшие размеры рабочей зоны.

В некоторых условиях эксплуатации требуется обеспечить движение ковша по заданной траектории, для этого необходимо задавать определенные значения скоростей механизмов подъема и напора. Применяемые системы управления могут обеспечивать любые скорости выходных звеньев, в работе представлена модель определения управляющих воздействий для систем управления.

**Решение задач исследований.** Для увеличения линейных размеров традиционной схемы рабочего оборудования гидравлического экскаватора «прямая лопата» нами разработана оригинальная схема, в которой гидроцилиндры обеспечивают передачу напорного усилия через напорную балку и балансир (рис. 1) [5].

Механизм подъема может быть традиционный с лебедкой или также с гидроцилиндром и полиспастной системой. Вторым вариантом по сравнению с лебедкой имеет меньшую массу, а также снижаются динамические усилия при стопорении ковша в процессе копания, так как инерционность гидропривода значительно меньше и в гидроприводе проще обеспечивается защита от аварийных ситуаций. В предлагаемом варианте стрела, рукоять, балансир и напорная балка разгружены от изгибающих моментов, работают только на сжатие, поэтому рабочее оборудование, несмотря на увеличенные размеры, обеспечивает снижение массы по сравнению с гидравлическими экскаваторами, да и по сравнению с традиционными канатными, у которых на стрелу действуют усилия от напорного механизма. Ковш может жестко закрепляться на рукояти или может быть выполнен поворотным относительно рукояти соответствующим гидроцилиндром.

При определении законов управления главными приводами должны быть определены скорости [6, 7]. Исходными данными являются линейные и угловые размеры всех элементов рабочего оборудования, координаты шарниров крепления стрелы  $O$ , балансира  $T$ , точек крепления подвески к надстройке  $Q$ , шарнира напорной балки на надстройке  $D$ , а также координаты траектории перемещения ковша и требуемая скорость перемещения ковша по траектории  $V_k$ . В приведенных ниже формулах исходные значения линейных размеров приводятся двумя символами обозначениями точек концов отрезка, например,  $RT$  – длина балансира, а вычисляемые линейные размеры отрезков обозначаются  $L$  с подстрочными значениями точек, вычисляемые координаты точек указанием координат с подстрочным указанием точки.

При задании траектории копания отрезком с координатами начала  $(x_{тр.н}, y_{тр.н})$  и углом  $\psi$ , текущее положение зуба ковша определится по формулам численного интегрирования

$$x_{K(i+1)} = x_{K(i)} + \Delta L \cdot \cos \psi, \quad y_{K(i+1)} = y_{K(i)} + \Delta L \cdot \sin \psi,$$

где  $x_{K(i+1)}, y_{K(i+1)}, x_{K(i)}, y_{K(i)}$  – координаты последующей и предыдущей точек  $i$ -го отрезка заданной траектории, для первого отрезка траектории  $x_{K(i)} = x_{тр.н}, y_{K(i)} = y_{тр.н}$ ;  $\Delta L$  – длина  $i$ -го отрезка заданной траектории;

Длина  $i$ -го отрезка заданной траектории определяется численным интегрированием требуемой скорости движения ковша

$$\Delta L = V_k \cdot \Delta t,$$

где  $\Delta t$  – шаг интегрирования по времени.

Координаты точек расчетной схемы определяются по приведенным ниже выражениям. Обозначения в формулах для линейного размера ис-

ходных данных включают буквы по краям отрезка, а для вычисляемого параметра включают букву  $L$  и также указанием точек. Для угловых размеров использован знак  $\angle$  с указанием конечных точек и вершины угла. Для обозначения угла при отсчете его от горизонтали использована буква  $x$ . Координаты точки обозначаются символами  $x$  и  $y$  с указанием точки.

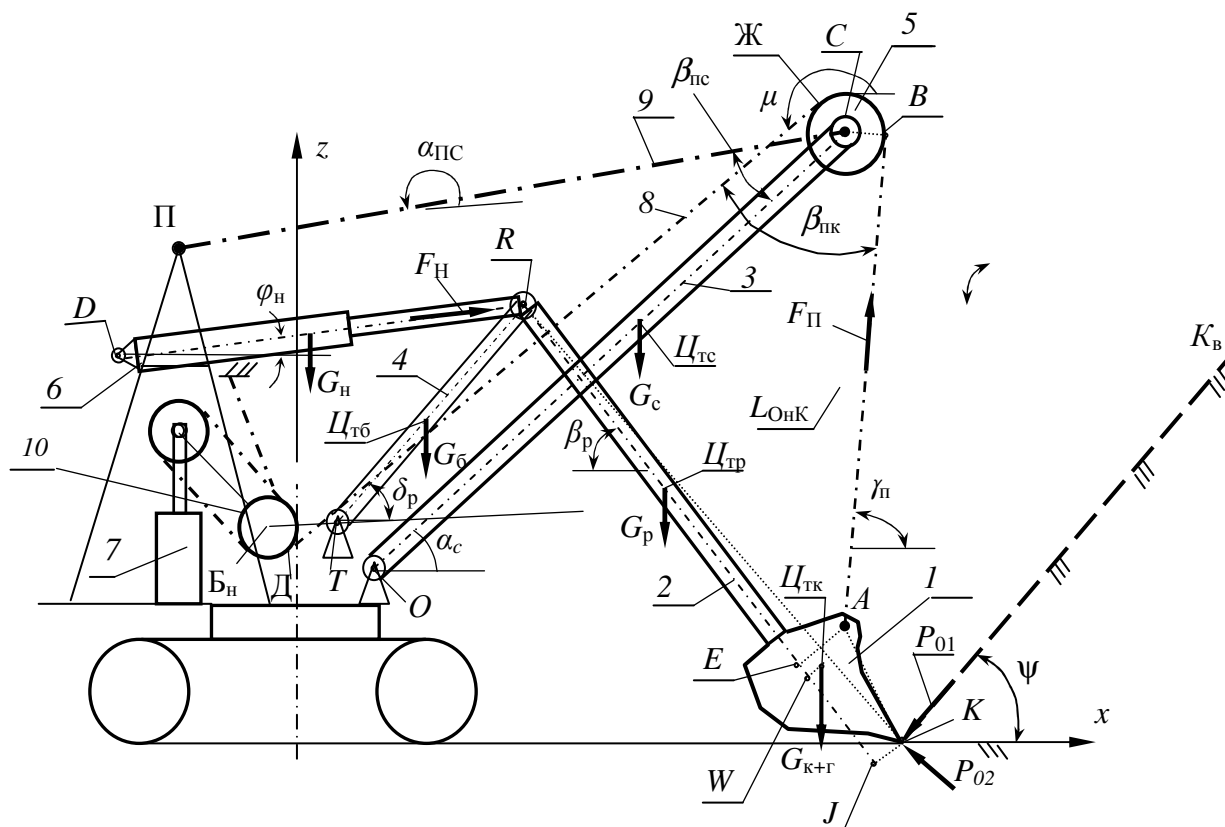


Рис. 1. Схема для расчета координат точек и усилий при копании:

1 – ковши; 2 – рукоять; 3 – стрела; 4 – балансир; 5 – головные блоки; 6 – гидроцилиндр напорный; 7 – гидроцилиндр подъемный; 8 – подъемные канаты; 9 – подвеска стрелы; 10 – отклоняющий блок подъемных канатов;  $O, A, B, C, D, K, T, R$  – точки расчетной схемы;  $E, J, W$  – проекции точек  $A, K, Ц_{тк}$  на ось рукояти;  $B, Д, Ж$  – точки схода подъемных канатов с головных блоков и блоков надстройки;  $G_{к+г}, G_p, G_c, G_б, G_n$  – силы тяжести груженого ковша, рукояти, стрелы, балансира, напорного механизма, приложенные в точках  $Ц_{тк}, Ц_{тп}, Ц_{тс}, Ц_{тб}$ ;  $F_n, F_п$  – усилия подъема и напора;  $\gamma_п$  – угол наклона подъемных канатов к горизонту;  $\delta_p$  – угол наклона балансира;  $\phi_n$  – угол напорной балки;  $\alpha_{пс}$  – угол наклона подвески стрелы;  $\mu$  – угол наклона подъемных канатов от головных блоков к блокам направляющим;  $\beta_{пк}$  – угол между подъемными канатами у головного блока;  $\psi$  – угол наклона траектории движения ковша

Математическая модель расчета координат точек расчетной схемы включает следующие выражения:

$$x_c = x_o + OC \cdot \cos \alpha_c; \quad y_c = y_o + OC \cdot \sin \alpha_c; \quad L_{KT} = \sqrt{(x_K - x_T)^2 + (y_K - y_T)^2};$$



$$\begin{aligned} \angle_{TKx} &= \arctg \frac{y_T - y_K}{x_K - x_T}; \quad \angle_{TKR} = \arccos \frac{L_{KT}^2 + RK^2 - TR^2}{2 \cdot L_{KT} \cdot RK}; \quad \angle_{KTR} = \arccos \frac{L_{KT}^2 + TR^2 - RK^2}{2 \cdot L_{KT} \cdot TR}; \\ \angle_{RTx} &= \angle_{KTR} - \angle_{TKx}; \quad \angle_{RKx} = \angle_{TKx} + \angle_{TKR}; \quad \beta_p = \angle_{RKx} + \angle_{RKJ}; \quad \angle_{ARE} = \arctg \frac{AE}{RE}; \\ \angle_{RAx} &= \angle_{RJx} - \angle_{ARE}; \quad L_{RA} = \sqrt{RE^2 + AE^2}; \quad x_R = x_K - RK \cdot \cos \angle_{RKx}; \quad y_R = y_K + RK \cdot \sin \angle_{RKx}; \\ x_A &= x_R - L_{RA} \cdot \cos \angle_{RAx}; \quad y_A = y_R - L_{RA} \cdot \sin \angle_{RAx}; \quad x_E = x_R + RE \cdot \cos \angle_{RJx}; \\ y_E &= y_R - RE \cdot \sin \angle_{RJx}; \quad L_{AC} = \sqrt{(x_C - x_A)^2 + (y_C - y_A)^2}; \\ \angle_{CAB} &= \arcsin \frac{CB}{L_{AC}}; \quad \angle_{CAx} = \arctg \frac{y_C - y_A}{x_C - x_A}; \quad \gamma_{II} = \pi - \angle_{BAx}; \\ x_B &= x_A + L_A \cdot \cos \gamma_{II}; \quad y_B = y_A + L_A \cdot \sin \gamma_{II}; \quad L_{RB} = \sqrt{(x_B - x_R)^2 + (y_B - y_R)^2}; \\ \angle_{RAB} &= \arccos \frac{L_{RA}^2 + L_{AB}^2 - L_{RB}^2}{2 \cdot L_{RA} \cdot L_{AB}}; \quad L_{RB} = \sqrt{(x_B - x_R)^2 + (y_B - y_R)^2}; \\ \angle_{RAB} &= \arccos \frac{L_{RA}^2 + L_{AB}^2 - L_{RB}^2}{2 \cdot L_{RA} \cdot L_{AB}} \cdot \beta_{пк} = \pi - \gamma_{II} + \mu. \end{aligned}$$

Текущая длина подъемных канатов с точки схода с головных блоков до ковша

$$L_{II} = \sqrt{L_{AC}^2 + CB^2}.$$

Текущая длина напорной балки от шарнира  $D$  до шарнира  $R$

$$L_{II} = \sqrt{(x_R - x_D)^2 + (y_R - y_D)^2}$$

Требуемые скорости выдвижения штока гидроцилиндра  $DR$ , подъемных канатов  $AB$  для перемещения зуба ковша  $K$  на заданной траектории  $KK_B$  определяются численным дифференцированием:

$$V_{H(i)} = [L_{H(i+1)} - L_{H(i)}] / \Delta t; \quad V_{II(i)} = [L_{II(i+1)} - L_{II(i)}] / \Delta t,$$

где  $V_{H(i)}, V_{II(i)}$  – текущие значения скорости напора и подъема, соответственно;  $L_{II(i+1)}, L_{II(i)}, L_{H(i+1)}, L_{H(i)}$  – расстояния между точками  $AB$  и  $DR$ , определенные через шаг интегрирования  $\Delta t$ .

Алгоритм определения требуемых скоростей включает цикл, внутри которого по приведенным выражениям рассчитываются текущие координаты ковша на заданной траектории, координаты точек рабочего оборудования, расстояния между точками. Несложно организовать вычисление при отработке всего забоя, для этого потребуется еще два цикла для смещения начальной траектории по ширине забоя и по глубине. По алгоритму составлена программа на алгоритмическом языке и выполнены расчеты двух вариантов. На рис. 2 приведены результаты для траектории под углом  $60^\circ$  и для горизонтальной траектории.

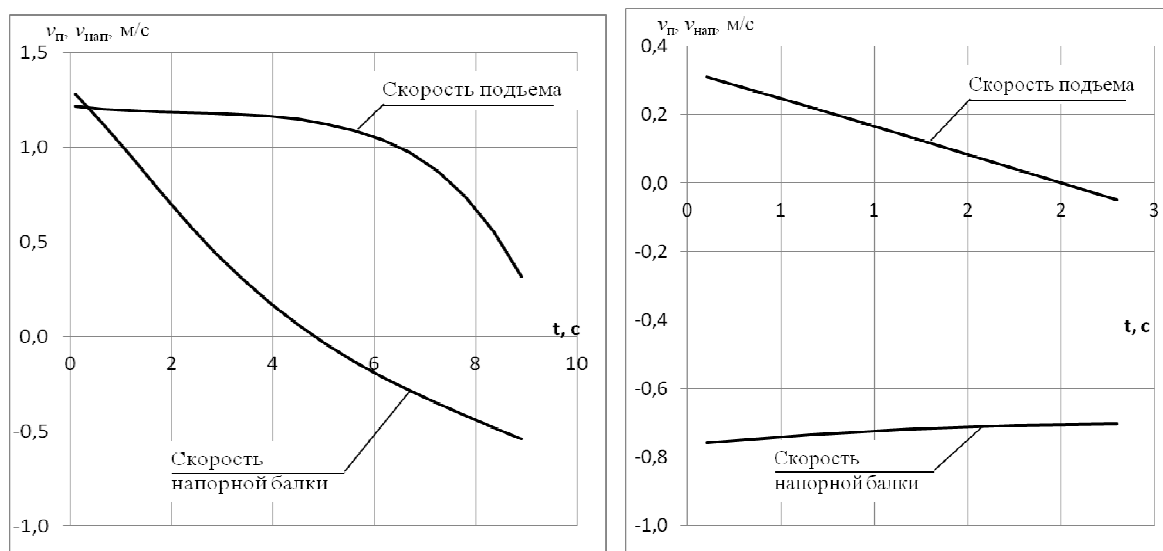


Рис. 2. Графики изменения скоростей подъема и напора при движении ковша по траектории под углом  $60^\circ$  (а) и по горизонтальной траектории (б)

## Выводы.

1. Составленная математическая модель и алгоритм позволяет определять: рабочую зону экскаватора по линейным размерам рабочего оборудования; скорости перемещения напорной балки, подъемных канатов для обеспечения движения ковша по заданной траектории.

2. Значения скоростей зависят от параметров требуемой траектории движения ковша и параметров рабочего оборудования экскаватора, поэтому в систему управления должна входить представленная модель и блок определения начальной точки для отработки всего забоя.

## Список литературы

1. Подэрни Р.Ю., Булес П. Сравнительный анализ гидравлических и механических экскаваторов с прямой лопатой // Горный журнал. 2015. № 1. С. 55-61.
2. Побегайло П.А. Мощные одноковшовые гидравлические экскаваторы: Выбор основных геометрических параметров рабочего оборудования на ранних стадиях проектирования. – М.: ЛЕНАНД, 2014. – 296 с.
3. Лагунова Ю. А., Комиссаров А.П., Шестаков В.С. Проектирование карьерных экскаваторов. М.: Инновационное машиностроение, 2017. - 228 с.
4. Подэрни Р.Ю., Булес П. Эффективность применения мощных гидравлических экскаваторов – результат повышения их надежности // Горная промышленность, 2015. № 1 (119). С. 46.
5. Комиссаров А.П., Шестаков В.С., Хорошавин С.А. Рабочее оборудование карьерного экскаватора/ Патент на полезную модель № 122670 U1 МПК E02F 3/42; заявл. 07.08.12; опубл, 10.12.2012. Бюл. № 34 3 с.
6. Бабенков П.Ю., Шестаков В.С. Моделирование рабочего процесса гидравлического экскаватора//Горное оборудование и электромеханика. - № 1. – 2018, С. 10-14.
7. Шестаков В.С., Хорошавин С.А. Оптимизация рабочего оборудования гидравлических экскаваторов // Горное оборудование и электромеханика. № 5, 2011, С. 50-53.

УКД 622.285.4:624.191.6

## УСТРОЙСТВО С КАМЕРОЙ РАЗРЕЖЕНИЯ ДЛЯ СБОРА ГЛУБОКОВОДНЫХ ЖЕЛЕЗОМАРГАНЦЕВЫХ КОНКРЕЦИЙ

Юнгмейстер Д.А., профессор, Сержан С.Л., доцент, Королев Р.И., аспирант.  
ФБГБОУ ВО «Санкт-Петербургский Горный университет», г. Санкт-Петербург

*Рассмотрены вопросы создания добычной установки для сбора железомарганцевых конкреций со дна мирового океана. Рассмотрено устройство на основе камеры разрежения для сбора конкреций в коллектор и подъема на поверхность.*

**Ключевые слова:** железомарганцевые конкреции, камера разрежения, добычное устройство, кабель-трос, производительность.

## DEVICE WITH CAMERA RAREFACTION TO COLLECT DEEP-SEA FERROMANGANESE NODULES

Yungmeyster D. A., Sergean S. L., Korolev, R. I.

*The issues of creating a mining facility for collecting iron-manganese nodules from the bottom of the world ocean are considered. A device based on a vacuum chamber for collecting nodules in the collector and lifting to the surface is considered.*

**Keywords:** ferromanganese nodules, vacuum chamber, mining device, cable-cable, productivity.

Российская Федерация нуждается в минералах, содержащихся в железомарганцевых конкрециях (ЖМК), кобальтомарганцевых корках (КМК) и сульфидных соединениях полиметаллов, разведанных на дне мирового океана. Территория, закрепленная за Россией, занимает 30 тыс. кв. км [2].

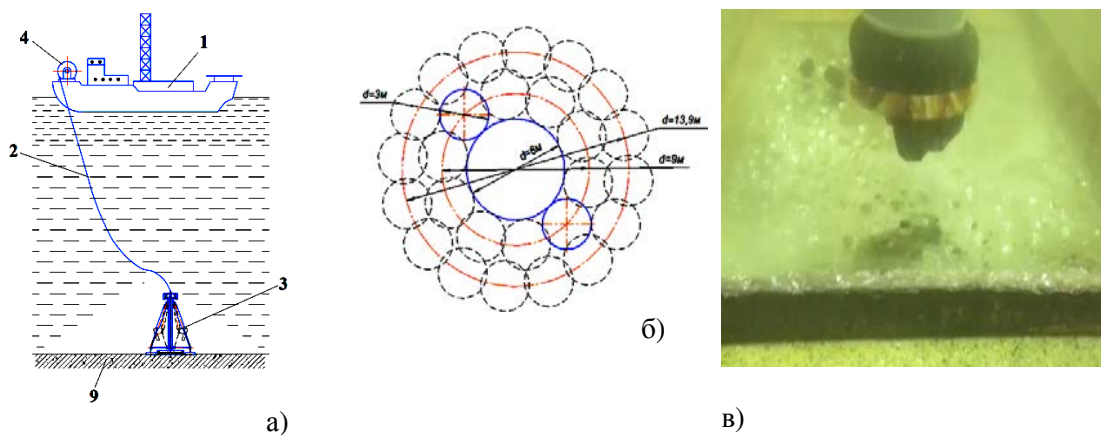


Рис 1. Устройство для сбора ЖМК с камерой разрежения: а — схема добычной установки; б — положения камер разрежения при полной отработке площади единичной точки стояния устройства; в — лабораторный стенд для захвата конкреций

Наибольший интерес, так же как и трудность промышленного сбора, представляет ЖМК (сферические образования, диаметром от 5 до 15 см.), расположенные ровным слоем на дне, плотность ЖМК составляет 20-70 кг/м<sup>2</sup>. Сбор ЖМК возможен различными способами:

- 1) способ механического сгребания (нагребающие лапы);
- 2) способ гидравлического захвата (создание потока воды в трубопроводе и захват ЖМК в трубу);

3) способ захвата ЖМК камерой разрезания (разработан на кафедре машиностроения СПГУ).

Анализ литературных источников показывает, что существует следующие способы транспортирования: гидротранспорт, эрлифтные установки; подъем в сосудах. Многие зарубежные фирмы ориентируются на гидротранспорт для добычных работ на придонных месторождениях, однако, этот способ имеет неразрешенные пока проблемы: неизвестен материал для изготовления трубного става длиной 5 км, необходимость придонного дробления ЖМК до размера не более 5 см, большие затраты энергии на создание потока пульпы в трубе [3, 4]. По причине весьма сжатых сроков создания работоспособной установки интерес представляет использование в качестве подъемных установок подъем ЖМК в сосудах на тресе с помощью лебедки, установленной на судне. При использовании кабель-тросов, изготовленных из кевлара (производство Германии), максимальное тяговое усилие каната диаметром 6 см, составляет 1500 кН. Как показали расчеты, для скорости каната до 3 м/с и времени цикла около 2 часов производительность судна может составлять 400 тыс. тонн ЖМК в год, что соответствует 2 млн. тонн в год, это достаточно для рентабельности работ.

Запатентованное устройство с захватами конкреций пластинами с полостями разряжения [1] (Рис. 1) представляет собой специальное судно 1, оснащенное лебедкой 4, связанной с помощью кабель-троса 2 с добычной установкой 3, осуществляющей сбор конкреций 9.

Разработан исследовательский стенд для отработки конструкции камеры разрезания (Рис. 1, в), представляющий собой объемный аквариум, насос с системой трубопроводов и регулирующей аппаратуры. Предварительные исследования показали устойчивую надежность захвата конкреций разных диаметров насадками с различной площадью отверстий и переменным количеством отверстий. Это говорит о работоспособности запатентованных конструкций и позволяет создать эскизный проект добычного устройства для передачи проектному подразделению завода изготовителя, который в настоящее время уточняется

### **Список литературы**

1. Юнгмейстер Д.А., Сержан С.Л., Исаев А.И. Придонное добычное устройство для сбора железомарганцевых конкреций со дна морей// Патент РФ, Бюл. № 3, 2019.
2. Yungmeyster D.A., Smirnov D.V. Drive the vehicle body of the unit for production of ferromanganese nodules // Notes Mining Institute, 2005 T 167 (2) - P. 99-101.
3. Komissarov A., Lagunova Yu., Shestakov V., Lukashuk O., On justification of efficient Energy-Force parameters of Hydraulic-excavator main mechanisms//IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2018, 323(1), 012015
4. Лагунова Ю.А., Быков Д.В. Материалы для защиты оборудования при бурении на море. // Материалы Уральской горнопромышленной декады, Уральский государственный горный университет. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2008. – С. 191.

УДК 622.331.002.5

## ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ШНЕКОВОГО ПРЕССА ДЛЯ ДОБЫЧИ КУСКОВОГО ТОРФА

**Яблонев А.Л., Гусева А.М.**

Тверской государственной технической университет, г. Тверь, Россия

*Приведены результаты экспериментального исследования процесса формирования кускового торфа шнековым прессом в лабораторных условиях. Обоснованы параметры и режимы работы шнекового пресса, которые по критерию минимальных энергозатрат при сохранении требуемой плотности куска можно считать рациональными.*

**Ключевые слова:** кусковой торф, формирование, шнековый пресс, энергоемкость, мундштук, шаг витков шнека, скорость вращения шнека.

## JUSTIFICATION THE SCREW PRESS OPTIONS FOR SOD PEAT EXTRACTION

**Yablonev A.L., Guseva A.M.**

*The results of experimental research of sod peat forming process by screw press in laboratory conditions is described. Justification settings and operating modes of the screw press, which according to the criterion of minimum energy consumption while maintaining the density of sod peat can be considered rational.*

**Keywords:** sod peat, forming, screw press, energy intensity, nozzle, screw press step, screw speed.

Задача снижения энергоемкости формирования кускового торфа в сочетании с необходимостью сохранения куском требуемой плотности и прочности является чрезвычайно важной во всем технологическом цикле производства торфа фрезформовочным методом [1-3]. Исследование данного процесса произведено в лаборатории кафедры «Торфяные машины и оборудование» ТвГТУ с использованием шнекового пресса, имеющего 5 скоростных режимов, 2 шнека с шагом витков 50 и 110 мм и 3 сменных формующих мундштука внутренним диаметром 52, 60 и 92 мм.

Поскольку многочисленные исследования показали, что лучшим, с точки зрения формуемости, является верховой торф с содержанием влаги  $w = 82-84 \%$  степенью разложения  $R = 25-35 \%$  [4-6], эксперименты были произведены на комплексном верховом торфе со степенью разложения  $R = 25-30 \%$  и средним содержанием влаги  $w = 83,44 \%$ .

Скорость вращения шнека изменялась от 55,81 до 429,86 об/мин. Полезная мощность определялась, как разница между мощностями под нагрузкой и на холостом ходу. Производительность пресса вычислялась, как произведение скорости выхода сформованного торфа на площадь живого сечения мундштука. Энергоемкость процесса подсчитывалась, как частное от деления полезной мощности на производительность.

После формирования на различных режимах куски торфа были разложены в специальные кюветы и подвергнуты сушке в мягком режиме на протяжении 25 суток до достижения среднего равновесного содержания влаги  $w = 23,12 \%$ . По окончанию сушки объемным методом с использованием цифрового штангенциркуля ШЦЦ 1-150-0,01 с точностью 0,01 мм и весов

«Асом JW-1» с точностью 0,1 г была произведена оценка плотности кусков, полученных на различных режимах. Все опыты проведены с 6-ти кратной повторяемостью [7-9].

После проведенных расчетов и их анализа с отсевом промахов были получены графические зависимости энергоемкости от частоты вращения шнека при различных установленных мундштуках диаметром  $d$  и шнеках с шагом витком  $S$  (рис. 1, 2).

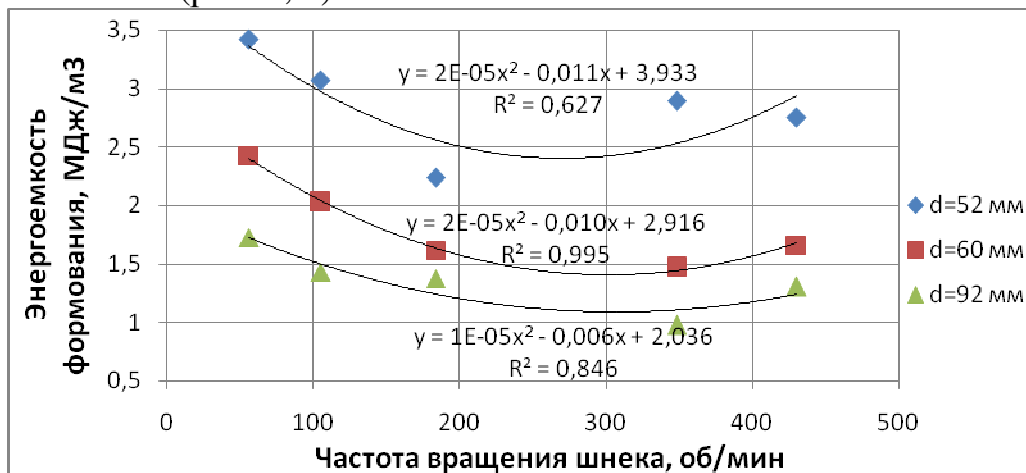


Рис. 1. Зависимость энергоемкости формования торфа от частоты вращения шнека с шагом витков  $S = 110$  мм

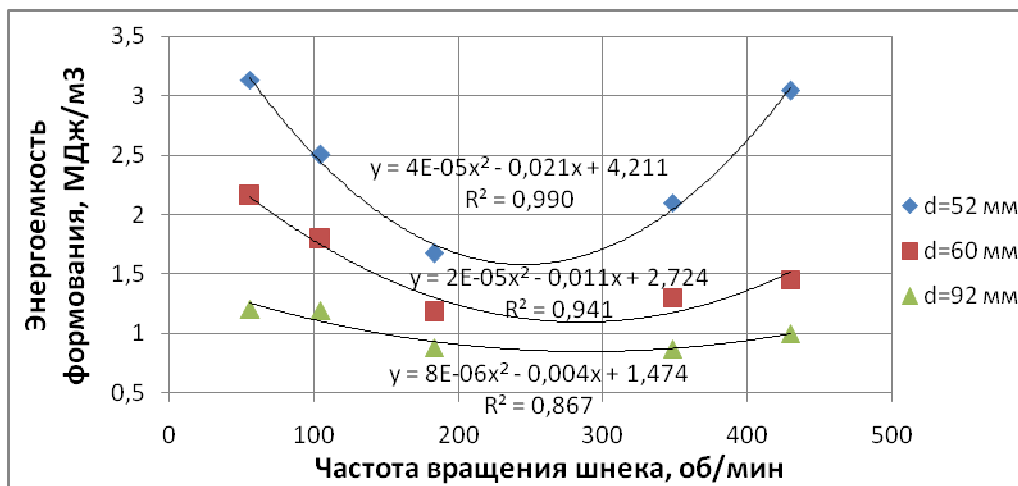


Рис. 2. Зависимость энергоемкости формования торфа от частоты вращения шнека с шагом витков  $S = 50$  мм

Анализ рис. 1 и 2 показывает, что энергоемкость формования напрямую зависит от частоты вращения и шага витков шнека, соотношения площадей живого сечения напорной трубы и мундштука. Частное от деления площадей живых сечений напорной трубы и мундштуков предложено называть коэффициентом напора  $k_n$ , пользоваться которым удобно при применении метода геометрического подобия. В проведенном исследовании для мундштуков диаметром 52, 60 и 92 мм, коэффициенты напора составили, соответственно 2,96, 2,22 и 0,95. Энергоемкость изменялась от 0,88 до 3,42 МДж/м<sup>3</sup>, причем минимальное ее значение наблюдается при скорости вращения шнека 220-320 об/мин.

Оценка плотности кусков при среднем содержании влаги 23,12 % показала, что в зависимости от числа оборотов шнека, плотность меняется по логарифмическому закону (рис. 3, 4).

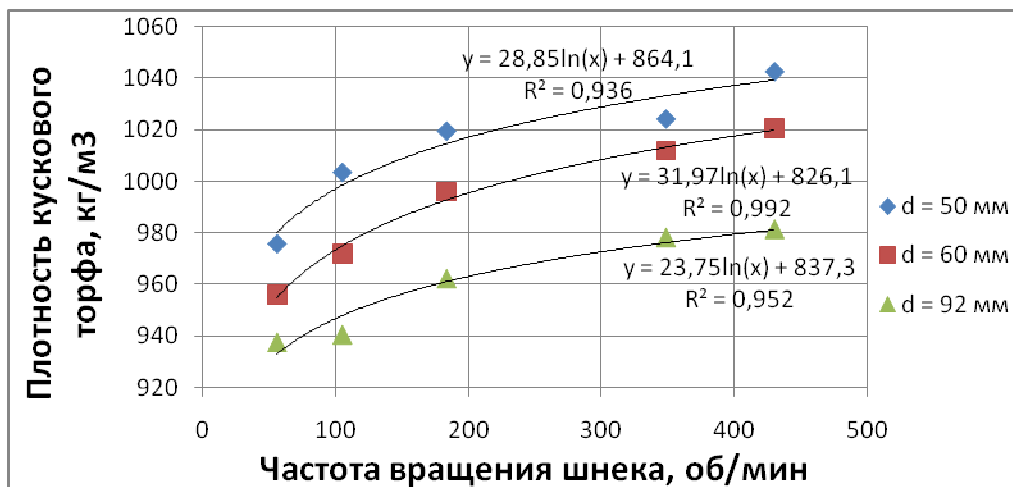


Рис. 3. Зависимость плотности кускового торфа от частоты вращения шнека с шагом витков  $S = 110$  мм

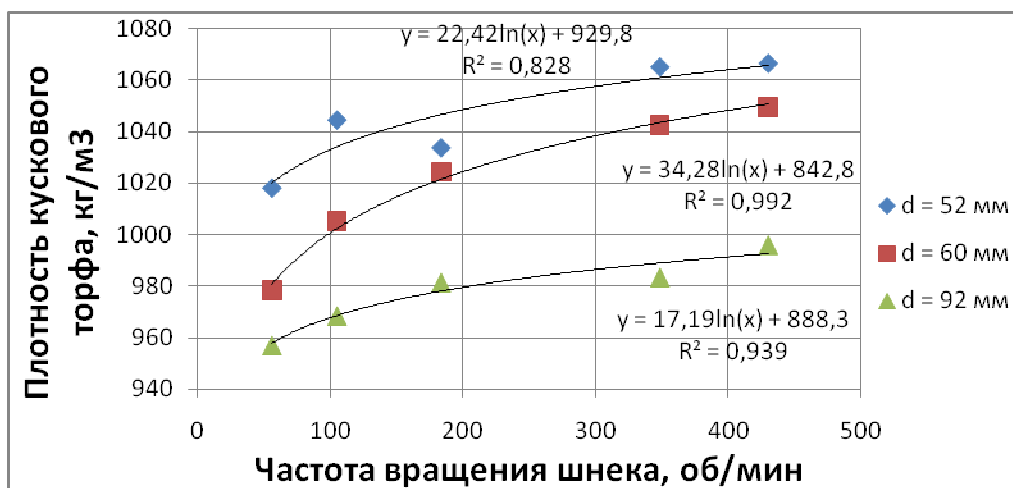


Рис. 4. Зависимость плотности кускового торфа от частоты вращения шнека с шагом витков  $S = 50$  мм

На всех режимах при использовании шнека с шагом витков  $S = 50$  мм энергоемкость формования была ниже, а плотность кусков – выше, что подтверждает данные [10]. Учитывая тот факт, что минимальная энергоемкость формования наблюдается при скорости вращения шнека 220-320 об/мин, для скорости вращения шнека 270 об/мин построен график зависимости плотности кускового торфа от энергоемкости формования (рис. 5).

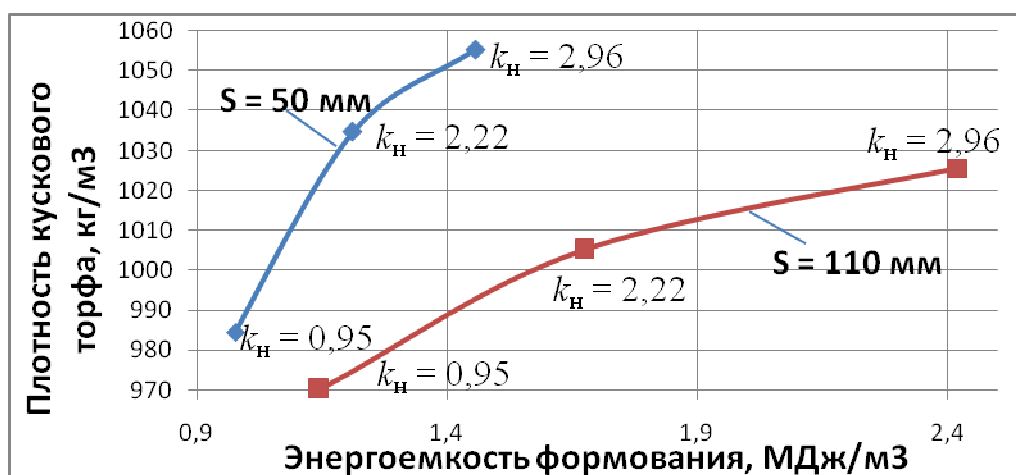


Рис. 5. Зависимость плотности кускового торфа от энергоемкости формования и шага витков при скорости вращения шнека  $n = 270$  об/мин

Как следует из полученной зависимости, интенсивность роста плотности куска при увеличении энергоемкости заметно падает при изменении  $k_H$  с 2,22 до 2,96. Поэтому формование при коэффициенте напора  $k_H=2,22$  можно считать рациональным режимом.

#### Список литературы

- Misnikov O.S. Basic Technologies and Equipment Used for Peat Deposits Development in Foreign Countries. [E3S Web of Conferences](#) «III-d International Innovative Mining Symposium». Vol. 41. 2018. P. 01046. DOI: [10.1051/e3sconf/20184101046](https://doi.org/10.1051/e3sconf/20184101046)
- Лазарев А.В., Корчунов С.С. и др. Справочник по торфу. М.: Недра, 1982. - 760 с.
- Панов В.В., Мисников О.С., Купорова А.В. Проблемы и перспективы развития торфяного производства в Российской Федерации // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2017. № 5. - С.105-117.
- Горячев В.И., Зюзин Б.Ф., Михеев И.И., Казичев И.Н. Технологический комплекс производства кускового топливного торфа с комбинированной сушкой // Труды Инсторфа. 2016. № 13(66). - С. 28-32.
- Зюзин Б.Ф., Фомин Д.С. О влиянии физико-механических свойств исходного торфа на процесс механического диспергирования // Труды Инсторфа. 2013. № 7(60). - С. 49-52.
- Михайлов А.В., Большунов А.В., Кремчеев Э.А. и др. Требования к торфяному сырью для производства окускованного топлива // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2012. № 4. - С. 59-63.
- Яблонев А.Л., Гусева А.М. Определение энергоемкости процесса формования кускового торфа // Вестник ТвГТУ. Серия «Технические науки». 2019. № 1. - С. 36-45.
- Яблонев А.Л., Гусева А.М. Экспериментальное обоснование рациональных режимов производства кускового торфа // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2019. № 2. - С. 163-171. DOI: 10.25018/0236-1493-2019-02-0-163-171.
- Яблонев А.Л., Гусева А.М. О корреляционной связи плотности и прочности на изгиб кускового торфа, получаемого в процессе формования шнековым прессом // Научно-технический вестник Поволжья. 2019. № 1. - С. 62-65.
- Соколов М.В., Клинков А.С., Ефремов О.В., Беляев П.С., Однолько В.Г. Автоматизированное проектирование и расчет шнековых машин: монография. М.: Машиностроение-1, 2004. - 248 с.



УДК 622.61/67

## **РАЗРАБОТКА МЕХАНИЗМА ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ПРОХОДЧЕСКОГО ВЗРЫВОНАВАЛОЧНОГО КОМПЛЕКСА**

**Воронова Э.Ю.**, зав. кафедрой, **Щербаков С.В.**, ст. преподаватель  
Шахтинский автодорожный институт (филиал) ЮРГПУ(НПИ) им. М.И. Платова

*Выполнен анализ недостатков конструкции проходческого взрывонавалочного комплекса. Обоснована необходимость модернизации конструкции механизма перемещения, опорной рамы, разработки механизма корректировки профиля почвы проводимой выработки. Сформулированы требования к усовершенствованной конструкции проходческого взрывонавалочного комплекса.*

**Ключевые слова:** взрывонавалочные технологии, проходческий комплекс, повышение эффективности, механизм перемещения.

## **DEVELOPMENT OF A MECHANISM FOR MOVING THE TUNNELING EXPLOSIVE-BULK COMPLEX**

**Voronova E.Y., Shcherbakov S.V.**

*The analysis of the design flaws of the tunneling explosive-bulk complex is carried out. The necessity to modernize the design of the movement mechanism, the support frame, the development of a mechanism for adjusting the soil profile of the output is justified. The requirements for the improved design of the tunneling explosive-bulk complex are formulated.*

**Keywords:** mount of mining workings, heading complex, raises efficiency, movement mechanism.

Одним из перспективных направлений в решении проблемы повышения эффективности проведения выработок буровзрывным способом является взрывонавалочная технология. Для ее реализации в ШАДИ(ф) ЮРГПУ(НПИ) им. М.И. Платова разработана конструкция агрегатированного проходческого взрывонавалочного комплекса ПКВН [1-6]. В работе [6] отмечено, что его применение обеспечит повышение скорости продвижения забоя до 300 м/мес (при крепости разрушаемых пород до  $f \geq 12$  по шкале проф. М.М. Протождяконова). Это является довольно высоким результатом для буровзрывного способа проведения выработок. Такие показатели функционирования ПКВН получены по итогам оценки, выполненной с помощью апробированной имитационно-статистической модели работы проходческих систем [7-11] на основе универсального оценочного критерия – коэффициента эффективности [11-13]. Одним из основных факторов, повлиявших на увеличение темпов проходки, явилось использование взрывонавалки, обусловленное применением клинового тягово-транспортного органа (КТТО). Его конструкция позволяет осуществлять погрузку разрушенной горной массы, посредством энергии взрыва, непосредственно на КТТО, который, работая внутри штабеля породы, выполняет ее транспортирование. Основные принципы формирования грузопотока КТТО изложены в [14,15]. Комплекс ПКВН состоит из: приемной клиновой части с погрузочным модулем, бункера для взрывонавалки, разгрузочной скребковой части (конвейера), насосной станции, блока и пульта управления, двух гидравлических манипуляторов с бурильными машинами на специальной

портальной тележке, перемещаемой по ставу КТТО специальным механизмом, предохранительной крепи, состоящей из стоек и предохранительных щитов и перемещаемой по бортам бункера специальными ходовыми каретками (рис. 1). Уборка горной массы и бурение шпуров осуществляются под защитой предохранительной крепи [1-6].

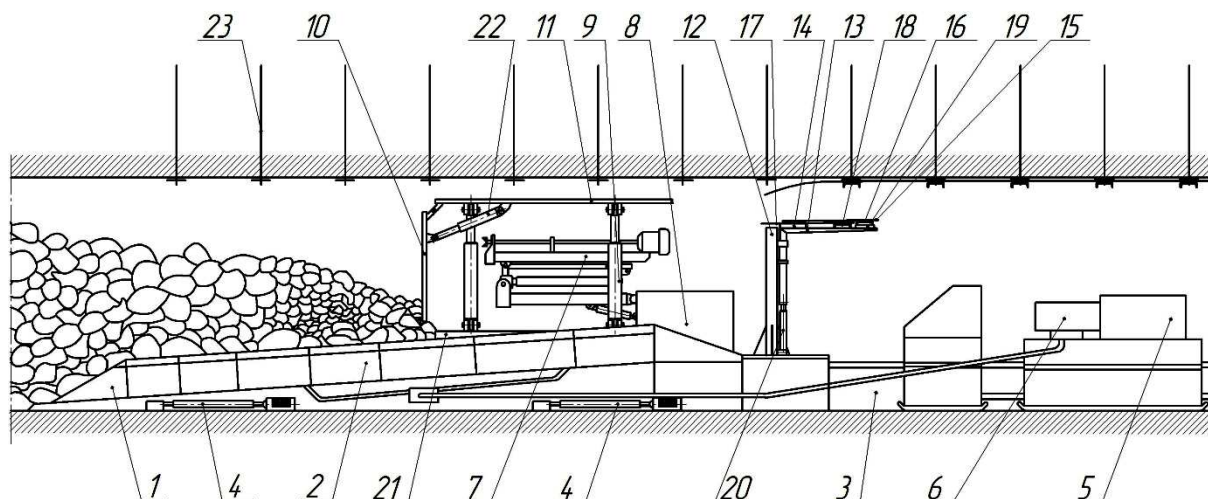


Рис. 1. Общий вид комплекса ПКВН (вид сбоку):

- 1 – погрузочный модуль; 2 – бункер для взрывоопасной смеси; 3 – разгрузочная скребковая часть;
- 4 – механизм самопередвижки; 5 – насосная станция; 6 – пульт управления;
- 7 – гидравлический манипулятор с бурильной машиной; 8 – портальная тележка;
- 9 – стойка предохранительной крепи; 10 – передняя секция предохранительного щита;
- 11 – задняя секция предохранительного щита; 12 – стойки крепеустановщика;
- 13 – установочные вилки; 14 – поперечные балки; 15 – верхний лист затяжки;
- 16 – верхний полосовой подхват; 17 – нижний лист затяжки; 18 – нижний полосовой подхват;
- 19 – выступ; 20 – гидроцилиндры; 21 – ходовые каретки предохранительной крепи;
- 22 – гидроцилиндры; 23 – анкеры

Компоновка комплекса, разработанная с помощью методики синтеза агрегатированных структур проходческих систем [16-17], предусматривает наличие в его составе механизма перемещения, в качестве которого используется гидравлический распорно-подающий механизм самопередвижки.

К недостаткам рассматриваемого комплекса относится то, что распорно-подающий механизм самопередвижки не обеспечивает соблюдение требуемого направления перемещения комплекса относительно проводимой выработки, соответствующего плану горных работ. Механизм самопередвижки состоит из двух частей, первая из которых перемещает комплекс вперед, а вторая - назад. Каждая часть имеет два распорных гидроцилиндра, упирающихся в борта выработки, и два подающих гидроцилиндра, перемещающих комплекс, при этом первая расположена в головной части комплекса, а вторая – в хвостовой. Известно, что при подаче рабочей жидкости в несколько гидроцилиндров одновременно, даже при одинаковых гидравлических линиях и их расчетных сопротивлениях, фактическая скорость выдвигания гидроцилиндров отличается. При перемещении ком-

плекса по выработке, такая неравномерность работы подающих гидроцилиндров приводит к отклонению направления его движения от проектного, т.е. комплекс перемещается не по оси выработки (в горизонтальной плоскости), что недопустимо. Кроме того, поскольку комплекс перемещается по почве выработки, поверхность которой формируется в результате взрывных работ и может иметь значительные неровности, высока вероятность «всплывания» или «зарывания» комплекса при перемещении к забою, что также является недопустимым. Помимо этого, вследствие таких отклонений, возникают повышенные напряжения в местах крепления подающих гидроцилиндров к распорным, а также к опорной раме. Это приводит вначале к деформациям в этих местах, а затем к отрыву подающих гидроцилиндров и, соответственно, невозможности осуществлять дальнейшее перемещение комплекса.

Дополнительным недостатком рассматриваемого комплекса является конструкция опорной рамы, которая не позволяет осуществлять его перемещения к забою и от забоя на необходимое расстояние по причине нерационального расположения вертикальных стоек. В результате, при выдвигании распорных гидроцилиндров, стойки препятствуют перемещению комплекса. Подающие гидроцилиндры прикреплены с одной стороны к распорным гидроцилиндрам, а с другой – к специальным упорам опорной рамы. При этом расстояние между точкой крепления распорного гидроцилиндра к упору и точкой крепления упора к опорной раме довольно значительное и является плечом, увеличивающим крутящий момент в точке крепления упора к опорной раме, что также будет приводить к его отрыву.

Для устранения указанных недостатков необходима модернизация конструкции комплекса, в частности: усовершенствование механизма самопередвижки комплекса в совокупности с опорной рамой; разработка механизма для устранения неровностей почвы выработки (по принципу профилеподдирочных машин) с целью исключения «всплывания» или «зарывания» комплекса при перемещении к забою. В итоге, конструкция комплекса должна соответствовать следующим требованиям:

- обеспечение прямолинейного подвигания комплекса к забою и от забоя на необходимое расстояние без отклонений от оси выработки в горизонтальной плоскости;
- обеспечение корректировки профиля почвы выработки.

### **Список литературы**

1. Хазанович, Г.Ш. Системы горнопроходческих машин на основе клиновых гидрофицированных исполнительных органов / Г.Ш. Хазанович, Ю.М. Ляшенко, Е.В. Никитин, А.С. Корниченко, Э.Ю. Воронова // Горное оборудование и электромеханика. - 2007. - №10. - С.21-29.
2. Хазанович, Г.Ш. Усовершенствование проходческого комплекса для проведения горных выработок по крепким породам с использованием взрывонавалочных технологий / Г.Ш. Хазанович, Э.Ю. Воронова // Горное оборудование и электромеханика. - 2009. - №7. - С. 2-4.

3. Воронова, Э.Ю. Структурный синтез агрегатированных проходческих систем / Э.Ю. Воронова // Горное оборудование и электромеханика. - 2013. - №1. - С.32-39.
4. Хазанович, Г.Ш. Конструктивные особенности и основные параметры агрегатированного взрывонавалочного проходческого комплекса / Г.Ш. Хазанович, Э.Ю. Воронова // Горное оборудование и электромеханика. - 2013. - №4. - С.9-16.
5. Воронова, Э.Ю. Опыт создания и развитие агрегатированных проходческих систем для проведения горизонтальных и наклонных горных выработок / Э.Ю. Воронова, А.Ю. Антипов // Горное оборудование и электромеханика. - 2013. - №6. - С. 30-37.
6. Воронова, Э.Ю. Устройство для перемещения предохранительной крепи проходческого взрывонавалочного комплекса / Э.Ю. Воронова, Г.Ш. Хазанович, Ю.В. Антипов, П.Р. Воронов // Современные прикладные исследования: матер. Нац. рос. конф., апрель 2017, г. Шахты / Южно-Российский гос. политехн. ун-т (НПИ) им. М.И. Платова. – Новочеркасск: ЮРГПУ(НПИ), 2017. – С. 22-26.
7. Хазанович, Г.Ш. Об имитационном моделировании буровзрывных проходческих систем / Г.Ш. Хазанович, Э.Ю. Воронова, Г.В. Лукьянова // Горные машины и автоматика. – 2004. – №6. – С. 42-45.
8. Хазанович, Г.Ш. Развитие научных основ моделирования работы буровзрывных проходческих систем / Г.Ш. Хазанович, Ю.М. Ляшенко, В.Г. Черных, Э.Ю. Воронова, А.В. Отроков // Горное оборудование и электромеханика. - 2010. - №4. - С. 37-48.
9. Воронова, Э.Ю. Системные аспекты формирования производительности проходческих систем / Э.Ю. Воронова // Горный информационно-аналитический бюллетень. - 2014. - №4. - С.259-265.
10. Воронова, Э.Ю. Разработка математической модели формирования производительности проходческих систем / Э.Ю. Воронова // Горный информационно-аналитический бюллетень. - 2014. - №5. - С.162-171.
11. Воронова, Э.Ю. Научные основы разработки агрегатированных проходческих систем / Э.Ю. Воронова, Г.Ш. Хазанович, О.А. Агафонов // Горное оборудование и электромеханика. - 2018. - №3. - С. 21-25.
12. Хазанович, Г.Ш. К вопросу об оценке эффективности горнопроходческих систем / Г.Ш. Хазанович, Э.Ю. Воронова // Горное оборудование и электромеханика. - 2011. - №7. - С.15-22.
13. Воронова, Э.Ю. Показатели эффективности горнопроходческого оборудования / Э.Ю. Воронова, В.Г. Хазанович // Горное оборудование и электромеханика. - 2015. - №2. - С. 36-42.
14. Хазанович, Г.Ш. Методика расчета производительности клинового тягово-транспортного органа в составе взрывонавалочного проходческого комплекса / Г.Ш. Хазанович, Э.Ю. Воронова // Горное оборудование и электромеханика. - 2016. - №5. - С.29-36.
15. Khazanovich G.S., Voronova E.Yu., Otrokov A.V. Simulation of the performance formation process of the loader with wedge-like working elements as a part of the blast and bulk tunneling complex / Procedia Engineering 206, 2017. - pp. 457-464.
16. Хазанович, Г.Ш. Методические основы компьютерной технологии выбора технических решений проходческих модулей / Г.Ш. Хазанович, Э.Ю. Воронова, Ю.М. Ляшенко, А.В. Отроков // Известия вузов. Горный журнал. – 2002. – №5. –С. 24-27.
17. Хазанович, Г.Ш. Разработка схем и выбор параметров агрегатированных буровзрывных проходческих систем: монография / Г.Ш. Хазанович, Э.Ю. Воронова; Шахтинский институт ЮРГТУ. – Новочеркасск: ЮРГТУ, 2005. – 144с.

УДК 622.674.22

## **ОДИН ИЗ СПОСОБОВ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК КАЛИЙНЫХ РУДНИКОВ**

**Микрюков А. Ю.**, канд. техн. наук, доцент,

**Каменских Я. В.**, студент,

Пермский национальный политехнический университет, г. Пермь

*В статье проанализирован способ повышения эффективности эксплуатации шахтных подъемных установок на примере Верхнекамского месторождения калийных солей. Произведен расчет увеличения эффективности шахтной подъемной установки с использованием системы мониторинга KARST, выявлены преимущества использования данной системы.*

*Ключевые слова: мониторинг, скип, жесткая армировка, подъемные установки, контроль движения, система защиты, датчики.*

## **ONE OF THE METHODS EMPROVING THE OPERATING EFFICIENCY OF MINE LIFTING FACILITIES OF THE POTASSIUM SALT DEPOSIT**

**Mikrykov A. Yu., Kamenskikh Ya. V.**

*The article analyzes the method of increasing the operating efficiency of mine lifting facilities in the case of the Verkhnekamsk potassium salt deposit. The increase in the efficiency of the mine lifting facility has been calculated using the KARST monitoring system. The study identifies the benefits of using this system.*

*Keywords: monitoring, skip, reinforcement, mine lifting, motion control, protection system, sensors, KARST*

Актуальной задачей на сегодняшний день является определение технического состояния шахтной подъемной установки (ШПУ) по основным параметрам, а также по косвенным ее признакам. Определение реального технического состояния должно выполняться с достаточной информативностью и достоверностью. Выбор контролируемых параметров должен быть четко обоснован, установлены критерии оценки работоспособности ШПУ. Необходимость увеличения пропускной способности шахтных стволов на калийных рудниках, с учетом повышенных требований к безопасности работы подъемной установки и предотвращения возникновения аварийных ситуаций, предполагает осуществление постоянного контроля параметров подъемной установки

В Федеральных нормах и правилах в области промышленной безопасности включены предложения по внедрению системы непрерывного контроля плавности движения скипов, что позволит заменить ежесуточные осмотры оборудования шахтного подъемного комплекса на еженедельные. В соответствии с пп. 116 и 425, «порядок и периодичность осмотров крепи и армировки вертикальных стволов, оборудованных системами непрерывного контроля (мониторинга) плавности движения скипов и противовесов, устанавливаются техническим руководителем шахты, но не реже 1 раза в неделю. Результаты непрерывного контроля должны анализироваться ежемесячно специально назначенными лицами» [1].

Основным горнотехническим фактором, ограничивающим производительность рудника, является глубина залегания пластов, достигающая 460 м. При соответствующей глубине стволов использование многоканатного подъема нецелесообразно, поскольку зона его эффективного применения находится ниже 700 м. В мировой практике известны всего два рудника с многоканатными подъемами на стволах с минимальной глубиной 535 м (Ziemowit, Польша) и 610 м (JWR Alabama, США).

В случае одноканатного подъема указанная глубина залегания пластов ограничивает емкость (грузоподъемность) скипов величиной  $23 \text{ м}^3$  (30 т) при максимально возможном диаметре каната 63–65 мм (фирма Bridon). Производительность таких подъемов при соблюдении всех нормативных и регламентных требований (время работы подъема 18 ч/сутки, коэффициент резерва 1,5, тахограмма – 7-периодная) может составить 8,4 млн т/год при 2 стволах и 12,6 млн т/год при 3 стволах. Годовой фонд рабочего времени подъемов принят по опыту калийных рудников, где установлен режим работы, предусматривающий 325 рабочих дней в году, 2 капитальных ремонта по 15 суток каждый и 10 суток ежемесячного ремонта (1 сутки в месяц).

Осмотр шахтного ствола занимает 3 часа в сутки (с 9 до 12 часов), периодичность осмотров составляет один раз в смену. Маркшейдерский контроль проводят с целью проверки соответствия армировки шахтного ствола требованиям соотношений геометрических параметров подъема. При профильной съемке ствола определяют состояние направляющих проводников в стволе, относительное отклонение проводников в лобовой и боковых плоскостях и от вертикали, расстояние между проводниками, ширину колеи. Метод требует большого количества времени [2].

С увеличением времени работы подъемных установок с 20 до 23 часов в сутки, и увеличением полезной грузоподъемности скипов, возросшей скорости движения подъемных сосудов с 12 м/с (в данный момент) до 16 м/с, заложенных проектом, изменится время разгона и замедления скипов. Все это приведет к тому, что динамическое воздействие подъемного сосуда на проводники и армировку шахтного ствола возрастет, сократится срок службы элементов армировки и подъемных сосудов. Вследствие чего, снизится безопасность эксплуатации шахтного ствола, так как выход из строя элементов конструкции в шахтном стволе является серьезной производственной аварией, которая приводит к остановке всего производства. В этих условиях для обеспечения бесперебойной работы шахтного подъема необходим более тщательный контроль состояния армировки шахтного ствола.

Кафедрой горной электромеханики Пермского национально-исследовательского политехнического университета была разработана аппаратура контроля плавности движения скипов КАРСТ, которая осуществляет непрерывный контроль ускорений скипа в трех направлениях: лобовом и боковом и вертикальном направлении. Информация с датчиков ускорения после обработки в контроллере передается на приемник, установленный на копре, и далее поступает на панельный компьютер. На компью-

тере информация с датчиков обрабатывается, архивируется и визуализируется. Детальный осмотр участков с наибольшими ускорениями позволяет выявить неровности полотна направляющих проводников при их стыковке [3].

Разработанные и испытанные в промышленных условиях системы контроля плавности движения скипов позволяют выявить возникающие отклонения в работе подъема, передавать информацию об этом обслуживающему персоналу и останавливать работу подъема при больших значениях динамических проявлений.

Преимущества системы: достоверное определение и автоматизированный контроль динамических нагрузок в системе «подъемный сосуд-жесткая армировка»; возможность записи данных контроля на внутреннюю память (архив); отсутствует периодичность реализации контроля, что позволяет выявлять дефекты армировки в начальных стадиях; беспроводная передача данных (без потери информации); работоспособность в условиях агрессивной солевой среды калийных рудников.

Для сравнения показателей шахтной подъемной установки с применением аппаратуры контроля плавности движения КАРСТ и без ее применения необходимо выполнить расчеты. Производительность ШПУ без применения аппаратуры мониторинга плавности движения скипов на примере ВКМКС:

Высота подъема составляет 579 м, производительность подъемной установки 969 т/ч при годовой производительности 4,2 млн.т/год и 325 рабочих дней в году. Полезная грузоподъемность установки 24,9 т, количество подъемов за час будет составлять 38,9, при продолжительности цикла 92,5 с. Чистое время подъема (без пауз) 57,5 с. Средняя скорость движения сосуда 10 м/с, максимальная скорость движения сосуда 12 м/с.

С применением аппаратуры увеличится число часов работы подъемной установки в сутки до 23 ч.

Внедрение разработанных предложений в практику эксплуатации скиповых подъемных установок позволит заменить ежесуточные проверки еженедельными. В этом случае число часов работы подъема может быть увеличено с 20 до 23 часов в сутки (1 час необходимо предусмотреть на передачу смен, проверку защит и устранение мелких неисправностей). Увеличение числа часов работы подъема в неделю составит 18 часов. Один день в неделю продолжительность осмотров вместо 8 часов займет 16 часов – на 8 часов больше. Общее увеличение продолжительности работы подъема составит 10 часов еженедельно. Увеличение производительности подъема составит 7% в час.

При той же высоте подъема часовая производительность подъемной установки увеличится до 1036 т/ч, полезная грузоподъемность установки составит 26,7 т, а количество подъемов за час 38,8. Продолжительность цикла 92,8 с, чистое время подъема 59,8 с, при средней скорости движения сосуда 9,7 м/с и максимальной скорости движения сосуда 11,6 м/с.

Увеличение годовой производительности составит (т/год)

$$\Delta A_{\text{год}} = 2nQ_c b(t_{\text{сум.с.}} - t_{\text{сум.}}) \frac{1}{c} = 2 \cdot 39 \cdot 30 \cdot 325(23 - 20) \frac{1}{1,5} = 1521000 \text{ т/год},$$

где  $n$  – фактическое количество циклов подъема в час;  $Q_c$  – грузоподъемность скипов;  $b$  – число рабочих дней в году;  $t_{\text{сут.}}$  – время работы подъемной установки в сутки;  $c$  – коэффициент неравномерности работы.

Вывод: необходимость увеличения пропускной способности шахтных стволов на калийных рудниках, создает повышенные требования к безопасности работы подъемной установки. Предложенный способ контроля плавности движения скипов заключается в непрерывном мониторинге динамики движения подъемного сосуда с помощью датчиков ускорения, установленных на подъемном сосуде, передаче информации по радиоканалу и обработке ее в режиме реального времени. В данном случае почти при той же скорости подъема возрастет часовая производительность (на 7%) и увеличивается полезная грузоподъемность установки (на 1,8 т). За счет непрерывного контроля и отслеживания данных с датчиков в режиме реального времени повышается безопасность эксплуатации ШПУ, уменьшается время, выделенное для обследования состояния армировки и обслуживания ШПУ.

Непрерывный метод контроля, основанный на измерении ускорений подъемного сосуда, позволяет оценивать состояние проводников и расстрелов, прогнозировать их ресурс, а также разрабатывать мероприятия по уменьшению динамических нагрузок на сосуд и проводники, т.е. повышать безопасность работы подъемных установок.

Использование системы позволит уменьшить время проведения визуального контроля, а так же исключить влияние человеческого фактора на работу подъемной установки.

### Список литературы

1. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила безопасности при ведении горных работ и переработке твердых полезных ископаемых». Серия 05. Вып. 40 / ЗАО «Научно-технический центр исследований проблем промышленной безопасности». – М., 2014. – 200 с.
2. Трифанов Г. Д. Повышение эффективности эксплуатации шахтных подъемных установок на основе мониторинга плавности движения скипов / Г. Д. Трифанов, А. Ю. Микрюков // Актуальные проблемы повышения эффективности и безопасности эксплуатации горношахтного и нефтепромыслового оборудования. – 2016. – с. 49-54.
3. Мацов С. Я. Компьютерные системы защиты и мониторинга шахтных подъемных установок / С. Я. Мацов, Р.Н. Газизуллин, Г.Д. Трифанов// Ежемесячный научно-производственный журнал. – 2016. – № 1. – с. 32-33.
4. Трифанов Г.Д., Микрюков А.Ю. Испытания системы контроля плавности движения подъемного сосуда в шахтном стволе // Горное оборудование и электромеханика. 2014. №12. С. 16–23.



УДК 622.2

## **МОДЕРНИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ ЭЛЕКТРОПРИВОДА ОЧИСТНОГО КОМБАЙНА EICKHOFF SL-300 В УСЛОВИЯХ КАРАГАНДИНСКОГО УГОЛЬНОГО БАССЕЙНА**

**Мейрамбеков Е.К., Малыбаев Н.С.**

Карагандинский государственный технический университет, г.Караганда, Р.Казахстан

*В статье проводится модернизация конструкции электропривода очистного комбайна с помощью замены электродвигателя и поворотного редуктора.*

*Ключевые слова.* Очистной забой, подземные работы, очистной комбайн, добыча угля, конструкция, электропривод.

## **MODERNIZATION OF THE DESIGN OF ELECTRIC DRIVE OF CLEANING COMBINE EICKHOFF SL 300 IN THE CONDITIONS OF KARAGANDA COAL BASIN**

Meirambekov E.K., Malybaev N.S.

*In this article, the design of the electric drive of the shearer is being upgraded by replacing the electric motor and the rotary gearbox.*

*Keywords.* Clearing face, underground works, clearing combine, coal mining, construction, electric drive.

### **1. Описание комбайна**

Очистной комбайн Eickhoff SL 300 предназначен для отделения и транспортировки угля, руды и других минералов. Комбайн может применяться в пластах различной мощности, в зависимости от диаметра шнека и её габаритной высоты.

Подача очистного комбайна осуществляется через цилиндрический планетарный редуктор. Механизм подачи состоит из электродвигателя, который через кинематическую цепь из зубчатых колес и планетарный редуктор передает мощность на привод коробки передач. Число оборотов электродвигателя постоянного тока регулируется датчиком частоты вращения. В коробке передач находится передаточный механизм между системой подачи и ведомым зубчатым колесом. В зависимости от угла падения пласта распознают комбайны для отлого- (до 35°) и крутонаклонных (более 35°) пластов. При углах падения пластов по 35° нужно использование автоматических средств доставки угля из очистного забоя. При углах падения более 35° уголь перемещается вниз сообразно очистному забою перед действием гравитационных сил.

Исправные органы очистных комбайнов действуют в тяжелых критериях, так как им приходится рушить никак не только уголь с сопротивляемостью резанию от 60 по 350 кН/м, однако и породные прослойки и подключения, содержащиеся в пластах и имеющие высочайшие прочность и абразивность.

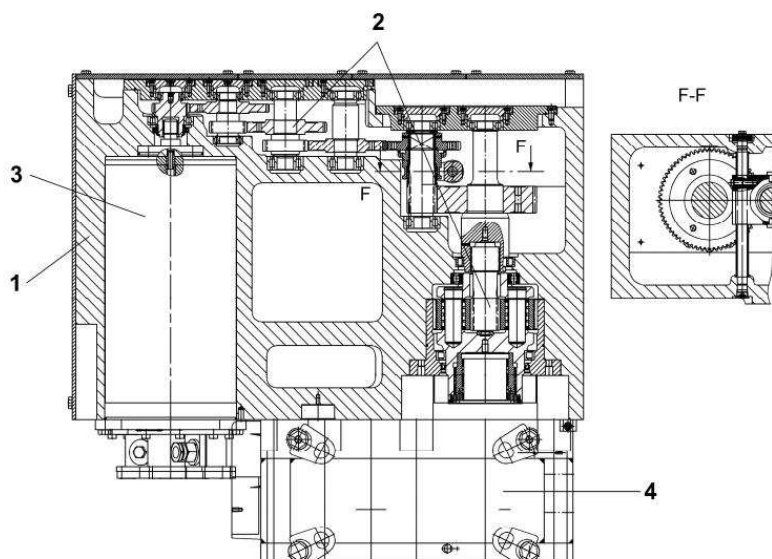


Рис.1. Механизм подачи очистного комбайна:

1 – корпус механизма подачи; 2 – редуктор подающий; 3 – двигатель механизма подачи;  
4 – коробка передач

Главные достоинства шнековых исправных органов: наложение функций филиала угля от массива пласта и погрузки его на конвейер; комфорт регулировки сообразно силы пласта; вероятность воплощения самозарубки; безотказность и довольно высочайший промышленный ресурс.

При верно подобранных плодотворных и режимных параметрах фактически шнеками разрешено опустить по 60-70 % отбиваемой горной массы. Для роста полноты погрузки используют особо погрузочные прибора, удерживающие отломанный уголь в зоне работы шнека.

Наравне со шнековыми используются еще барабанные исправные органы. Барабанный исправный орган с горизонтальной осью вращения дает собой цилиндр, на наружной плоскости которого в конкретной очередности зафиксированы кулаки с резцами.

### **Замена электропривода очистного комбайна**

Модернизируя электропривод подачи, заменим электродвигатель постоянного тока на асинхронный электродвигатель переменного тока.

Асинхронные электродвигатели переменного тока имеют ряд преимуществ по сравнению с электродвигателями постоянного тока, которые применяются в приводах подачи шахтного очистного комбайна [3]. Прежде всего, это отсутствие в асинхронных электродвигателях такого сложного и малонадежного узла, как коллектор, что значительно сокращает эксплуатационные расходы на текущее обслуживание и ремонт. В руководстве по эксплуатации очистного комбайна модели Eickhoff SL 300 NE указано, что электродвигатель необходимо очищать от скопившейся пыли примерно каждые 3 000 рабочих часа с заменой угольных щеток (1 раз в 8 месяцев). А межремонтный срок службы электродвигателей переменного тока в 3-4 раза больше по сравнению с двигателями постоянного тока [3].

Синхронный двигатель с постоянными магнитами (англ. Permanent magnet synchronous motor, PMSM) - это синхронный электродвигатель, индуктор которого состоит из постоянных магнитов[4].

В отличие от трехфазных асинхронных двигателей, двигатели с постоянными магнитами не имеют обмотки ротора, однако, что очевидно из их названия, оснащены постоянными магнитами. В частности, если взять наиболее простой случай, статор имеет такую же форму, что и асинхронный двигатель. Производители двигателей этого типа также работают над оптимизацией конструкции устройств.

Двигатели с постоянными магнитами являются синхронными, что указывает на отсутствие скольжения между вращающимися полями ротора и статора, что отличает их от трехфазных асинхронных двигателей. Постоянные магниты обеспечивают необходимую намагниченность ротора без соответствующих потерь, что повышает эффективность этого типа двигателя по сравнению с асинхронным. Эта технология применяется уже давно для производства сервоприводов. Теперь размер устройства соответствует стандарту IEC. для производства магнитов необходимы дорогостоящие материалы, то цена на такие двигатели является очень высокой.

Двигатели данного типа могут работать с помощью одного только преобразователя частоты, при условии, что он оснащен соответствующей системой управления. Действительно, работа двигателя с постоянными магнитами осуществляется, как правило, с применением электронного контроллера. Типы двигателей с пуском под нагрузкой пуском также имеют короткозамкнутые роторы. Такой эффект затухания оказывает негативное влияние на запуск и эффективность двигателя во время работы с преобразователем частоты.

Поскольку для производства магнитов необходимы дорогостоящие материалы, то цена на такие двигатели является очень высокой, что является существенным недостатком. Так же необходимо использование преобразователя частоты или контроллера. Контроллер должен также принимать сигнал позиционной обратной связи для того, чтобы оптимально адаптировать магнитное поле и генерировать вращение. Вот почему такие системы часто оснащены энкодером.

Концепция замены электропривода постоянного тока на электропривод переменного тока весьма актуальна и рациональна, так как снижаются эксплуатационные расходы на текущее обслуживание и ремонт электропривода подачи шахтного очистного комбайна.

### **Список литературы**

1. Очистные комбайны .Ю. Ф. Пономаренко [и др]; перед общ. ред. Ю. Ф. Пономаренко. М.: Машиностроение, 2001. 327 с.
2. Тесленко А. И. Базы гидравлических расчетов очистных комбайнов. М.: Недра, 2004. 216 с.
3. Паспорт очистного комбайна Eickhoff SL 300 NE.
4. Н.И.Волков. Электромашинные устройства автоматики: Учебник для вузов.- М.: Высш. шк., 2006.

## **МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ОБОГАТИТЕЛЬНЫХ ФАБРИК**

*Чтоб из масс,  
«N-содержащих»,  
Зёрна ценные извлечь,  
В цепь событий предстоящих  
Труд машин сих должен лечь!*

**Доц. П.А. Жиганов**

УДК 621.928.23

## АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ИНЕРЦИОННЫХ ГРОХОТОВ ЦОФ № 38

**Никонова Т.Ю.**, доц., **Юрченко В.В.**, PhD, **Кексель Е.Ю.**, магистрант  
Карагандинский государственный технический университет, г. Караганда, Р. Казахстан

*Авторами в статье отмечено, что эффективность работы грохотов зависит от натяжения сит, равномерной подачи угля на грохот и распределения угля по всей ширине просеивающей поверхности. Также в статье проанализированы причины отказов работы грохотов, предложены способы их устранения.*

**Ключевые слова:** Грохот инерционный, самобалансный грохот, сита, натяжения сит, залипания сит

## INERTIAL BASED SEPARATION SCERN (GROKHOT) RUNNING EFFICIENCY ANALYSIS

**Nikonova T.Yu., Yurchenko V.V., Kexel E.Yu.**

*The authors of the article noted that the efficiency of screens depends on the tension of sieves, uniform supply of coal to the screen and the distribution of coal across the width of the sifting surface. Also in the article the causes of failures of screens are analyzed, the ways of their elimination are offered.*

**Keywords:** The roar inertial, self-balancing rumble, sieves, sieve tension, clogging of sieves

Технологический процесс обогащения угля центральной обогатительной фабрики г. Караганда ЦОФ № 38 включает в себя ряд операций - подготовительных, основных и вспомогательных.

К подготовительным операциям относятся процессы дробления, измельчения, грохочения и классификации.

Грохоты инерционные самобалансные легкого типа ГИСЛ предназначены для обезвоживания, обесшламливания, мокрого и сухого грохочения углей, а также отмывки суспензии от продуктов обогащения.

В практике обогащения полезных ископаемых применяются грохоты различных конструкций от самых простых до очень сложных. Они характеризуются основными конструктивными особенностями: характером движения просеивающей поверхности или ее элементов, геометрической формой и расположением относительно горизонтальной плоскости /1, 2/.

Грохот инерционный пользуется наибольшей популярностью среди других видов грохотов. Конструкция инерционного грохота предусматривает наличие короба на пружинах с наклонным просеивающим ситом. По круговой муфте передаются вращения от электродвигателя к центробежному вибратору. Важным преимуществом инерционных грохотов является возможность обработки крупных кусков породы /1, 2/.

Разновидностью инерционных грохотов с круговыми колебаниями и простыми дебалансами является самобалансный грохот. В отличие от инерционных грохотов, короб которых вместе с ситом совершает круговые движения, короб грохота с самобалансным совершает прямолинейные движения. Эти грохоты имеют высокую эффективность и применяются

при грохочении влажных и глинистых материалов, а также при мокром грохочении, обезвоживании, обесшламливании и отмывке тяжелых суспензий от продуктов обогащения /1, 2/.

Грохоты типа ГИСЛ обладают преимуществами как резонансного грохота (горизонтальное расположение просеивающей поверхности, колеблющейся возвратно-поступательно под углом 45° к горизонту), так и инерционного (прост в изготовлении и удобен в эксплуатации, так как не требует никакой регулировки).

Высокая эффективность процесса обогащения углей на ЦОФ-38 зависит от многих факторов, в основе которых лежат технологические факторы, а именно состояние оборудования в целом на фабрике, а особенно на подготовительном участке – участке грохочения.

На предприятии в процессе анализа эффективности проводимых работ по грохочению столкнулись со следующими проблемами:

- 1) наличие залипаний отверстий сит;
- 2) неравномерное распределение материала по ситам, и как следствие, наличие толстого слоя материала на поверхности сита и его прорыв;
- 3) ослабление натяжения проволоки сита;
- 4) повышенное содержание мелочи в надрешетном продукте из-за низкого качества исходного питания (гранулометрического состава, влажности, формы частиц);
- 5) механическая неисправность грохота или его настройки.

Сито – неотъемлемый элемент грохота, основной рабочий орган. Сита инерционных грохотов могут иметь прямоугольные или круглые отверстия. Прямоугольные используются в случае применения влажных или засоренных глиной материалов, а круглые необходимы для получения более однородного продукта. Основные материалы для производства сит – высокопрочная резина, полиуретан и стальная (канелированная) сетка.

Проанализировав возможные неполадки в работе инерционных грохотов на ЦОФ-38, предлагаются следующие мероприятия по их устранению, представленные в таблице 1.

Таблица 1 - Мероприятия по устранению неполадок в работе инерционных грохотов на ЦОФ-38

Возможные неполадки	Способы устранения
Наличие залипаний отверстий сит	Сито закрепить очень жестко, чтобы вся нагрузка приходилась на пружины для грохота и вибратора.
Неравномерное распределение материала по ситам, и как следствие наличие толстого слоя материала на поверхности сита и его прорыв.	Натянуть сито или заменить новым.
Ослабление натяжения проволоки сита	Устранить неравномерность и провисание сита. Изменить угол наклона сит.
Повышенное содержание	Отрегулировать подачу. Уменьшить производительность

мелочи в надрешетном продукте из-за низкого качества исходного питания	по питанию.
Механическая неисправность грохота или его настройки	Натянуть или сменить ремень. Проверить подшипники Произвести замену изношенных подшипников, цепь, подтянуть болты корпусов подшипников, натянуть сито, проверить и заменить амортизаторы. Отрегулировать величину эксцентриситетов. Заполнить подшипники смазкой, промыть подшипники, заменить смазку и уплотняющие кольца, устранить перекос подшипников Подтянуть ослабленную или заменить лопнувшую пружину, рессору, удалить посторонние предметы

Основной причиной залипания сит грохотов является вовсе не качество самого сита, а принцип функционирования самого грохота. Сито обязательно должно быть закреплено очень жестко, вся нагрузка должна проходить на пружины для грохота и на вибратор. Если это правило соблюдено, то причина кроется в пружине грохота. На грохотах используются цилиндрические витые пружины сжатия. Основная характеристика этих пружин – уменьшение длины при нагрузке, когда пружины сжатия не подвергаются нагрузкам, ее ветки не касаются друг друга. Пружины грохота устанавливаются на его короб и находятся под постоянной нагрузкой. При работе они преобразуют деформацию сжатия в деформацию кручения пружинной стали, из которой она изготовлена. Если пружина грохота на 10-20 мм проседает, это отрицательно влияет на снижение колебаний при грохочении, хотя и не заметно «на глаз». Проседание пружины грохота и является главной причиной залипания сита. При обслуживании сортировочных участков зачастую не отслеживают состояние пружин, что складывается на всем процессе производства. Менять пружины грохотов рекомендуется раз в 1-2 года.

Срок службы сит зависит от конкретных условий эксплуатации и обусловлен вытягиванием проволоки и абразивным износом. Кроме того, разрушение сетки наступает тем позднее, чем меньше расстояние между элементами опорной решетки, к которым она прилегает по всей поверхности. Проволочная просеивающая поверхность может выйти из строя также в результате трения об опорную решетку или другие металлические детали. Поэтому необходимо следить за натяжением сетки и периодически ее подтягивать.

Для удлинения срока службы металлического сита предусматривают устройство, защищающее сетку от ударов падающего на нее материала. Переднюю загружаемую часть сетки перекрывают (на 0,4...0,5 м) металлическим или резиновым (из обрезков конвейерных лент) листом.

Известны устройства для очистки ячеек сит, у которых под ситами грохота установлены на оси рамки ролики, приводимые в колебательное движение контргрузами, закрепленные на концах той же оси. Для смягче-

ния силы удара по сетке сит каждый из роликов покрыт эластичным материалом. Недостатком такого устройства является то, что быстро нарушается натяжение сита из-за постоянной ударной нагрузки по поверхности сетки, которая вначале растягивается, а затем рвется. Это приводит к тому, что требуется постоянная регулировка натяжения сита в процессе работы, что делает конструкцию сита неудобным в процессе эксплуатации.

Таким образом, основными признаками нормальной работы грохота являются его производительность и эффективность отсева, которые зависят от плоскостности сита, так как его равномерное натяжение исключает местные провисания, в которых толстым слоем может скапливаться материал, что затрудняет грохочение и снижает его эффективность. Равномерное натяжение позволяет также исключить автоколебания сита, то есть удары его по коробу, не допускает знакопеременных перегибов в местах крепления сита, вызывающих переломы проволок сетки и снижающих ее срок службы.

В мировой практике для натяжения сит грохотов применяются устройства, при которых продольное и поперечное натяжения производятся отдельно. Это не позволяет оперативно и качественно производить натяжение сетки в процессе эксплуатации грохота.

Конструктивные особенности устройств для натяжения сит грохотов не обеспечивают плоскостности сита или сохранения формы ячейки и требуют существенных эксплуатационных затрат.

### **Список литературы**

1. Авдохин В.М. Основы обогащения полезных ископаемых. Обогащительные процессы: учебник для вузов. В 2 т. / В.М. Авдохин. – Т. 1. – М.: Московский государственный горный университет, 2006. – 417 с.
2. Лагунова Ю.А. Проектирование обогатительных машин: учебник. Екатеринбург: Издательство УГГУ. – 2009.



УДК 622.231

**ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ ПНЕВМОПОДЪЕМНИКА**

**Костюк П.А., Афанасьев А. И., Потапов В.Я., Потапов В.В., Адас В.Е.**  
 ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г.Екатеринбург

*Предложены уравнения процесса транспортировки тяжелых частиц с учетом трения на криволинейном трамплине в пневмотранспортном подъемнике. Процесса заключается в том, что, получив во время движения разные скорости, группа частиц образует на участке свободного падения веер разделения, благодаря которому имеется возможность осуществлять их раздельный приём и формировать продукты разделения с различным составом. С целью получения более эффективного разделения частиц, в нижней части трамплина создаётся воздушный поток, движущийся с постоянной скоростью вдоль трамплина по направлению движения продуктов разделения. Скорость воздушного потока всюду превосходит скорость частицы. На частицу дополнительно действует сила давления потока, которая оказывает заметное влияние на величину скорости частицы и является фактором регулирования процесса разделения. Существенное влияние на движение частицы в воздушном потоке оказывает скорость частицы при входе её в воздушный поток.*

**Ключевые слова:** Криволинейный трамплин, скорость воздушного потока и частицы, сила давления, радиус круговой траектории.

**SIMULATION MODEL PNEUMOLIFT**

**Kostyuk P.A., Afanas'yev A. I., Potapov V.YA., Potapov V.V., Adas V.Ye.**

*The equations of the process of transportation of heavy particles with allowance for the friction on the curved trampoline in the pneumotransportnom lift are proposed. The process consists in the fact that, having received different velocities during the motion, a group of particles forms a separation fan on the free fall section, due to which it is possible to separate them and form separation products with different compositions. In order to obtain a more efficient separation of particles, an air flow is created in the lower part of the trampoline, moving at a constant speed along the trampoline in the direction of motion of the separation products. The velocity of the air flow everywhere exceeds the velocity of the particle. The particle is additionally influenced by the flow pressure force, which has a noticeable effect on the particle velocity and is a factor in controlling the separation process. A significant influence on the motion of a particle in an air stream is exerted by the velocity of a particle when it enters the air stream.*

**Keywords:** Curvilinear springboard, airflow velocity and particles, force of pressure, radius of a circular trajectory.

Для транспортировки сухих мелкодисперстных материалов используются пневмоподъемники, в которых рассматривается движение частиц при воздействии потока воздуха. Данные модели имеют различные проектные решения. Остановимся на характере движения частиц с использованием полки в загрузочном устройстве пневмоподъемника.

Исследуется процесс транспортировки тяжелых частиц с учетом трения в пневмотранспортном подъемнике, состоящем из камеры, с установленной в ней наклонной полки, в нижней части которой присоединён криволинейный трамплин [1-5].

На наклонной полке происходит разгон частиц под действием силы тяжести и при постоянной силе трения скольжения. Различие коэффициентов трения приводит к тому, что, в конце наклонной полки движущиеся по ней частицы приобретают разную скорость.

Трамплин выполнен в виде вертикальной дуги окружности  $ACB$  радиуса  $r$  (рис. 1). Движение частиц начинается из положения  $A$  – точки присоединения трамплина к полке с начальной скоростью  $V_A$  и продолжается до точки  $B$ , где частица сходит с трамплина скоростью  $V_B$ . Далее частица находится в свободном полёте. Точки  $A$  и  $B$  на трамплине определяются углами  $\alpha$ , и  $\beta$  относительно горизонтального диаметра (см. рис. 1).

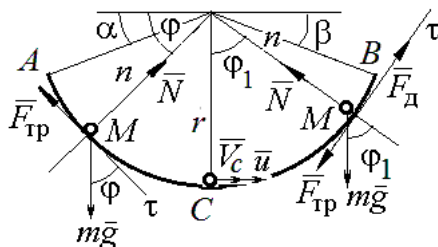


Рис.1. Движение частицы по круговому трамплину: дуга  $AC$  – без учёта воздушного потока; дуга  $CB$  – в воздушном потоке

Процесс разделения по трению состоит в том, что, получив во время движения разные скорости, группа частиц образует на участке свободного падения веер разделения, благодаря которому имеется возможность осуществлять их раздельный приём и формировать продукты разделения с различным составом.

Особенностью настоящего исследования является то, что с целью

получения более эффективного разделения частиц, в нижней части трамплина – точке  $C$  создаётся воздушный поток, движущийся с постоянной скоростью  $u$  вдоль трамплина по направлению движения продуктов разделения. Предполагается, что скорость воздушного потока всюду превосходит скорость частицы. В этом случае на частицу дополнительно действует сила давления потока, которая оказывает заметное влияние на величину скорости частицы и является фактором регулирования процесса разделения.

Заметное влияние на движение частицы в воздушном потоке оказывает скорость частицы при входе её в воздушный поток. Скорость частицы определяется путём моделирования её движения с трением по безвоздушной части кругового трамплина – дуге  $AC$  (см. рис 1). Уравнения движения частицы по безвоздушной части кругового трамплина имеют вид [1-3]:

$$V^2 = V_A^2 e^{-2f(\varphi-\alpha)} - \frac{2gre^{-2f(\varphi-\alpha)}}{1+4f^2} [3f\cos\alpha + (1-2f^2)\sin\alpha] + \frac{6fgr}{1+4f^2} \cos\varphi + \frac{2gr(1-2f^2)}{1+4f^2} \sin\varphi, \quad (1)$$

Равенство (1) позволяет определять на круговом трамплине начальные условия для различных точек входа частицы в воздушный поток.

Рассмотрим движение частицы  $M$  на трамплине в воздушном потоке по дуге  $CB$  (см. рис. 1). Сам воздушный поток движется вдоль трамплина по дуге  $CB$  с постоянной скоростью  $u$ . Для создания постоянно действующей силы давления на частицу предполагается выполнение условия  $u > V$ .

Траекторией частицы является окружность радиуса  $r$ . Коэффициент трения скольжения  $f$ . На частицу действуют сила тяжести  $G = mg$ , реакция опоры  $N$ , сила трения  $F_{\text{тр}} = fN$ , и сила давления со стороны воздушного потока, равная  $F_{\text{д}} = kSr(u - V)^2$ , где  $S$  – площадь миделева сечения частицы,  $\rho$  – плотность воздушного потока,  $u$  – скорость потока,  $V$  – скорость частицы,  $k$  – постоянный коэффициент.

Уравнения движения материальной точки  $M$  массой  $m$  в воздушном потоке в проекции на оси естественной системы координат ( $\tau Mn$ ) (см. рис.1, дуга  $CB$ ) в конечном имеют вид:

$$\frac{dV^2}{d\varphi_1} + 2fV^2 - 2kSr \frac{\rho}{m} (u - V)^2 = -2gr(\sin\varphi_1 + f\cos\varphi_1). \quad (2)$$

Уравнение (2) представляет собой нелинейное дифференциальное уравнение, точное аналитическое решение которого не представляется возможным.

Линеаризуем уравнение (2) до следующего вида:

$$\begin{aligned} a_1 &= 3(V_C - V_B), \quad b_1 = (V_C^3 - V_B^3), \quad c_1 = (u - V_B)^3 - (u - V_C)^3 \\ a_2 &= \frac{1}{3}(V_C^3 - V_B^3), \quad b_2 = \frac{1}{5}(V_C^5 - V_B^5), \\ c_2 &= u^2 \frac{1}{3}(V_C^3 - V_B^3) - \frac{1}{2}u(V_C^4 - V_B^4) + \frac{1}{5}(V_C^5 - V_B^5), \end{aligned} \quad (3)$$

Здесь, при расчёте коэффициентов уравнения скорость частицы  $V_C$  известна. Это скорость входа частицы в воздушный поток и находится она из уравнения (1).

При  $\varphi = \pi/2$  квадрат скорости частицы равен:

$$V_C^2 = V_A^2 e^{-2f\left(\frac{\pi}{2}-\alpha\right)} - \frac{2gre^{-2f\left(\frac{\pi}{2}-\alpha\right)}}{1+4f^2} \left[ 3f\cos\alpha + (1-2f^2)\sin\alpha \right] + \frac{2gr(1-2f^2)}{1+4f^2} \quad (4)$$

Скорость же частицы  $V_B$  при движении её в воздушном потоке неизвестна. В качестве приближённого значения  $V_B$  используется скорость частицы при сходе её с трамплина в точке  $B$  без учёта воздушного потока.

При  $\varphi = \pi - \beta$  получим:

$$\begin{aligned} V_B^2 &= V_A^2 e^{-2f(\pi-\beta-\alpha)} - \frac{2gre^{-2f(\pi-\beta-\alpha)}}{1+4f^2} \left[ 3f\cos\alpha + (1-2f^2)\sin\alpha \right] + \\ &+ \frac{2gr}{1+4f^2} \left[ (1-2f^2)\sin\beta - 3f\cos\beta \right]. \end{aligned} \quad (5)$$

Система уравнений (3) имеет своим решением значения параметров  $\mu, \eta$ :

$$\eta = \frac{3c_2 - c_1V_C^2 - (u - V_C)^2(3a_2 - a_1V_C^2)}{V_C^2(3a_2 - a_1V_C^2) + b_1V_C^2 - 3b_2},$$

$$\mu = \frac{V_C^2(3c_2 - c_1V_C^2) + (u - V_C)^2(b_1V_C^2 - 3b_2)}{V_C^2(3a_2 - a_1V_C^2) + b_1V_C^2 - 3b_2}, \quad (6)$$

при которых достигается наилучшее приближение силы давления  $F_{д1}$  в рамках минимизационной задачи.

Возвращаясь к исходному уравнению (1) движения частицы в воздушном потоке, заменив силу давления  $F_{д}$  на  $F_{д1}$ , получим его в виде:

$$\frac{dV^2}{d\phi_1} + 2\left(f + kSr \frac{\rho}{m} \eta\right)V^2 = -2gr(\sin\phi_1 + f\cos\phi_1) + 2kSr \frac{\rho}{m} \mu, \quad (7)$$

Полученное уравнение (7) является линейным дифференциальным уравнением первого порядка относительно  $V^2$  по переменной  $\phi_1$ . Его решение представляется как сумма общего решения  $V_1^2$  однородного уравнения и частного решения  $V_2^2$  неоднородного:  $V^2 = V_1^2 + V_2^2$ .

Однородное уравнение

$$\frac{dV^2}{d\phi_1} + 2pV^2 = 0, \text{ где } p = f + kSr \frac{\rho}{m} \eta,$$

$$V_1^2 = Ke^{-2p\phi_1}, \quad (8)$$

где  $K$  – постоянная интегрирования.

Частное решение неоднородного уравнения

$$V_2^2 = A\sin\phi_1 + B\cos\phi_1 + D, \quad (9)$$

где  $A, B, D$  – коэффициенты, подлежащие определению.

Подставляя частное решение в уравнение и приравнивая коэффициенты при  $\sin\phi_1, \cos\phi_1$  и свободные члены в правой и левой частях равенства для нахождения коэффициентов  $A, B, D$ , получим систему:

$$2pA - B = -2gr, \quad 2pB + A = -2grf, \quad 2pD = q, \text{ где } q = 2kSr \frac{\rho}{m} \mu. \quad (10)$$

Решая систему, найдём:

$$A = -\frac{2gr(2p + f)}{1 + 4p^2}, \quad B = \frac{2gr(1 - 2pf)}{1 + 4p^2}, \quad D = \frac{q}{2p}. \quad (11)$$

Складывая общее решение однородного уравнения с частным решением неоднородного с учётом вида коэффициентов, получим общее решение исходного дифференциального уравнения:

$$V^2 = Ke^{-2p\phi_1} - \frac{2gr(2p + f)}{1 + 4p^2} \sin\phi_1 + \frac{2gr(1 - 2pf)}{1 + 4p^2} \cos\phi_1 + \frac{q}{2p}.$$

По условию задачи при  $\phi_1 = 0$   $V^2 = V_C^2$ , следовательно, константа интегрирования  $K$  равна:

$$K = V_C^2 - \frac{2gr(1-2pf)}{1+4p^2} - \frac{q}{2p}. \quad (12)$$

Окончательно получаем зависимость квадрата скорости частицы в воздушном потоке в зависимости от угла положения  $\varphi_1$ :

$$V^2 = \left( V_C^2 - \frac{2gr(1-2pf)}{1+4p^2} - \frac{q}{2p} \right) e^{-2p\varphi_1} - \frac{2gr(2p+f)}{1+4p^2} \sin\varphi_1 + \frac{2gr(1-2pf)}{1+4p^2} \cos\varphi_1 + \frac{q}{2p}. \quad (13)$$

где  $p = f + kSr \frac{\rho}{m} \eta$ ,  $q = 2kSr \frac{\rho}{m} \mu$ .

В частности, задавая положение точки  $B$  на трамплине углом  $\varphi_1 = \beta$  относительно вертикали, получим квадрат скорости схода частицы с трамплина с учётом влияния воздушного потока.

### Список литературы

1. Рабочий процесс пологого фрикционного сепаратора с криволинейным трамплином переменной кривизны / П. М. Анохин [и др.] // Известия УГГУ. 2016. № 2.
2. Давыдов С.Я. Энергосберегающее оборудование для транспортировки сыпучих материалов: Исследование, разработка, производство С.Я. Давыдов. – Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ- УПИ, 2007. – 317 с.
3. Шалюгина В. А., Бергер Г. С. Исследование скорости витания волокна антофиллит-асбеста в воздушной среде / Новые достижения в технологии обогащения асбестовых руд. Научные труды выпуск 13 // Асбест, 1972. С. 122-129.
4. Davidov S.Ya. Ways of improving pneumatic transport throughput / S.Ya. Davidov, G.G. Kozhushko, I.D. Kashcheev // Refractories and Industrial Ceramics, – Vol.52, № 2. – 2011. P. 126–130
5. Потапов В.Я., Макаров В.Н., Потапов В.В., Макаров Н.В. Анохин П.М. Математическое моделирование технологии классификации глиноземов в аэродинамических потоках фрикционных аппаратов/ Вестн. Забайкал. Гос.ун-а. 2017. Т. 23. № 1. С.44-51
6. Davidov S.Ya. Ways of improving pneumatic transport throughput / S.Ya. Davidov, G.G. Kozhushko, I.D. Kashcheev // Refractories and Industrial Ceramics, – Vol.52, № 2. – 2011. P. 126–130
7. Ляпцев С. А. Математическое описание поведения рудных частиц в воздушном потоке разделительных аппаратов / С. А. Ляпцев, В. Я. Потапов // Современные проблемы науки и образования. № 1. 2012. – С. 7-10.
8. Малевич И. П. Транспортировка и складирование порошкообразных строительных материалов / И.П. Малевич, В.С. Серяков, А.В. Мишин // М.: Стройиздат, 1984. 184 с.
9. Urban Ja. Pnevmaticheskij transport: Per. s chesh. /Pod red. L.M. Shvedova. – М.: Mashinostroenie, 1967. – 256 s. – Bibliogr.: s. 253 (15 nazv.)
10. Aleksandrova E. P., Tihonov O. N. Analiz zakonomernostej razdelenija mineralov i vybor optimal'nyh rezhimov dlja polochnogo vozdušnogo separatora. □ Цветные металлы, 1986, № 6. S.12-17.

УДК 621.72

## СРАВНЕНИЕ МОДЕЛЬНОГО РЯДА МОБИЛЬНЫХ ДРОБИЛОК

**Майоров С.А.**, аспирант, **Лагунова Ю.А.**, проф.

Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург

*Приведены сравнения мобильных дробильных установок. Описаны достоинства и недостатки конструктивных схем. Проведен обзор выпускаемых мобильных дробилок различными производителями. Разработка нетрадиционных конструкций мобильных дробильных установок с использованием эффективных физических и технологических принципов при их создании, позволит повысить технический уровень функционирования в целом.*

**Ключевые слова:** стационарные дробилки, самоходные, мобильные дробилки, достоинства, недостатки.

## COMPARISON OF THE MODEL SERIES OF MOBILE CRUSHERS

**Mayorov S.A., Lagunova Yu.A.**

*Comparisons of mobile crushers are given. The advantages and disadvantages of design schemes are described. A review of manufactured mobile crushers by various manufacturers. The development of unconventional designs of mobile crushing plants using effective physical and technological principles during their creation, will improve the technical level of operation in general.*

**Keywords:** stationary crushers, self-propelled, mobile crushers, advantages, disadvantages

Можно сказать, что самый важный вопрос, который стоит перед будущим пользователем дробильно-сортировочного оборудования, это то, какое оборудование выбрать. И вопрос даже не в технологии дробления (какие типы дробилок использовать), а в том, как это оборудование будет размещено, какие инфраструктурные требования имеет, какие ресурсы будет потреблять. Важность именно этого вопроса состоит в его прямом влиянии на стоимость непосредственно оборудования и на эксплуатационные расходы с ним связанные, а также на стоимость подготовительных работ (проектных, строительных, оформление различных согласований). Попробуем разобраться этот вопрос и наметить пути выбора.

Установки для дробления и сортировки можно разделить на категории по исполнению (возможности размещения на площадке и перемещения):

стационарное;

полумобильное (перемещаемое) на салазках;

мобильное (транспортируемое) на колесном ходу;

мобильное (самоходное) на гусеничном ходу.

*Камнедробилка стационарная.* Дадим характеристику с примерами. Стационарное оборудование предполагает размещение на подготовленной площадке, на которой выполнены работы по строительству фундаментов (железобетонных) под оборудование или под их опорные металлические конструкции. Для загрузки приемных бункеров автосамосвалами требуется строительство пандуса и подпорной стенки, и чем больше бункер, тем выше надо делать пандус. Для стационарного оборудования используется серийно выпускаемое дробильное и сортировочное оборудование и агрегаты на их основе (включающие металлические конструкции для установки на

фундамент и обслуживания). Главная цель при конструкторской реализации такого оборудования: задача дробления должна быть решена любой ценой – нет ограничений по массогабаритным параметрам, но одновременно накладываются строгие требования к надежности, ресурсу и ремонтпригодности, в итоге и металлоемкость оборудования растет вместе с ростом целевых показателей /1-3, 5/.

*Камнедробилка мобильная (рис. 1).*



*Рисунок 1 – Мобильная дробильная установка*

Противоположностью стационарных установок являются мобильные камнедробилки, которые можно разделить на транспортируемые и самоходные. Как следует из общего названия, главная их особенность – это отсутствие привязки к площадке и возможность легкой смены места работы. Частные же названия поясняют различия в исполнениях. Транспортируемое оборудование размещается на колесном полуприцепе, что позволяет в транспортном положении узлов установки перевозить оборудование тягачом. Для работы оборудование устанавливается на опоры (выдвижные гидравлические), сложенные узлы переводятся в рабочее положение: например, конвейеры раскладываются, грохоты поднимаются на нужный угол и т.п. К установке подводится электропитание, если она не оснащена дизель-электрическим генератором или работа предполагается от имеющегося внешнего источника электроэнергии. Все приводы на транспортируемых установках электрические. Без перевода оборудования в транспортное положение его не переместить. Устанавливаемое на транспортируемые установки оборудование чаще является обычным серийно выпускаемым для стационарных решений, хотя есть и специального исполнения. Это приводит к тому, что перевозка по дорогам общего пользования без разрешения на перевозку негабарита невозможна даже в сложенном виде /4/.

*Камнедробилка самоходная.*

Самоходное оборудование имеет гусеничное шасси и специальную пространственную раму, особенность конструкции которой – равномерное распределение силы тяжести узлов оборудования для предотвращения опрокидывания на какую-либо сторону, у некоторых образцов техники имеются дополнительные выдвижные опоры. Собственный привод гусениц

позволяет переместить оборудование по площадке в любой момент, не обязательно переводить в транспортное положение. Перевозка же между объектами по дорогам общего пользования возможна только в транспортном положении на низкорамных платформах, большие типоразмеры установок, как правило, негабаритны. Самоходная техника имеет в подавляющем большинстве случаев дизель-гидравлический привод (все приводы - гидромоторы), в небольшом числе представлены установки с дизель-электрическим приводом или с опциями установки электродвигателей и дизельного генератора. В первом случае питание возможно только дизтопливом, во втором как дизтопливом, так и подключением к внешнему источнику электроэнергии.



*Рисунок 2 – Самоходная дробильная ус-*

Как правило, для мобильной техники разрабатываются специальные версии оборудования, чтобы обеспечить максимальную компактность, возможность складывать конвейеры, стенки бункера, площадок обслуживания, менять положение грохота, имеется широкий выбор дополнительного оборудования. Практически для всего имеются гидравлические приводы, упрощающие и ускоряющие перевод в рабочее или транспортное положения. Для самоходного оборудования конструктивно важны именно компактность и быстрота подготовки. Единственным, по сути, требованием для мобильной техники к площадке является ровная поверхность и возможность выдержать силу тяжести оборудования, опирающегося на выдвижные опоры или гусеницы.

*Полумобильность* подразумевает промежуточное решение между стационарным и транспортируемым, то есть дать возможность перемещать стационарное оборудование. Реализация этого исполнения оказалась довольно простой: сделать единую раму, подобную самоходной технике, но без колесного или гусеничного шасси, а с салазками (лыжами), и использовать стандартное оборудование. Перевозка на существенные расстояния возможна только на низкорамных платформах, по площадке же при необходимости можно перетащить, зацепив бульдозером, например. Этому способствует низкий центр тяжести таких установок, специальное исполнение для низкой высоты имеют только конвейеры и сама рама установки.



Оборудование полностью электрическое. Очень большая площадь опоры салазок позволяет работать без фундаментов или бетонных плит. Необходимо отметить, что часть зарубежных производителей отказалось от термина стационарное оборудование, часть переориентировалась на мобильные или полумобильные решения, а часть, несколько изменив опорную конструкцию агрегатов дробления и сортировки, просто стала называть оборудование полумобильным, это характерно и для отечественных производителей. Для высокопроизводительных решений (значит тяжелого оборудования) использование полумобильных опор вызывает некоторые сомнения, хотя это вполне рабочий вариант, но придуманный скорее для упрощения подготовки площадки и использования более привлекательного названия, так как при высоком расположении центра тяжести оборудования на стандартных (высоких) опорных металлоконструкциях с салазками перемещение по площадке возможно только автокраном и автотранспортом с частичной разборкой агрегата, аналогично осуществляется перемещение на существенные расстояния. Однако для комплексов с малой и средней производительностью действительно возможна такая доработка опор агрегатов и размещение оборудования без фундаментов и крепления.

Ниже приведены основные достоинства и недостатки каждого вида исполнения дробильно-сортировочного оборудования.

Основные достоинства и недостатки *стационарных камнедробилок*

Достоинства	Недостатки
Высокий коэффициент использования оборудования	Большие капитальные затраты на строительство фундаментов, пандуса (при необходимости) и технологических металлоконструкций
Высокая надежность и большой ресурс работы оборудования	Необходимость оформления объемной проектной и разрешительной документации
Высокая производительность по горной массе	Высокие расходы на транспортировку оборудования и ввод в эксплуатацию
Низкие эксплуатационные расходы	Высокие расходы на транспортировку горной массы (транспортировка от карьера осуществляется автотранспортом)
Большая масса. Стационарное оборудование неограниченно не только в размерах, но и в массе, что позволяет делать более надёжное и устойчиво работающее оборудование	Большой вес. Зачастую, производители, делая оборудование очень надёжным, забывают, что потребители выбирают, в первую очередь, по цене, а масса оборудования и его стоимость - связанные вещи

Основные достоинства и недостатки *полумобильного дробильно-сортировочного оборудования (на салазках, лыжах)*

Достоинства	Недостатки
-------------	------------

Меньшие капитальные затраты на строительные работы	Требования к подготовке рабочей площадки: оборудование должно быть размещено на относительно ровной горизонтальной поверхности
Снижение временных и трудовых затрат на ввод в эксплуатацию	Существенные расходы на транспортировку оборудования и ввод в эксплуатацию
Возможность перемещения оборудования по технологической схеме и по площадке	Для загрузки установок первичного дробления используются только экскаваторы или погрузчики (ограниченный объем приемных бункеров), если не используется специальный модульный приемный бункер большого объема
Снижение расходов на транспортировку горной массы	нет
Низкие эксплуатационные расходы	нет

Основные достоинства и недостатки *мобильного* дробильно-сортировочного оборудования на колесном шасси:

Достоинства	Недостатки
Значительно меньшие капитальные затраты на строительные работы (не требуются во все)	Требования к подготовке рабочей площадки: оборудование должно быть размещено на относительно ровной горизонтальной поверхности
Быстрый ввод в эксплуатацию	Для загрузки установок первичного дробления используются только экскаваторы или погрузчики (ограниченные объемы приемных бункеров), если не используется специальный модульный приемный бункер большого объема
Практически свободное перемещение оборудования по технологической схеме и по площадке	Коэффициент использования оборудования ниже (при работе без модульного бункера, в силу невозможности загрузить оборудование)
Снижение расходов на транспортировку горной массы	Расходы на организацию снабжения дизельным топливом (при работе от генератора)
Низкие затраты и простая организация перемещения между объектами	Повышенные требования к квалификации обслуживающего персонала
Отсутствие зависимости от источника электроснабжения (использование дизельных генераторов)	нет
Требуется малая площадь для развёртывания и эксплуатации	нет

оборудования	
<p>Основные достоинства и недостатки <i>самоходного</i> дробильно-сортировочного оборудования на гусеничном шасси</p>	
Достоинства	Недостатки
Не требует капитальных затрат на строительные работы	Требования к подготовке рабочей площадки: оборудование должно быть размещено на относительно ровной горизонтальной поверхности
Самый быстрый из всех типов ввод в эксплуатацию и перевод в транспортное положение	Для загрузки установок первичного дробления используются только экскаваторы или погрузчики (ограниченные объемы приемных бункеров)
Свободное перемещение оборудования по технологической схеме и по площадке	Высокие эксплуатационные расходы (больше установлено различных узлов и элементов - больше обслуживания и выше вероятность отказа, высокая частота обслуживания гидравлической системы и дизельного двигателя: замены масел, фильтров и т.п.)
Снижение расходов на транспортировку горной массы	Необходимость при проведении взрывных работ прекращать работу оборудования и перемещать его в безопасную зону, тем самым снижая коэффициент использования оборудования
Отсутствие зависимости от источника электроснабжения (использование дизельных двигателей или дизельных генераторов)	Малые объемы складов готовой продукции (незначительное увеличение склада возможно при использовании специальных мобильных конвейеро-штабелеукладчиков)
Возможность использования оборудования уже на стадии строительства дорог к будущему карьеру	Неравномерная подача питания на 2 и 3 стадии дробления из-за малого объема приёмных бункеров, именно из-за этого получить щебень с улучшенной формой является очень сложной задачей
Требуется малая площадь для развёртывания и эксплуатации оборудования	<p>Более низкая производительность по горной массе, так как коэффициент использования оборудования примерно на 30% ниже, чем у стационарного оборудования</p> <p>Зачастую для мобильного самоходного оборудования применяются специальные, облегчённые, уменьшенные в габаритах версии оборудования, что сказывается на их надёжности</p> <p>Ремонтные работы вызывают трудности в связи с труднодоступностью некоторых узлов из-за компактности самоходного оборудования</p> <p>Расходы на организацию снабжения дизельным топливом</p> <p>Повышенные требования к квалификации обслуживающего персонала</p>

### **Выводы:**

Необходимо детальное исследование конструкции мобильных дробильно-сортировочных агрегатов с целью выявления их недостатков в рамках конкретного производства, расчет конструкции и оптимизация параметров, предложение совершенных конструктивных решений, в первую очередь, для отечественного производства.

Разработка нетрадиционных конструкций мобильных дробильных установок с использованием эффективных физических и технологических принципов при их создании, позволит повысить технический уровень функционирования в целом.

Развитие сырьевых отраслей промышленности, применение рыночных механизмов в экономике страны, необходимость модернизации действующих и строительство новых горных предприятий, повышение конкурентоспособности и уменьшение себестоимости их продукции, а также широкое использование комплексов технологических и транспортных агрегатов, обосновывают актуальность создания агрегатов с уменьшенным потреблением энергии и других ресурсов при обеспечении требуемых показателей назначения.

Все вышеперечисленные изменения технологических схем нарушают последовательность стадий дробления, выводят расчетные параметры технологического процесса дробления и сортировки за рамки допустимых значений, что приводит, как говорилось ранее, к повышенным, не расчетным нагрузкам на оборудование, появлению критических вибраций корпуса дробилок и их опорных конструкций, с установленным вспомогательным оборудованием, что является причиной поломок и отказов установок в целом /1, 5/.

### **Список литературы**

1. Газалеева Г.И. Механизм разрушения горных пород в процессе дробления материала «в слое» /Газалеева Г.И. // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. 2014. № 5.
2. Лагунова Ю.А., Жиганов А.А., Жиганов П.А., Лазарев Е.А. Анализ компоновочных схем отечественных и зарубежных самоходных дробильных установок // Горные машины и автоматика, 2005. - № 3. – С. 25-31.
3. Лагунова Ю.А., Жиганов П.А. Анализ карьерных дробильных установок по удельной производительности / Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. докладов XI международной конф. - Екатеринбург: Изд. УГГУ, 2013.- С. 177-182.
4. Обзор дробильно-сортировочного оборудования (самоходного, мобильного и стационарного) в России за 2012 год [Электронный ресурс]. Режим доступа: [http://sgm-eng.ru/?option=com\\_content&view=article&id=124&Itemid=76](http://sgm-eng.ru/?option=com_content&view=article&id=124&Itemid=76)
5. Диссертация Калянов А.Е Обоснование параметров гидропневматической системы защиты конусных дробилок мелкого дробления от недробимых предметов. Урал. гос. горный ун-т. – Екатеринбург, 2018.

УДК 622.75

## ВЫБОР ПРИЗНАКОВ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ МЕДНО-ЦИНКОВЫХ РУД К РАЗДЕЛЕНИЮ

Потапов В.Я., Потапов, В.В., Стожков Д.С., Тропп В.А.  
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

*Рассматриваются результаты исследований возможности предварительной концентрации забалансовых медных руд различными методами на основе покускового анализа содержаний полезных компонентов и определения физических свойств проб. В качестве признаков разделения сульфидных руд использовалось средняя массовая доля компонентов в руде, %; массовая доля компонентов в наиболее богатых кусках; избирательность дробления монофаз  $\varphi$ , град; отношение интенсивности вторичного характеристического рентгеновского излучения анализируемых элементов к рассеянному излучению источника; добротность контура связанная с электропроводимостью минералов.*

**Ключевые слова:** медно-цинковые руды, показатели контрастности, физические признаки, методика отбора бинарных признаков, выход хвостов, коэффициент корреляции.

## CHOOSING THE SIGNS FOR PREPARATION OF COPPER-ZINC ORES TO SEPARATION

Potapov V.YA., Potapov, V.V., Stozhkov D.S., Tropp V.A.

*Consider the results of studies of the possibility of preliminary concentration of off-balance copper ores by various methods on the basis of a lax analysis of the contents of useful components and determination of the physical properties of the samples. As the signs of separation of sulphide ores, the average mass fraction of components in the ore was used, %; mass fraction of components in the richest pieces; selectivity of crushing of monophases  $\varphi$ , deg; the ratio of the intensity of the secondary characteristic X-ray radiation of the analyzed elements to the scattered radiation of the source; Q-factor of the circuit associated with the electrical conductivity of minerals. The choice of the factor with the best correspondence to the degree of preparation of ore for separation will do by two methods - analysis of correlations and ranking by the algorithm of selection and ordering of characteristics by information scales*

**Keywords:** Copper-zinc ores, contrast indicators, physical characteristics, method of selection of binary features, output of tails, correlation coefficient.

В настоящее время в связи с истощением сырьевой базы все большую актуальность приобретает вовлечение в переработку бедных и забалансовых руд. Особое место при подготовке их к обогащению занимает предварительная концентрация, позволяющая удалять основную часть отвальных хвостов в крупнокусковом виде, повышать и стабилизировать качество минерального сырья, снижать себестоимость его переработки [1].

Подготовка к разделению сульфидных руд традиционно связывают с показателями и кривыми контрастности [2]. Получение такой информации требует специального отбора и анализа кусковых или предварительно объединенных во фракции проб. Следовательно, этот подход не является оперативным. С другой стороны, и показатель и кривые контрастности теряют информативность применительно к многокомпонентным рудам из-за возможной их противоречивости по отдельным компонентам. Медно-цинковые руды, являясь многокомпонентными, не представляют исключения.

В табл. 1 приведены показатели контрастности и определенные по кривым контрастности потенциальные выходы хвостов при заданных ограничениях на массовую долю компонентов в них. Для руд различных месторождений отвальные массовые доли радиометрического обогащения приняты равными массовым долям компонентов в хвостах флотационного обогащения. Наименьшая контрастность наблюдается по сере, причем кривые контрастности часто свидетельствуют и о минимальном выходе хвостов.

Таблица 1

Показатели контрастности и выходы хвостов, определенные по кривым контрастности отдельных компонентов

Руда месторождения	Показатель контрастности, отн.ед.			Выход хвостов по кривым контрастности отдельных компонентов, %		
	медь	цинк	сера	медь	цинк	сера
Гайского (забалансовая)	1,09	1,17	0,88	65,0	42,0	72,0
Сибайского	0,64	1,62	0,23	-36	64	-
Учалинского	0,59	0,90	0,17	-31	-39	-

Рассматриваются результаты исследований возможности предварительной концентрации забалансовых медных руд различными методами на основе покускового анализа содержаний полезных компонентов и определения физических свойств проб. В качестве признаков разделения сульфидных руд использовалась средняя массовая доля компонентов в руде, %; массовая доля компонентов в наиболее богатых кусках; избирательность дробления монофаз ф, град; отношение интенсивности вторичного характеристического рентгеновского излучения анализируемых элементов к рассеянному излучению источника; добротность контура, связанная с электропроводимостью минералов..

Выбор фактора с лучшим соответствием мере подготовки руды к разделению выполним двумя методами – анализа корреляций и ранжирования по алгоритму отбора и упорядочения признаков по информационным весам [3-5]. Суть второго метода прогноза заключается в том, что диапазон значений каждого исследуемого фактора разбивается на ряд интервалов варьирования, каждый из которых принимается затем как самостоятельный бинарный признак, принимающий только два значения: 0, если в данной технологической ситуации значения исследуемого признака не попадают в рассматриваемый интервал, и 1 – в противоположном случае.

Сущность методики в следующем.

1. Исходную таблицу значений признаков преобразуют в так называемую бинарную таблицу следующим образом. Бинарные признаки, которые составляют эту таблицу, принимают только два значения (0 или 1).

Если контролируемые признаки являются непрерывными, то переход к бинарным значениям осуществляется разбиением на ряд дискретных интервалов варьирования, которые в дальнейшем и рассматривают, как отдельные признаки. Любое конкретное значение признака можно при этом интерпретировать как попадание в соответствующий интервал (1) и непопадание в него (0) [4].

2. По преобразованной бинарной таблице вычисляют средние значения бинарных признаков в том или ином варианте:

$$\gamma_{ij} = \sum_{k=1}^{ij} X_{ktj} / l_j, \quad (1)$$

где  $\gamma_{ij}$  — среднее значение  $t$ -го признака в  $j$ -м варианте;  $X_{ktj}$  —  $k$ -е текущее  $t$ -го признака в  $j$ -м варианте;  $l_j$  — количество строк бинарной таблицы в  $j$ -м варианте.

3. Определяют общие средние значения каждого признака

$$\gamma_t = \sum_{j=1}^n \gamma_{tj} / u, \quad (2)$$

где  $\gamma_{tj}$  — общее среднее значение  $t$ -го признака;  $u$  — количество режимов.

4. Определяют дисперсии между вариантами по каждому признаку:

$$D_t = \sum_{j=1}^u (\gamma_{tj} - \gamma_t)^2 / u, \quad (3)$$

где  $D_t$  — дисперсии  $t$ -го признака. Такие дисперсии принимают за информационные веса бинарных признаков.

5. По информационным весам бинарных признаков находят информационные веса реальных признаков. При этом, если общее число бинарных признаков (столбцов)  $\Gamma$  и  $\Gamma_i$  — номер столбца, на котором заканчиваются бинарные признаки непрерывного признака  $X_i$  ( $i = \overleftarrow{1, n}$ ), то оценка информативности  $i$ -го непрерывного признака

$$I_{X_i} = (\Gamma_i - \Gamma_{i-1}) \sum_{k=\Gamma_{i-1}+1}^{\Gamma_i} D_k^i, \quad (4)$$

где  $k$  — номер столбца по таблице бинарных признаков.

6. После установления информационного веса непрерывных признаков их располагают в порядке убывания. Большой информационный вес соответствует наиболее важным, т. е. информативным признакам.

Информационный вес находился по данным анализа исследованных сульфидных руд различными методами.

Предварительное исследование позволило выделить три характерные ситуации в зависимости от значений выхода хвостов: класс А —  $u_{xв} < 25\%$ ; класс В —  $u_{xв} = 25...35\%$ ; класс С —  $u_{xв} > 35\%$ .

В таблице 2 приведены результаты для каждого из рассмотренных факторов: коэффициенты корреляции, уравнения регрессии и информационные веса признаков, а также результаты их ранжирования.

Таблица 2

Связь выхода хвостов с признаками и результаты ранжирования априорных признаков

Признак	По результатам корреляционного анализа			По алгоритму отбора и упорядочения	
	уравнение линии регрессии	коэффициент корреляции	ранг признака	информационный вес, отн. ед.	ранг признака
Средняя массовая доля компонентов в руде, %	Медь $\gamma_{xg} = 41,29 - 4,26x$	- 0,17	14	0,046	14
	Цинк $\gamma_{xg} = 37,99 - 1,65x$	- 0,11	15	0,103	6
	Сера $\gamma_{xg} = 60,91 - 1,21x$	- 0,76	1	0,146	1
Сумма сульфидных минералов	$\gamma_{xg} = 59,65 - 0,55x$	- 0,62	5	0,125	5
Массовая доля компонентов в наиболее богатых кусках	Медь $\gamma_{xg} = 19,41 + 1,81x$	0,55	6	0,076	12
	Цинк $\gamma_{xg} = 33,88 + 0,17x$	0,10	16	0,058	13
	Сера $\gamma_{xg} = 89,93 - 1,25x$	- 0,43	8	0,086	9
Избирательность дробления монофаз ф, град	Медь $\gamma_{xg} = 36,32 - 7,15x$	- 0,35	12	0,043	15
	Цинк $\gamma_{xg} = 36,9 - 0,92x$	- 0,19	13	0,025	16
	Сера $\gamma_{xg} = 35,23 - 0,76x$	- 0,41	9	0,128	4
$\Delta a/a$ , отн.ед.	Сера $\gamma_{xg} = 34,43 - 17,22x$	- 0,63	4	0,091	8
Отношение интенсивности вторичного характеристического рентгеновского излучения анализируемых элементов к рассеянному излучению источника	Медь $\gamma_{xg} = 19 - 14x + 62x^2$	0,59	5	0,083	10
	Цинк $\gamma_{xg} = -1,6 + 37,3x - 2,8x^2$	0,36	11	0,081	11
	Сера $\gamma_{xg} = 59 - 6x + 0,8x^2$	0,7	2	0,143	2
Добротность контура связан-	Медь $\gamma_{xg} = -15,1 - 43,4x - 16,9x^2$	0,52	7	0,094	7



ная с электро-проводимостью минералов	Сера $\gamma_{хв} = 34,48 - 8,39x + 12,5x^2$	0,64	3	0,136	3
---------------------------------------	---	------	---	-------	---

Для сравнения приведены уравнения линии регрессии, связывающие потенциальный выход хвостов с показателями контрастности по компоненту, и соответствующие связям коэффициенты корреляции (табл.3). По результатам анализа табл. 2,4 можно заключить, что определяющим радиометрическое разделение сульфидных медно-цинковых руд[3].

Таблица 3

Связь показателя контрастности с расчетным выходом хвостов радиометрического разделения сульфидных медно-цинковых руд

Компонент	Уравнение линии регрессии	Коэффициент корреляции
Медь	$\gamma_{хв} = 19,09 + 15,31 M$	0,30
Цинк	$\gamma_{хв} = 21,18 + 12,45 M$	0,62
Сера	$\gamma_{хв} = 35,8 + 24,8 M$	0,69

Фактором является средняя массовая доля серы в руде, что и считаем лучшим из априорно известных признаков. Остальные признаки, по другим полезным компонентам, гораздо менее эффективны. Сопоставление коэффициентов корреляции связей *выход хвостов – средняя массовая доля серы и выход хвостов – показатель контрастности по сере* свидетельствует, что для данного класса руд средняя массовая доля серы, как признак потенциальной предельной обогатимости, даже более эффективен, чем показатель контрастности по сере.

Уравнение связи  $y_{хв} = f(\alpha_s)$  является приемлемым для прогноза предельной радиометрической обогатимости сульфидных медно-цинковых руд.

#### Список литературы

1. Цыпин Е.Ф., Тююшева Н.М., Аржанников Г.И., Бочаров В.А., Карбовская А.В. 0 возможности предварительной концентрации забалансовых руд. //В кн.: Повышение комплексности использования сырья при переработке руд цветных металлов. Свердловск.: УРАЛПРОМЕДЬ, 1988. - С.12-16
2. Мокроусов В. А., Лидеев В. А. Радиометрическое обогащение нерадиоактивных руд.— М.: Недра, 1979.-192 с.
3. Цыпин Е. Ф., Потапов В. Я., Троп В. А. Прогноз радиометрической обогатимости медно-цинковых руд на основе априорной информации // Изв. вузов. Горный журнал.— 1990.— №.— С. 110—115.
4. Троп В. А., Леонов Р. Е. Отбор значимых признаков при классификации производственных ситуаций в магнитном обогащении руд // Идентификация технологических процессов обогатительных фабрик — Свердловск, 1975.-Вып. 113.-С. 24-32.
5. Потапов В.Я., Потапов В.В., Анохин П.М., Степаненков Д.Д. Выбор информативных признаков для разделения асбестовых руд // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2017. № 4. С. 53-64.

УДК 622.73

## ИССЛЕДОВАНИЕ ГРАНСОСТАВА ТОНКО- И СРЕДНЕДИСПЕРСНОГО ИЗМЕЛЬЧЕННОГО ПРОДУКТА ЦЕНТРОБЕЖНОЙ МЕЛЬНИЦЫ ВЕРТИКАЛЬНОГО ТИПА

<sup>1</sup>Хетагуров В.Н., <sup>2</sup>Каменецкий Е.С., <sup>1</sup>Гегелашвили М.В., <sup>1</sup>Марзоев А.Т.

<sup>1</sup>Северо-Кавказский горно-металлургический институт (государственный технологический университет), Россия

<sup>2</sup>Южный математический институт – филиал федерального государственного бюджетного учреждения науки федерального научного центра «Владикавказский научный центр Российской академии наук»

*С использованием рентгеновской аналитической центрифуги Brookhaven BI-XDC проведен анализ гранулометрического состава измельченного материала крупностью – 0,08 мм, полученного в результате переработки кускового доломита в центробежной мельнице вертикального типа. Впервые получено распределение гранулометрического состава тонко- и среднедисперсного измельченного продукта. Было установлено, что частицы с классом крупности – 0,08 + 0,03 мм отсутствуют. Отмечено, что при увеличении времени измельчения доломита содержание тонкодисперсных фракций несколько увеличивается.*

**Ключевые слова:** центробежная мельница вертикального типа, измельчение, доломит, гранулометрический состав, тонко- и среднедисперсный продукт, фракционный анализ.

## GRANULOMETRIC COMPOSITION STUDY OF A THIN AND MEDIUM GRINDING PRODUCT OF A CENTRIFUGAL MILL OF VERTICAL TYPE

**Khetagurov V.N., Kamenetsky E.S., Gegelashvili M.V., Marzoev A.N.**

*A fractional analysis of the grinded material with a grain size of 0.08 mm, obtained as a result of lump dolomite processing in a centrifugal mill of the vertical type., was carried out using the Brookhaven BI-XDC X-ray analytical centrifuge. The particle size distribution of fine and medium dispersed grinded product was obtained for the first time. It was found that particles with a size class of 0.08 + 0.03 mm are missing. It is noted that when the time of dolomite grinding increase, the content of fine fractions slightly increases.*

**Keywords:** vertical type centrifugal mill, grinding, dolomite, granulometric composition, fine and medium dispersed product, fractional analysis.

### Введение

Применение центробежных мельниц вертикального типа для измельчения сырьевых материалов показало их высокую эффективность при получении тонко- и среднедисперсных материалов [1-5]. Исследования этих мельниц позволили создать массив данных по гранулометрическому составу измельченного материала в зависимости от конструктивных особенностей мельниц и технологических параметров процесса измельчения. Определенный интерес представляют данные по грансоставу измельченного продукта по классам крупности менее 80 мкм.

### Методика выполнения экспериментов

Для решения поставленных задач была использована центробежная мельница вертикального типа МВ-0,3 с диаметром ротора 300 мм.

Испытания проводились по следующей методике. Частота вращения ротора составляла 310 мин<sup>-1</sup>; высота столба материала над ротором под-

держивалась на уровне 180 мм; зазор в решетках ротора и решетках, установленных в периферийной нижней части рабочего пространства корпуса составлял 2 мм; в полости ротора мельницы устанавливалось 6 радиальных ребер. Измельчаемый материал был представлен доломитом Боснинского месторождения (РСО-Алания) крупностью – 12 + 9 мм, пределом прочности при сжатии в воздушно-сухом состоянии - 392 кг/см<sup>2</sup> и коэффициентом крепости по шкале Протоdjeяконова – 8. Цикл измельчения открытый. Время испытаний – 6 час.

Эвакуация измельченного материала из корпуса мельницы осуществлялась через просеивающие поверхности, установленные в полости ротора и в периферийной нижней части рабочего пространства мельницы. Измельченный материал за каждый час работы мельницы собирался в отдельную емкость и подвергался расситовке по стандартной методике. Отбирались пробы классом крупности – 0,08 мм для их фракционного анализа по крупности с применением рентгеновской аналитической центрифуги Vbookhaven VI-XDC, предназначенной для определения с высоким разрешением распределения частиц по размерам в области от 0,01 до 100 мкм, в которой сочетаются два метода определения размеров частиц: гравитационное осаждение и центрифугирование. [6-8].

Измерения выполняли на приготовленной суспензии, состоящей из смеси 0,5 г отобранной пробы с 20 %-м раствором сахарозы и дистиллированной воды. Пробы с классом крупности – 0,08 мм взвешивались на лабораторных весах ЛВ СП.005.048 РЭ. Полученная суспензия диспергировалась в ультразвуковой ванне в течение 3 – 5 минут. После диспергирования суспензия заливалась в диск анализатора. При перемешивании измерялась нижняя базовая линия поглощения гомогенной суспензией частиц. После прекращения перемешивания образца, запускалась процедура измерения седиментационной кривой.

Сначала проводились измерения в режиме естественной седиментации (режим **G**), когда диск неподвижен в ходе эксперимента. Далее измерения проводились в режиме центрифугирования (режим **X**), при котором происходит раскручивание диска с требуемой скоростью.

Полученные данные седиментационного анализа крупности тонких фракций обрабатывались программным обеспечением компьютера центрифуги и строились графики дифференциального распределения частиц в режимах **G** и **X** (Рис. а, б).

### **Результаты исследования и обсуждение**

Результаты фракционного анализа показывают, что при использовании режима **G** частицы материала размером более 30 мкм в пробах с классом крупности – 0,08 мм отсутствуют. Это можно объяснить тем, что в результате взаимного динамического контакта угловатых крупных частиц в активной зоне рабочего пространства центробежной мельницы с их поверхностного слоя удаляются различные поверхностные неровности

(штрихи, царапины и другие дефекты) вследствие чего происходит изменение высоты и конфигурации неровностей этих поверхностей, и частицы округляются. В результате этого процесса наблюдается появление тонкодисперсных частиц в продуктах размола центробежной мельницы. Отметим также, что с увеличением времени испытаний размеры мелких частиц уменьшаются: после двух часов наблюдается максимальное количество частиц крупностью 14 мкм, а после 6 часов – 12 мкм. Несколько увеличивается доля мелких частиц (< 8 мкм) и вместо одной группы таких частиц со средним размером 5 мкм и небольшого числа частиц размером 2 мкм возникают две группы со средними размерами 4 и 6 мкм (рис. а).

В режиме X распределение по размерам мелких частиц (< 8 мкм) от времени испытаний меняется слабее. Наблюдается наибольшее количество частиц размером 2,5-3,0 мкм, причем с увеличением времени испытаний несколько увеличивается число частиц менее 2 мкм (рис.б).

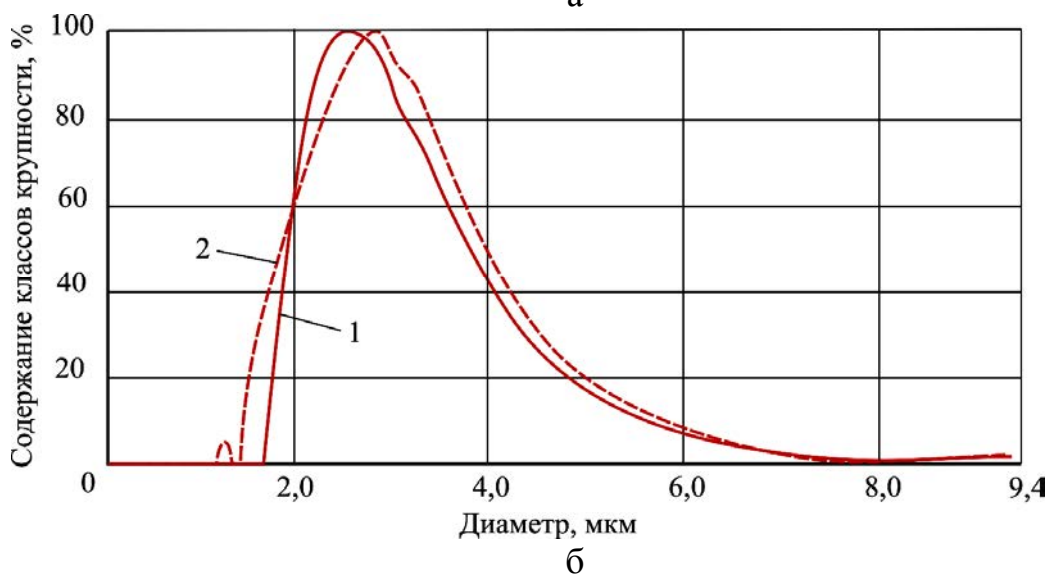
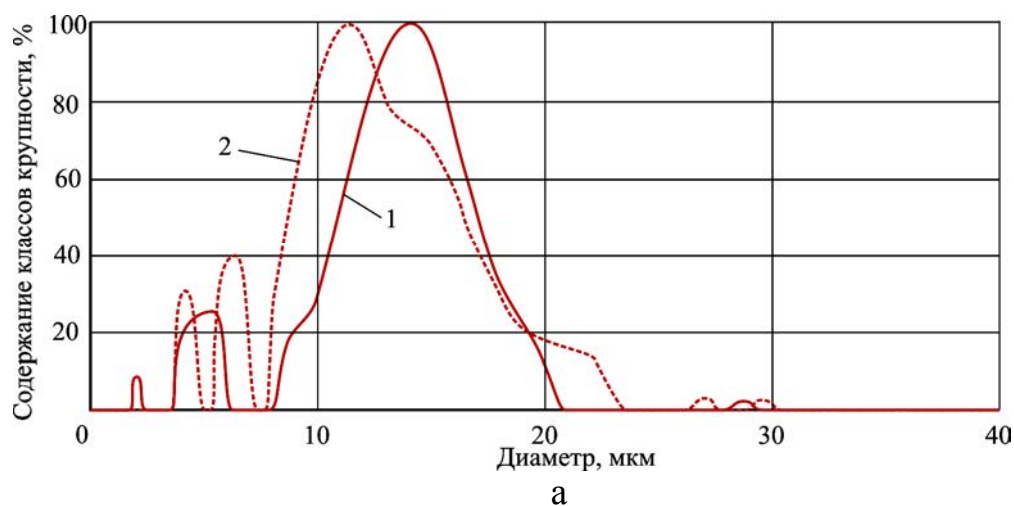


Рис. График зависимости содержания классов крупности от диаметра частиц при режиме G (а); X (б): 1 - через 2 часа работы мельницы; 2 - через 6 часов работы мельницы

**Выводы:**

С использованием рентгеновской аналитической центрифуги Wookhaven VI-XDC проведен анализ гранулометрического состава измельченного материала крупностью – 0,08 мм, полученного в результате переработки кускового доломита в центробежной мельнице вертикального типа. Впервые получено распределение гранулометрического состава тонко- и среднedisперсного измельченного продукта. Было установлено, что частицы с классом крупности – 0,08 + 0,03 мм отсутствуют. Отмечено, что при увеличении времени измельчения доломита содержание тонкодисперсных фракций увеличивается.

**Список литературы**

1. Хетагуров В.Н. Разработка и проектирование центробежных мельниц вертикального типа // Владикавказ: Изд-во «Терек», 1999. – 225 с.
2. Хетагуров В.Н., Каменецкий Е.С., Соболев С.Е., Плиев В.А., Гудиева Н.А. Влияние совмещенного выпуска измельченного материала из рабочей зоны центробежной мельницы вертикального типа на гранулометрический состав конечного продукта // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2014. № 6. – С. 287-291.
3. Хетагуров В.Н., Каменецкий Е.С., Выскребенец А.С., Хетагуров С.В. Результаты испытаний центробежной мельницы вертикального типа при размоле доломита // Горный информационно-аналитический бюллетень МГГУ, № 10, 2011. – С. 201-205.
4. Хетагуров В.Н., Каменецкий Е.С., Хетагуров С.В., Соболев С.Е. Влияние режимов работы центробежной мельницы вертикального типа на эффективность измельчения доломита // Горный информационно-аналитический бюллетень МГГУ, №7, 2011. – С.261-265.
5. Хетагуров В.Н., Каменецкий Е.С., Хетагуров С.В., Соболев С.Е. Результаты экспериментальных исследований измельчения доломита в центробежной мельнице вертикального типа // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. докл. Межд. науч.-техн. конф. Чтения памяти В.Р.Кубачека. - Екатеринбург; Уральская гос. Горно-геологическая академия, 2011. – С.264-267.
6. Боуэн Т. Введение в ультрацентрифугирование // М.: Мир, пер. с англ. 1973. – 248 с.
7. Соколов В.И. Центрифугирование // М.: Химия, 1976. – 406 с.
8. Шкоропад Д.Е., Новиков О.П. Центрифуги и сепараторы для химических производств // М.: Химия, 1987. – 256 с.

## **ГЕОЛОГОРАЗВЕДОЧНОЕ И НЕФТЕГАЗОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ**

***Чтобы нефть и газ бессменно  
Горный комплекс добывал,  
И в других месторожденьях  
Недостаток не настал,  
Чтоб районы шахт и скважин  
Нам дарили, что хотим –  
Сей раздел не только важен,  
А совсем незаменим!***

Доц. П.А. Жиганов

УДК 622.276.652

## ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ СВЕРХКРИТИЧЕСКОЙ ВОДЫ ПРИ РАЗРАБОТКЕ УГЛЕВОДОРОДОВ БАЖЕНОВСКОЙ СВИТЫ

**Бочкова К. В.**, магистр, **Лагунова Ю.А.**, проф.

Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург

*Расчётным методом проанализирована возможность применения «сверхкритической воды» при добыче нетрадиционной нефти Баженовской свиты. Разработана технология прогрева коллектора для наиболее эффективной нефтеотдачи.*

**Ключевые слова:** коллектор, кероген, сверхкритическая вода, теплоноситель, пиролиз, прогрев пласта.

## THE EFFICACY OF SUPERCRITICAL WATER AT DEVELOPMENT OF HYDROCARBON DEPOSITS OF THE BAZHENOV FORMATION

**Bochkova K. V., Lagunova Yu.A.**

*The possibility of application of "supercritical water" in the extraction of unconventional oil of Bazhenov Suite is analyzed by calculation method. The technology of reservoir heating for the most efficient oil recovery has been developed.*

**Keywords:** reservoir, kerogen, supercritical water, heat transfer, pyrolysis, the heating of the formation.

Отложения Баженовской свиты (БС), представляют собой уникальный по своей перспективности объект добычи углеводородов. Суммарные ресурсы только нефти в них оцениваются в размере 0,8-2,1 трлн.т. Высоко-нефтенасыщенные глинистые отложения БС имеют практически повсеместное распространение в пределах центральной части Западно-Сибирской низменности на площади более 1 млн. км<sup>2</sup>.

Особенность нахождения углеводородов в Баженовской свите состоит в том, что процесс преобразования органического вещества в нефть там еще не завершен. Поэтому в коллекторе наряду с легкой нефтью содержится твердое органическое вещество — кероген (твердая часть рассеянного органического вещества (низких стадий преобразования), находящаяся в осадочных породах, практически нерастворимая в органических растворителях [1]), образующий с породой прочно сцепленное соединение. Продуктивные пласты с керогеном залегают на глубине 2500–3000 м при мощности пласта от 10 м на окраине фундамента Западно-Сибирской плиты и до 44 м в наиболее погруженных ее частях. В отдельных зонах мощность может достигать 100 м. Температура пласта-коллектора изменяется от 80 °С до 134 °С в зависимости от глубины его залегания, пластовое давление меняется от гидростатического до аномально высокого, превышающего гидростатическое в 1,3 – 1,5 раз [2].

Разложение керогена на более легкие фракции начинается уже при сравнительно низких температурах (~ 100 °С), хотя для полного разложения (пиролиза) требуется осуществить его нагрев до температуры не ниже, чем 400 °С. Из-за возрастания объема органического вещества при пиролизе во вмещающих породах образуются микро- и макротрещины, что спо-

способствует улучшению фильтрационно-емкостных свойств составляющих пласт пород и увеличению интенсивности извлечения легкой нефти.

Разложение керогена – процесс эндотермический, т.е. протекающий с поглощением тепла. Теплота разложения керогена в интервале температур 200–550 °С, установленная термографическим методом, составляет – 523±2 кДж/кг, калориметрическим – от –418 до –720 кДж/кг [1].

Для внесения такого значительного количества тепловой энергии в продуктивный пласт требуется использование теплоносителя с большим удельным теплосодержанием. Горячая вода не может выступать в роли теплоносителя, так как при высоком или аномально высоком пластовом давлении имеет температуру (до 374 °С рис.1), не достаточную для нагрева керогена до температуры начала процесса пиролиза. Наиболее эффективным таким теплоносителем является, так называемая, «сверхкритическая вода» (СКВ), т. е. вода, находящаяся в сверхкритическом состоянии (при давлении свыше  $P_K = 22,064$  МПа и температуре свыше  $T_K = 374$  °С (рис.1)), обладающая существенно большим теплосодержанием (3539 кДж/кг при  $T = 600$  °С и  $P = 20$  МПа), чем горячая вода (644,45 кДж/кг при  $T = 150$  °С и  $P = 20$  МПа).

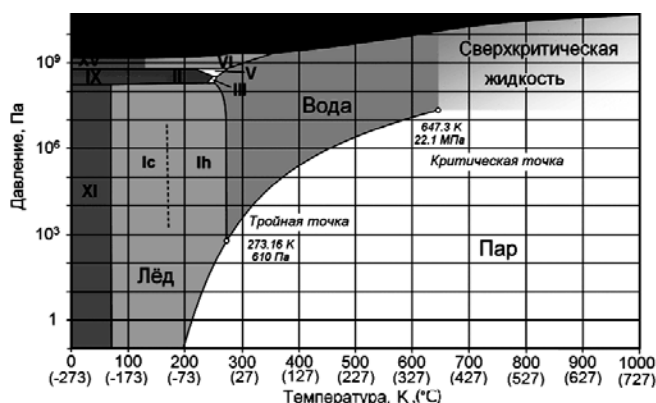


Рис. 1. Зависимость агрегатного состояния воды от температуры и давления

Расчет производился на примере единичного объема пласта (1 см<sup>3</sup>) при исходных данных, взятых из открытых литературных источников: процентное содержание в пласте керогена ~10% (наиболее типичное его содержание в отложениях Баженовской свиты); эффективная пористость породы-коллектора ~13%; плотность породы  $\rho_n$ , керогена  $\rho_k$ , воды  $\rho_v$  и СКВ  $\rho_{СКВ}$  принималась равной 2,7 г/см<sup>3</sup>, 1,3 г/см<sup>3</sup>, 1,0 г/см<sup>3</sup> и 0,332 г/см<sup>3</sup>, соответственно; начальная температура пласта  $T_0$  равна 100 °С.

Принятые допущения: теплообмен между теплоносителем и пластом проходит в адиабатических условиях, т.е. без теплопотерь в окружающую среду; тепловым эффектом от реакций, протекающих при разложении керогена, можно пренебречь; вода подается в пласт при максимально допустимых параметрах ее существования ( $T_H = T_K, P_K$ ); вода или СКВ в пласте занимают весь объем пор ( $V_p = 0,13$  см<sup>3</sup>).



Температура нагрева продуктивного пласта была найдена по уравнению теплового баланса, которое в нашем случае имеет следующий вид

$$c_{pв} \cdot m_в \cdot (T_n - T_k) = c_{pn+k} \cdot m_{n+k} \cdot (T_k - T_0)$$

где  $c_{pв}$  – изобарная теплоемкость воды, кДж/кг·К (рис.2);  $m_в$  – масса воды в пласте, кг;  $c_{pn+k}$  – удельная теплоемкость породы с керогеном, кДж/кг·К;  $m_{n+k}$  – масса породы с керогеном, кг;  $T_0$  – начальная температура пласта, °С;  $T_n$  – температура нагрева воды, °С;  $T_k$  – температура нагрева пласта с керогеном.

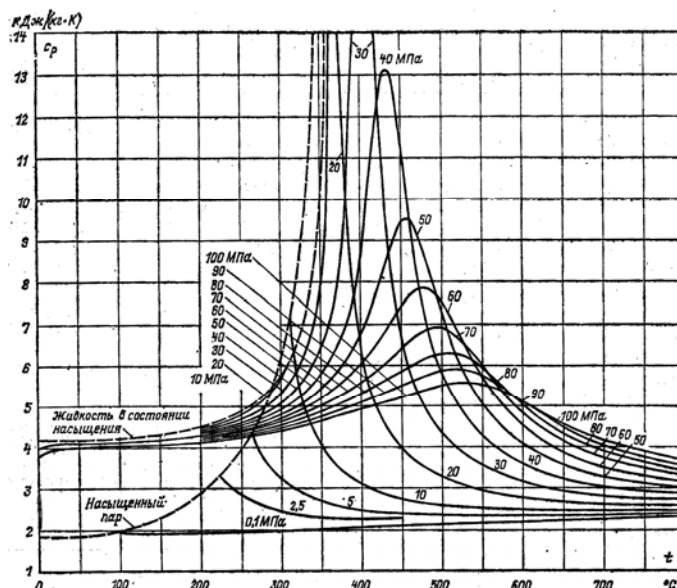


Рис. 2. Зависимость изобарной теплоемкости воды и водяного пара от температуры и давления [3]

Масса воды в порах пласта составляет 0,13 г. Значения  $c_{p+n+k}$  и  $m_{p+n+k}$  рассчитывались по правилу аддитивности.

В соответствии с расчетом максимальная температура, до которой способен нагреться объем пласта с керогеном при использовании в качестве теплоносителя воды, оказалась равной 233,7 °С. Исходя из графика зависимости выхода нефти из пород Баженовской свиты от температуры (рис.3), представленного в исследованиях Кокорева В. И., можно сделать вывод, что при использовании горячей воды объемный выход нефти составит 25 %, а массовый – 17,3 %.

На втором этапе анализа рассчитывали, до какой температуры должна быть нагрета сверхкритическая вода, чтобы разогреть кероген до температуры его полного разложения (до 400 °С рис. 3). Изобарная теплоемкость СКВ принималась равной 8 кДж/кг·К.

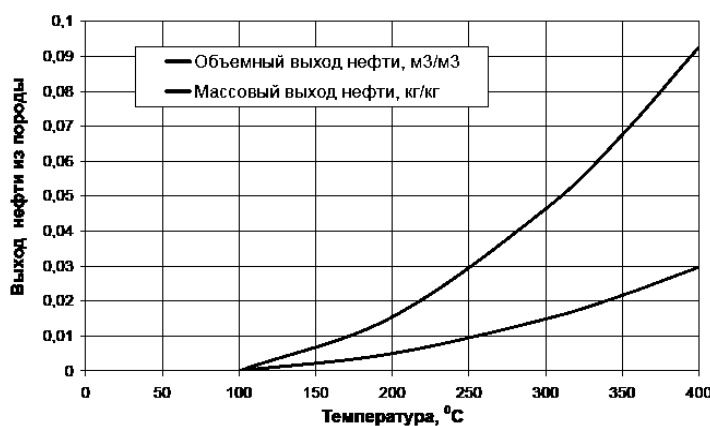


Рис. 3. Зависимости выхода нефти из пород БС от температуры

В соответствии с техническими возможностями производимого в России (г. Самара) блочно-модульного комплекса для добычи трудноизвлекаемых запасов нефти (БМК-ТРИЗ) максимальная температура нагрева СКВ составляет – 500 °С и давление – 45 МПа.

Таким образом, для достижения температуры пласта с керогеном 400 °С нагрев необходимо проводить в несколько этапов. Температура прогрева пласта после каждого этапа рассчитывается по уравнению теплового баланса. После первого этапа пласт с керогеном прогревается до 250 °С, после второго – до 344 °С, а после третьего – до 403 °С.

В соответствии с проведенным расчетным исследованием, можно сделать **вывод**, что использование сверхкритической воды в качестве теплоносителя при добыче углеводородов из продуктивных пластов Баженовской свиты позволит прогреть пласт до температуры, необходимой для инициации процесса пиролиза керогена, что не может быть достигнуто при применении традиционного теплоносителя – горячей воды.

### Список литературы

1. Юдин В.А. Теплоёмкость и теплопроводность пород и флюидов Баженовской свиты – исходные данные для численного моделирования тепловых способов разработки. М.: ФГУ ФНЦ НИИСИ РАН, 2015. – 225 с.
2. Пономарева Е.В. Распределение органического углерода в разрезе Волжско-раннеберриасских отложений юго-восточных районов Западной Сибири по данным радиоактивного и электрического каротажа // Интерэкспо ГЕО-Сибирь-2014. X Междунар. науч. конгр. Сб. материалов в 4 Т. 1. – 2014. – С. 115-119.
3. Ривкин С.Л. Теплофизические свойства воды и водяного пара / Ривкин С.Л., Александров А.А. – М.: Книга по Требованию, 2013. – 424 с.

УДК 622.24.051.5/6

## ЦЕНТРАТОР-ЛЮНЕТ КОЛОННЫЙ ДЛЯ БУРЕНИЯ СКВАЖИН БОЛЬШОГО ДИАМЕТРА

Симисинов И.Л.<sup>1</sup>, Кочанов А.О.<sup>2</sup>, Захаров И.С.<sup>2</sup>

<sup>1</sup>ООО НПЦ «Технические средства бурения»,

<sup>2</sup>ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

*Приведен опыт разработки и изготовления на ООО НПЦ «Технические средства бурения» (г. Н. Серги) центратора-люнета колонного, предназначенного центрирования бурильной колонны или центрирования компоновки низа бурильной колонны без вращения опорно-центрирующих его элементов при поступательном их движении при углублении скважины и возвратном при подъеме колонны в процессе бурения скважины диаметром 1360 мм.*

**Ключевые слова:** буровой инструмент, центратор-люнет, бурильная колонна

Научно-производственным центром «Технические средства бурения» (г. Нижние Серги) совместно с Уральским государственным горным университетом ведется разработка и изготовление шарошечных разбуривателей и расширителей, предназначенных для бурения скважин большого диаметра до 1700 мм, с прямой или обратной промывкой эрлифтом для вентиляционных, водопонижающих и водопоглощающих угольных и нефтяных шахт [1, 2].

За последние 5 лет НПЦ «Технические средства бурения» накоплен значительный опыт производства и технического обслуживания различного инструмента: разбуривателей диаметром 1700, 1360, 960 мм; расширителей 960, 690 мм. Инструмент отличает модульность конструкций, что позволяет создавать компоновки с последовательным увеличением расширяемой скважины начиная от пилотного долота до требуемого диаметра. Основой породоразрушающей части являются двухопорные шарошки, устанавливаемые на сменные скобы оригинальной конструкции для бурения мягких и средних в том числе абразивных пород [3, 4].

При бурении скважин большого диаметра приходится сталкиваться с проблемой центровки бурильной колонны. В 2019 г. разработан и изготовлен люнет-колонный центратор ЦЛК 1300 СТ.

Центратор-люнет колонный предназначен для центрирования бурильной колонны или центрирования компоновки низа бурильной колонны без вращения опорно-центрирующих его элементов при поступательном их движении при углублении скважины и возвратном при подъеме колонны в процессе бурения скважины диаметром 1360 мм, в породах средней твердости. Устройство обеспечивает соосность колонны и скважины, минимизируя вероятность отклонения бурового инструмента.

Технические характеристики центратора ЦЛК 1300 СТ

- |  |                       |     |
|--|-----------------------|-----|
| 1. Диаметр центратора, мм                        | 1300 <sup>+10,0</sup> |     |
| 2. Присоединительные узлы:                       |                       |     |
| - вариант 1 - ниппель-муфта замковые             | 3-189                 |     |
| - вариант 2 - фланец верхний-фланец нижний, Ø мм |                       | 845 |
| 3. Количество опорно-центрирующих элементов, шт  | 4                     |     |

габариты опор, мм	980x500x20
4. Люнет с опорами скольжения:	
- в радиальном направлении	«Втулка ZEDEX»
- в осевом	«Кольцо ZEDEX»
5. Допустимая нагрузка на центратор, кН	800
6. Максимальная чистота вращения, об/мин	до 36
7. Габаритные размеры, мм	2090x1300
8. Вес, кг	3650

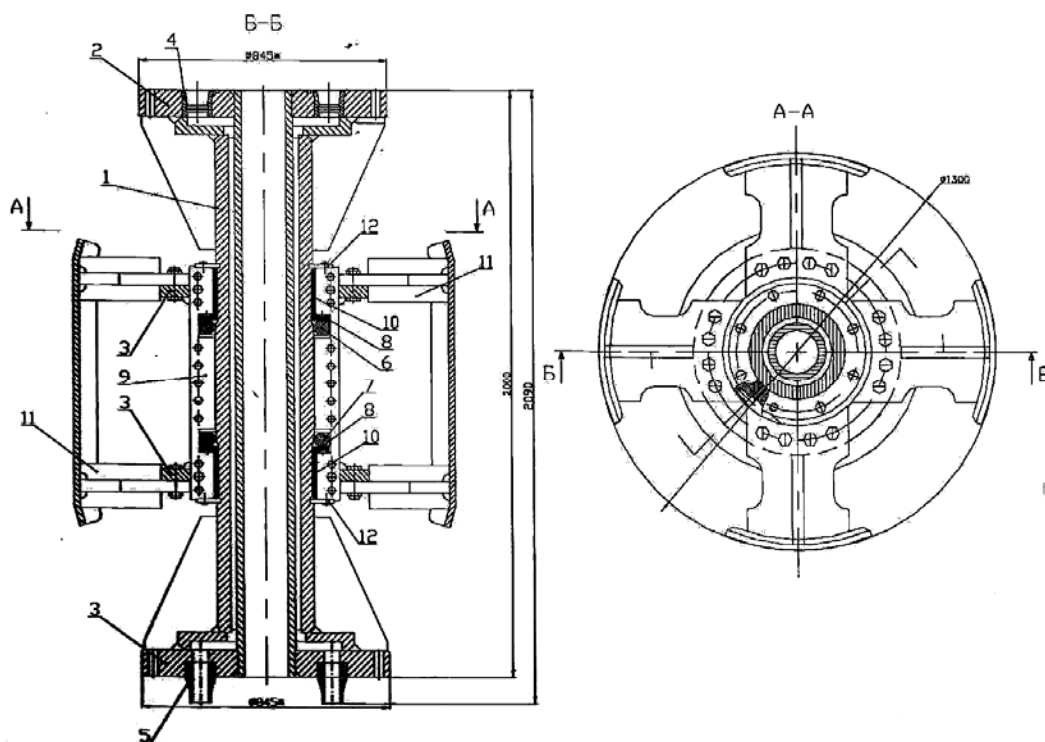


Рис. 1. Конструкция центратора-люнета колонного ЦЛК 1300 СТ

На корпус центратора 1 (рис. 1), который представляет собой двойную бурильную трубу с присоединительными фланцами верхним и нижним 2, 3, оснащенных штуцерным соединением 4 и 5 для пропуска воздуха закреплены два опорных кольца 6 и 7, оснащенных кольцевым упорным подшипником скольжения из износостойкого материала ZEDEX ZX-100.

Выбор антифрикционного материала на основе термопласта обусловлен его высокой износостойкостью, способностью поглощать абразивные частицы в паре трения металл и втулка, выдерживать высокое удельное давление и распределять по большей площади локальное давление, вызванное кромочным контактным напряжением. Важно, что подшипник не требует смазки.

На кольцах монтируется корпус 9 опорно-центрирующего устройства – люнета посредством радиальных подшипников скольжения т.е. разрезных втулок из того же материала 10. Корпус опорно-центрирующего устройства имеет сдвоенное исполнение, которое позволяет оперативно

производить замену изношенных разрезных подшипников скольжения «кольцо-втулка» в производственных условиях.

На несущих буртах корпуса болтами монтируются опорные секции 11 с упрочненными рабочими поверхностями твердосплавной наплавкой «релит». Подшипниковые узлы закрыты разрезными полукольцами 12 .

В процессе бурения, крутящий момент на буровой инструмент передается колонной отцентрированной не вращающимся (неподвижным) опорно-центрирующим узлом – люнетом, но имеющим возможность возвратно-поступательного движения вместе с колонной.



*Рис. 2. Центратор-люнет колонный ЦЛК 1300 СТ*

На рис. 2. приведена фотография центратора, изготовленного на ООО НПЦ «Технические средства бурения».

#### **Список литературы**

1. Симисинов Д.И., Симисинов И.Л. Разбуриватель шарошечный 1360 мм для бурения мягко-средних абразивных пород с эрлифтовой системой промывки. В сборнике: Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности. Сборник статей XIII Международной научно-технической конференции. «Чтения памяти В.Р. Кубачека». 2015. С. 242-245.

2. Симисинов Д.И., Симисинов И.Л. Разбуриватели шарошечные для бурения скважин по технологии RCD с обратной промывкой эрлифтом. В сборнике: Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности. Сборник трудов XIV международной научно-технической конференции «Чтения памяти В. Р. Кубачека». 2016. С. 223-226.

3. Симисинов Д.И., Симисинов И.Л., Кочанов А.О. Унификация шарошечного инструмента для бурения скважин большого диаметра. В сборнике: Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности сборник трудов XV Международной научно-технической конференции. 2017. С. 267-270.

4. Симисинов Д.И., Симисинов И.Л., Кочанов А.О. Опыт производства бурового инструмента и оборудования для бурения скважин большого диаметра. В сборнике: Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности. Сборник трудов XVI международной научно-технической конференции в рамках Уральской горно-промышленной декады. Под общей редакцией Ю.А. Лагуновой. 2018. С. 199-202.

УДК 622.24

## АНАЛИЗ ПАРАМЕТРОВ И КОНСТРУКЦИЙ ГИДРОПЕРФОРАТОРОВ

Асатуллина П.А., Малыбаев Н.С.

Карагандинский государственный технический университет, г. Караганда, Р. Казахстан

*В статье рассмотрены преимущества гидравлического перфоратора. Проведен анализ параметров, а также анализ конструкций гидроперфораторов.*

*Ключевые слова:* гидроперфоратор, ударная мощность, принцип управления, принцип действия.

## ANALYSIS OF PARAMETERS AND DESIGNS OF HYDRAULIC PUNCHERS

Assatullina P.A., Malybaev N.S.

*The article discusses the advantages of a hydraulic puncher. The analysis of the parameters, as well as the analysis of the designs of hydraulic punchers.*

*Keywords:* Hydraulic puncher, shock power, control principle, principle of operation.

Гидравлические перфораторы применяют для бурения шпуров и скважин в горных породах. Гидравлическими перфораторами оснащаются буровые каретки и буровые станки при подземной разработке месторождения полезных ископаемых.

К достоинствам гидроперфораторов следует отнести следующее:

- повышенная производительность буровых работ;
- увеличение стойкости бурового инструмента;
- пониженный шум;
- отсутствие масляного тумана в забое выработки.

Гидравлические перфораторы классифицируются по следующим признакам:

1. По принципу управления – золотниковые и беззолотниковые. У золотниковых гидроперфораторов переключение потоков жидкости обеспечивается золотниковым распределителем, перемещение которого зависит от положения поршня-бойка. Известны также гидроперфораторы с вращающимся золотником, который приводится в движение двигателем вращателя (гидромотором). У беззолотниковых перфораторов переключение потока энергоносителя осуществляется непосредственно поршнем-ударником [1].

Гидравлическая схема гидравлического перфоратора с золотниковым распределителем представлена на рисунке 1 и включает следующие элементы: поршень – ударник, золотниковый распределитель, гидропневоаккумуляторы, напорная и сливная магистраль, напорные и сливные каналы.

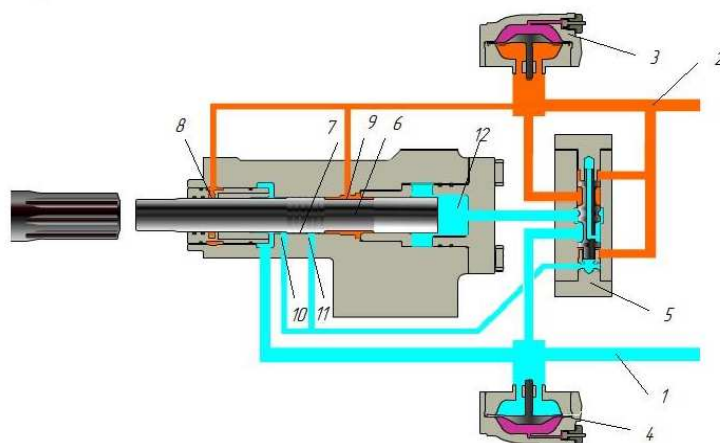


Рисунок 1 - Гидравлическая схема гидроперфоратора:

1 - напорная магистраль; 2 – сливная магистраль; 3,4 – гидропневмоаккумулятор; 5 – золотниковый распределитель; 6 – поршень-ударник; 7-камера холостого хода; 8, 9 – сливные каналы; 10, 11, – напорные каналы. 12 - камера раб ход

Жидкость по линии 1 под давлением подаётся в рабочую камеру гидроперфоратора 12 через распределитель 5. Масло давит на поверхность задней части поршня-ударника 6. Поршень-ударник совершает рабочий ход. После совершения удара напорные каналы 10 и 11 соединяются с камерой холостого хода 7, происходит переключения золотника и начинается слив жидкости из камеры 12, а в каналы 8 и 13 поступает жидкость под напором и поршень ударник совершает обратный ход. Гидроаккумулятор 4 сглаживает скачки давления в напорной магистрали, ускоряет ход ударника. Для снижения пульсации давления жидкости в сливной магистрали установлен гидропневмоаккумулятор 3. Гидравлическая схема вращательно-ударного гидроперфоратора с вращающимся золотником представлена на рисунке 2.

2. По принципу действия гидравлические перфораторы подразделяются на ударно-вращательные и вращательно-ударные.

Вращательно-ударные перфораторы имеют ударный механизм, функционально зависимый от вращателя, обеспечивающий автоматическое снижение мощности и полное отключение ударного механизма при снижении частоты вращения и заклинивании или остановке буровой штанги. Распределительный механизм рабочей жидкости работает в режиме принудительного управления.

Перфораторы ударно-вращательного действия имеют автономный ударный и вращательный механизмы, не связанные функциональной зависимостью.

Все ударно-вращательные гидравлические перфораторы оснащаются специальным устройством для предохранения от заклинивания буровой штанги. Это устройство включает в себя систему обратной подачи, которая понижает усилие подачи или реверсирует подачу, а также уменьшает удар в половину мощности, если сопротивление вращению буровой штанги достигает момента заклинивания. Эта операция осуществляется мгновенно

и автоматически. Гидравлическая схема гидроперфоратора ударно-вращательного действия представлена на рисунке 3 [2].

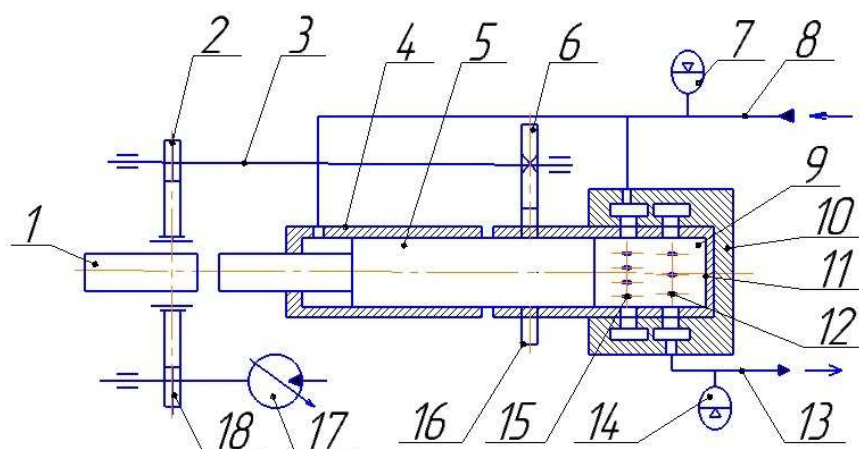


Рисунок 2 – Гидравлическая схема гидроперфоратора с принудительным управлением работой ударного механизма от вращателя:

1 - буровая штанга, 18,19,2,6,16, – механическая передача, 3 – вал, 4 – цилиндр, 5- поршень ударник, 7 – гидропневмоаккумулятор, 8 – линия питания, 9 – вращающий золотник, 10 – корпус золотниковой коробки, 11- площадь ударного гидроцилиндра, 12- сливное окно, 13 – сливная магистраль, 14 – гидроакумулятор, 15 - напорное окно, 17- гидродвигатель.

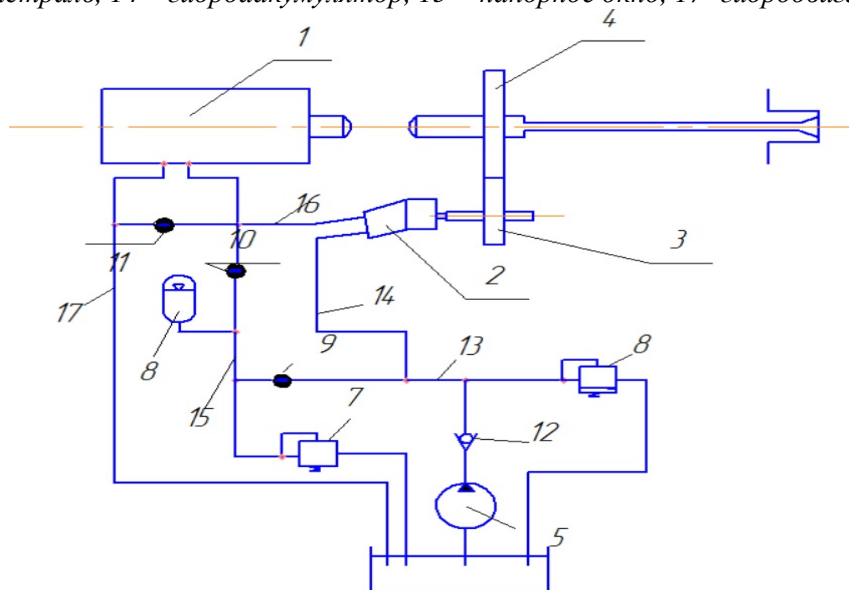


Рисунок 3 – Гидравлическая схема ударно-вращательного гидроперфоратора:

1 - гидродульник; 2 - гидродвигатель; 3,4 – механическая передача; 5 – гидронасос; 6 - гидроаккумулятор; 7,8 – предохранительный клапан; 9,10,11 – двухпозиционный кран; 12 – обратный клапан; 13 – общая магистраль; 14,15 – подводящая магистраль; 16,17 – сливная магистраль

В таблице 1 представлены технические характеристики гидравлических перфораторов, где рассмотрены гидравлические перфораторы фирмы Atlas Copco, фирмы Sandvik и компании Doofor.

Анализ численных параметров гидроперфораторов таблицы 1 позволяет отметить, что изменение выходных характеристик гидроперфораторов обусловлено изменением массы, увеличение массы гидроперфоратора приводит к росту ударной мощности.



Таблица 1 – Технические характеристики гидроперфораторов

Наименование	Масса, кг	Ударная мощность, кВт	Частота ударов, Гц	Рабочее давление, макс., бар	Скорость вращения, об/мин	Крутящий момент, макс., Нм
COP1020	50	4	48	185	0-300	120
COP1132	75	11	100	210	0-320/0-500	330/550
COP1435	75	14	80	225	0-320/0-500	330/550
COP 1840+	174	19	42-50	230	0-215	1010
HL1560T	470-490	33	30-40	200	0-80/0-100	2330
HL710	245	19,5	42-52	200	0-180	1765
DF550L	152	17	52	130	250	975
DF540L	132	14	42-52	140	250	975
DF538L	83	13	80	110-140	300	456

Анализ численных параметров гидроперфораторов таблицы 1 позволяет отметить, что изменение выходных характеристик гидроперфораторов обусловлено изменением массы, увеличение массы гидроперфоратора приводит к росту ударной мощности.

Производством гидравлических перфораторов занимаются около 20 зарубежных фирм Финляндией, Швецией, США, Швейцарией, Франци, такие как Atlas Copco, Sandvik, Doofor, Tamrock, и изготовливают более 50 моделей.

В России так же производят гидравлические перфораторы, одним из таких производителей является Пермский завод горно-шахтного оборудования (ПЗГШО).

Одними из первых гидроперфораторов в Казахстане, в 80-е годы Степногорским механическим заводом были освоены конструкции КарПТИ (КарГТУ) серии ГП (2ГП и 3ГП) с энергией ударов 100-600 Дж [3]. На сегодняшний день в Казахстане работают предприятия по обслуживанию и ремонту гидравлических перфораторов.

Серийные образцы гидроперфораторов различных фирм имеют много сходных принципиальных конструктивных решений. В качестве приводного двигателя вращателя используются высокомоментные гидромоторы, передающие вращение на инструмент через одноступенчатый редуктор. Для стабилизации потока жидкости применяют гидропневматические аккумуляторы с мембраной чашечной формы.

### Список литературы

1. <https://pdnr.ru/>
2. <https://infourok.ru/lekcionniy-material-na-temu-mashini>
3. К.Б. Кызыров, И.П Рудаков Гидравлическая бурильная машина, 1974. - 63 с.

УДК 622.276.057

## РАЗРАБОТКА КОМПЛЕКСА ДЛЯ МЕХАНИЗАЦИИ РАССТАНОВКИ СВЕЧЕЙ БУ 4000/250 ЭК-БМ С СИСТЕМОЙ ВЕРХНЕГО ПРИВОДА

Булатов Т.А., магистрант, Коннов Ю.Д., доцент  
Уфимский государственный нефтяной технический университет,  
г. Уфа, Р. Башкортостан

*В представленной ниже статье дается описание механизма расстановки свечей на буровых установках (БУ), оснащенных верхним приводом. Разрабатываемый комплекс позволит сократить время выполнения технологического процесса спуско-подъемных операций (СПО), соответственно, получить экономический эффект, обеспечить снижение травматизма за счет минимизации доли ручного труда при СПО. Функции верхового рабочего сведутся к управлению комплексом дистанционно непосредственно на рабочей площадке, что обеспечивает его безопасность при нефтегазоводопроявлении.*

**Ключевые слова:** буровая установка, спуско-подъемные операции, балкон верхового рабочего, автоматизация, снижение травматизма.

## DEVELOPMENT OF A COMPLEX FOR MECHANIZATION OF THE DRILLING PIPE'S ARRANGEMENT DR4000/250EK-BM WITH THE TOP DRIVE SYSTEM

**Bulatov T. A., Konnov Yu. D.**

*The following article describes the mechanism of placement of candles on drilling rigs (DR) equipped with a top drive. The complex being developed will allow to reduce the time taken to complete the technological process of launching and lifting operations (STR) respectively, to obtain an economic effect, to ensure a reduction in injuries by minimizing the share of manual labor in SPO. The functions of a top worker will be reduced to managing the complex remotely directly at the work site, which ensures its safety in the case of oil and gas show.*

**Keywords:** drilling rig, launching operations, balcony of a ridding worker, automation, reduction of injuries.

На сегодняшний день в мире нефтегазового бизнеса существует множество проблем, связанных с разработкой и применением новых решений и технологий в производстве.

В связи с санкциями, приобретение оборудования за рубежом обходится заказчику в довольно-таки крупную сумму, однако нынешний спрос на рынке требует кардинальных мероприятий по пересмотру существующего оборудования и удешевления способов бурения скважин, добычи нефти и газа, не снижая заданных темпов предшествующими оборудованьями и сохраняя требования по безопасности и экологичности. И для того, чтобы повышать качество и скорость бурения необходимо применять новые технологии, использовать современные буровые станки и инструменты. Важно отметить, что чтобы отечественное оборудование нашло свое место в производстве, оно должно быть либо дешевле своих иностранных аналогов (без потери качества), либо превосходить их по качеству [1].

Спуско-подъемные операции (СПО) относятся к наиболее трудоемким работам в бурении. На них приходится около 40 % всего времени, за-

трачиваемого на строительство скважины. Механизация этих работ в бурении является наиболее эффективным средством совершенствования их организации [2].

Предлагаемое совершенствование процесса СПО возникло в связи с технологическим прогрессом выпускаемого оборудования, появлением нового, более дешевого и надежного в эксплуатации оборудования, а также повышением требований к эксплуатации буровых комплексов. Состояние рынка такого, что требуется оборудование способное обеспечить высокие показатели эксплуатации, надежности при минимальных финансовых и физических затратах [3].

Работа ведется совместно с ООО «Уралмаш НГО Холдинг», и разрабатывается данный комплекс с привязкой к буровой установке 4-го поколения БУ 4000/250ЭК-БМ. Основные цели – облегчение труда верхового рабочего и помощников бурильщика, увеличение скорости бурения скважин за счет сокращения затрат времени на СПО, что приведёт к финансовой экономии.

Проведен анализ технических параметров и показателей буровой установки БУ 4000/250 ЭК-БМ с системой верхнего привода, в ходе которого установлено, что на сегодняшний день система верхнего привода не доработана в плане её эффективного использования при СПО и механизация процесса расстановки бурильных труб на подсвечник и обратно при бурении скважин требует особого внимания.

В рамках данного проекта представляется механизм с абсолютно новым принципом работы, позволяющий улучшить основные показатели работ буровых бригад при бурении нефтяных и газовых скважин (время, затрачиваемое на СПО, уровень травматизма, уровень ручного труда при СПО).

Использованием данной механизации в связке с системой верхнего привода планируется: сократить время на проведение СПО; минимизировать риски для жизни членов буровых бригад; получить экономический эффект в рамках внедрения механизма расстановки свечей; повысить культуру производства при бурении нефтяных и газовых скважин.

Функции верхового рабочего сведутся к дистанционному управлению системой и автоматическим элеватором непосредственно на рабочей площадке, что обеспечивает его безопасность при нефтегазопроявлении.

Механизм расстановки свечей планируется изготовить в виде двух составляющих:

- основной механизм перемещения, монтируемый на балкон верхового;
- система повтора движения, установленная ниже основного механизма перемещения (приблизительно, на высоте 4-х метров от рабочей площадки). Ее основная функция – удержание и сопровождение бурильной свечи во время ее перемещения и установки. Данная система включает в

себя телескопическую руку, датчики повтора движения (лазерные приемники и лазерные передатчики) и другие вспомогательные устройства.

Указанный выше механизм также включает в себя: направляющие; систему роликов; приводную часть; рабочую тележку; механизм поворота; рабочий орган спуска и подъема свечи (гидроцилиндр); систему трубных захватов.

Установлено, что, эксплуатируя механизм расстановки бурильных свечей в связке с системой верхнего привода при бурении нефтяных и газовых скважин, значительно ускорится и облегчится процесс строительства скважин.

Также были проведены расчеты технико-экономических показателей в рамках внедрения механизированной системы расстановки свечей. При сокращении затрат времени СПО на 10% за счет замены ручного труда механизмом, а также достижения возможности выполнения двух параллельных процессов (расстановка свечи на подсвечник и спуск системы верхнего привода за следующей свечой к столу ротора), получаем величину экономического эффекта, равную 6400 тыс. руб./год. Срок окупаемости при внедрении разработки составляет 1,2 года.

При применении такой разработки снижается средняя продолжительность спуско-подъемных работ в рамках бурения одной скважины с 8-ми до 7-ми суток.

Также при внедрении этой разработки в производство частично решатся проблемы безопасности на производстве, к которым относятся:

- высокая доля ручного труда при бурении скважин;
- высокий уровень травматизма;
- значительный усталостный фактор рабочих.

### **Список литературы**

1. Булатов Т.А., Комплекс для механизации расстановки свечей буровых установок с верхним приводом производства «Уралмаш-НГО». - Сборник материалов научно-практической конференции: тезисы конференции, XII «Всероссийской конференции молодых ученых, специалистов и студентов». - РГУ НиГ им. Губкина. – М. - 2017. – с. 105-106.

2. Гусман А.М., Порожский К.П. Буровые комплексы. Современные технологии и оборудование. – Екатеринбург: УГГУ, 2013. – 264-271 с.

3. Ермаков С.Ю., Коннов Ю.Д. Модернизация механизма захвата и расстановки свечей на буровой установке. –Уфа: УГНТУ, 2014. 171-172 с.

УДК 622.242.5

## СОВРЕМЕННЫЙ ПОДХОД К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ОПТИМАЛЬНЫХ СООТНОШЕНИЙ МЕЖДУ СКОРОСТЯМИ БУРОВОЙ ЛЕБЁДКИ

**Воробель С. В.**, канд. техн. наук, доцент

Пермский национальный исследовательский политехнический университет, г. Пермь

*Современные средства вычисления и математического анализа позволяют по новому подойти к решению классических задач, например, снять определенные допущения, приводящие к усложнению аналитических выражений. Одной из таких задач механики является выбор соотношений между скоростями буровой лебедки с механической трансмиссией.*

**Ключевые слова:** трансмиссия буровой лебедки, подъёмная характеристика, соотношение скоростей подъёма крюка, время спускоподъёмных операций, бурение наклонно-направленных скважин.

## A MODERN APPROACH TO THE DEFINITION OF OPTIMAL GEAR RATIOS BETWEEN THE SPEEDS OF THE DRILLING WINCH

**Vorobel S. V.**

*Modern means of calculation and mathematical analysis allow a new approach to solving classical problems, for example, to remove certain assumptions that lead to the complexity of analytical expressions. One of these problems is the choice of mechanics gear ratios in the transmission of the drilling winch.*

**Keywords:** drawworks transmission, lifting characteristic, hook lifting, hoisting operations, time of tripping, inclined well.

Задача выбора соотношений между скоростями подъёма крюка в подъёмных системах буровых установок в свое время была оригинально решена А.С. Вирновским [2] для условий однократного подъёма буровой колонны с конечной (проектной) глубины скважины. Эта задача актуальна для буровых лебёдок, имеющих ступенчатую подъёмную характеристику буровой лебедки. Такие лебедки используются на буровых установках с дизельным приводом или нерегулируемым приводом от двигателей переменного тока. Частота вращения двигателя в таком приводе является постоянной, а скорость подъёма крюка регулируется ступенчато с помощью механической трансмиссии. Сущность решения задачи заключается в выборе соотношений скоростей таким образом, чтобы время подъёма колонны было минимальным. А.С. Вирновским при решении задачи не учитывался общий объём спускоподъёмных операций за весь период бурения скважины, соотношение глубин рейсов, т.е. график проходки скважины, вес подвижных частей талевого системы, характеристики привода и т.д. Попытки учесть график проходки скважины и вес подвижных частей талевого системы были сделаны В.И. Тарасевичем для трехскоростных лебёдок [2]. При этом соотношения между второй и первой скоростями у В.И. Тарасевича получились даже больше, чем у А.С. Вирновского (1,5 и 1,7), хотя логика подсказывает, что при большом объёме спускоподъёмных операциях на больших глубинах бурения и соответственно больших нагрузках, соотношения между низкими скоростями должны уменьшаться.

Современные средства вычисления позволяют решить эту задачу с минимальными допущениями.

Время подъема колонны за весь период бурения скважины для лебедки имеющей  $n$  скоростей:

$$T_n = \frac{S_1}{v_1} \lambda_1 + \frac{S_2}{v_2} \lambda_2 + \dots + \frac{S_n}{v_n} \lambda_n, \quad (1)$$

где  $S_1$  – длина поднимаемых труб на 1 скорости, соответственно  $S_2$  – длина поднимаемых труб на 2 скорости и т.д.;  $v_i$  – соответствующая скорость подъема крюка;  $\lambda_i$  – коэффициент заполнения тахограммы подъема, характеризующий динамические характеристики буровой лебедки и совершенство привода, является соотношением максимальной и средней скорости подъема крюка за период подъема одной свечи [1]

$$\lambda_i = 1 + c \frac{v_i^2}{h}, \quad (2)$$

где  $h$  – высота подъема (длина свечи);  $c$  – коэффициент, учитывающий тип привода буровой лебедки, для электропривода  $c = 2,4$  [1].

Длину поднимаемых труб на различных скоростях подъема можно определить из графика проходки или из теоретической кривой проходки, которая представляет собой степенную функцию и определяется формулой  $L = A \cdot z^m$  [1], где  $A, m$  – показатели теоретической кривой проходки,  $z$  – число рейсов за период бурения скважины. На рис. 1 показаны кривые проходки при  $A = 1500$ , числе рейсов 40 и различных значениях  $m$ .

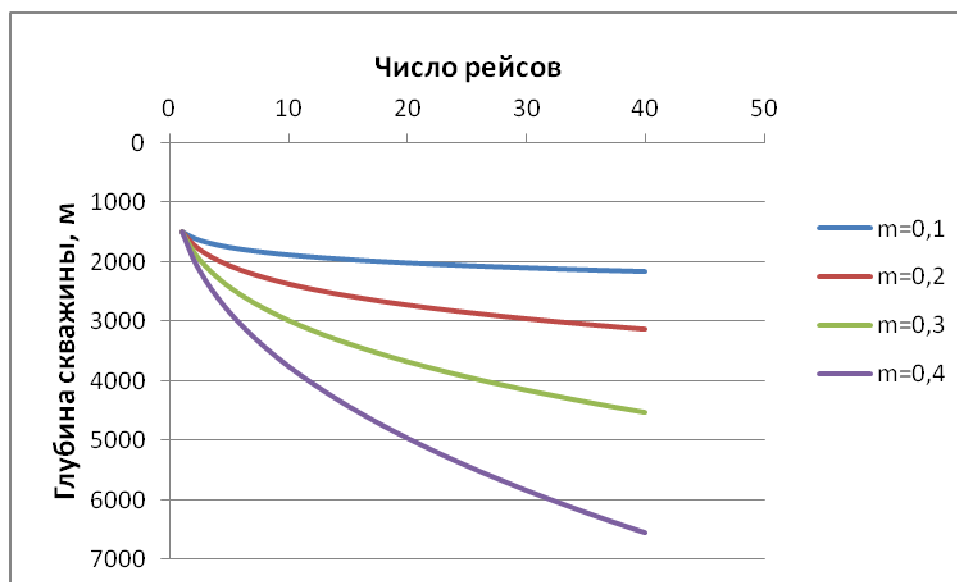


Рис. 1. Теоретические графики (кривые) проходки скважины

Бурение наклонно-направленной скважины с горизонтальным участком в современных условиях можно представить следующим образом: проходка за минимальное число рейсов до участка набора кривизны и выхода в горизонт, а затем бурение горизонтального участка, когда нагрузка

на крюке от рейса к рейсу меняется незначительно. Изменение нагрузки на крюке может быть связано с ростом длины колонны и увеличением сил трения колонны о стенки скважины при её подъёме. Таким условиям наиболее соответствует кривая проходки с показателем  $m = 0,1 \dots 0,2$ . Дальнейшее увеличение  $m$  в расчетах приводит к значительному росту глубины скважины, а значит и нагрузки на спускоподъёмный механизм. Например, из графика видно, что при  $m = 0,4$  за 20 рейсов достигается глубина скважины 5000 м, что больше соответствует условиям проходки вертикальной скважины, а не наклонно-направленной.

Итак, длина труб или объём спускоподъёмных операций на каждой скорости из теоретической кривой проходки определяется по формулам [1]:

$$S_1 = (L_{\max} - L_2)z - \frac{1}{A^{\frac{1}{m}} \left( \frac{1}{m} + 1 \right)} \left( L_{\max}^{\frac{1}{m}+1} - L_2^{\frac{1}{m}+1} \right),$$

$$S_i = (L_i - L_{i+1})z - \frac{1}{A^{\frac{1}{m}} \left( \frac{1}{m} + 1 \right)} \left( L_i^{\frac{1}{m}+1} - L_{i+1}^{\frac{1}{m}+1} \right),$$

$$S_n = L_n z - \frac{L_n^{\frac{1}{m}+1}}{A^{\frac{1}{m}} \left( \frac{1}{m} + 1 \right)},$$

где  $L_1, L_i \dots L_n$  – длины бурильных колонн, соответствующих включению  $i$  – й передачи трансмиссии,  $z$  – общее число рейсов при бурении скважины;  $n$  – число передач трансмиссии.

Выразим  $L_i$  через допустимую нагрузку  $G_i$  на каждой передаче с учётом постоянства мощности буровой лебедки, при этом будем учитывать вес подвижных частей талевого системы и вес 1 м бурильной колонны. Изменение веса 1 м колонны по длине с учетом различных секций бурильных труб и тяжелого низа (УБТ, забойный двигатель), КПД трансмиссии и талевого системы не учитывается.

$$L_i = \frac{G_i}{q}, \text{ где } q - \text{ вес 1 м бурильной колонны.}$$

$$G_i = \frac{N}{v_i} - G_{\text{т.с}}, \text{ где } N - \text{ полезная мощность лебедки, } G_{\text{т.с}} - \text{ вес подвижных}$$

частей талевого системы, движущихся поступательно (крюкоблок с штропами и элеватором, верхний привод и т.п.).

$$\text{Так как } G_{\max} = L_{\max} \cdot q = A \cdot z^m \cdot q, \text{ то } N = (G_{\max} + G_{\text{т.с}})v_1 = (A \cdot z^m \cdot q + G_{\text{т.с}})v_1.$$

Подставляя все выражения в формулу  $L_i$  получим:

$$L_i = A \cdot z^m \frac{v_1}{v_i} - \frac{G_{т.с}}{q} \left( 1 - \frac{v_1}{v_i} \right).$$

Подставив все слагаемые в уравнение (1) получим выражение, определяющее общее время спускоподъёмных операций, которое является функцией скоростей подъема. Для нахождения оптимальных соотношений скоростей необходимо исследовать это уравнение на экстремумы. Для этого продифференцируем полученное уравнение по переменным  $x_i = \frac{v_1}{v_i}$  или по  $v_i$ , получим систему из  $n-1$  уравнения. Дифференцирование такого сложного выражения легко можно сделать в символьном виде в пакете MathCAD. Далее, приравнивая каждое уравнение нулю и решая систему уравнений численным методом получаем искомые оптимальные скорости подъема бурильной колонны.

Численное моделирование показывает, что соотношения между скоростями подъема крюка не зависят от показателя кривой проходки  $A$  и числа рейсов  $z$ . Не значительно зависят от таких показателей как: вес подвижных частей талевого системы  $G_{т.с}$  вес 1 м бурильной колонны, коэффициент, учитывающий вид привода  $c$  в тахограмме подъема. Также на соотношение между скоростями незначительно влияет показатель теоретической кривой проходки скважины  $m$ . Первая скорость подъема  $v_1$  оказывает влияние только на максимальную скорость подъема и не влияет на соотношения между  $v_2$  и  $v_1$

Расчеты соотношений скоростей для 4-х скоростной лебедки при показателе кривой проходки  $m = 0,1...0,2$  и первой скорости подъема изменяющейся в пределах  $v_1 = 0,4...0,7$  показывают, что соотношения  $\frac{v_2}{v_1} = 1,35..1,39$ ,  $\frac{v_3}{v_1} = 1,9..2,0$ ;  $\frac{v_4}{v_1} = 3,4...3,8$  являются оптимальными и обеспечивают минимальное время подъема колонны при бурении наклонно-направленной скважины.

### Список литературы

1. Баграмов Р.А. Буровые машины и комплексы. – М.: Недра, 1988. – 452 с.
2. Северинчик Н.А. Машины и оборудование для бурения скважин. – М.: Недра, 1986. – 368 с.



УДК 622.243

## ВЫБОР КОНСТРУКЦИИ ПОРОДОРАЗРУШАЮЩЕГО ИНСТРУМЕНТА НА ОСНОВЕ ТЕОРИИ АКУСТИКИ ТВЕРДОГО ТЕЛА

Комиссаров А.П.<sup>1</sup>, проф., Прокопович Г.В.<sup>1</sup>, инж., Решетникова О.С.<sup>2</sup>, ст.преп.

<sup>1</sup>Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия

<sup>2</sup>Карагандинский государственный технический университет, г. Караганда, Р.Казахстан

*На основе прикладной теории удара получены зависимости между конструктивными параметрами инструмента буровых машин ударного действия и основными показателями процесса бурения с учетом динамических характеристик горной породы и волнового характера передачи энергии удара в породу. Разработан алгоритм расчета показателей рабочего процесса.*

**Ключевые слова:** ударное бурение, горная порода, инструмент буровой машины.

## INFLUENCE CONSTRUCTION ROCK TOOL ON EFFECTIVENESS IMPACT DRILL

A.P. Komissarov, G.V. Prokopovich, Reshetnikova O.S.

*On the basis applied theory of impact there are formulated about construction parameters tool drill machines impact action and main indices drilling with regard dynamic characters rock and wave character transmission energy impact to rock. Elaboration algorithm of calculation indices operating process.*

**Keywords:** impact drilling, rock, tool of drill machine

Буровые машины ударного действия благодаря своим уникальным характеристикам (способность разрушать горные породы любой крепости при малых массе и габаритах машины) широко применяются в горном деле, особенно при разработке рудных залежей. В связи с ростом единичной мощности оборудования наблюдается перевооружение буровых машин ударного действия – возрастает типоразмер коронок (до 500 мм и более), разрабатываются различные виды вооружения буровых коронок.

При разработке новых высокопроизводительных буровых машин ударного действия все большее значение приобретают вопросы энерго- и ресурсосбережения.

Повышение технического уровня буровых машин ударного действия требует решения ряда задач, основными из которых являются следующие:

- определение динамических характеристик элементов ударной системы – ударника, породоразрушающего инструмента и горной породы;
- установление зависимостей между параметрами инструмента и показателями процесса бурения (скорости бурения, степени передачи энергии удара в породу) с учетом волнового характера передачи энергии удара в породу.

В качестве объекта исследования приняты буровые машины с погружным ударником, оснащенные лезвийным или штыревым инструментом.

Известно [1, 2], что основной динамической характеристикой элементов ударных систем является ударная жесткость элемента, определяющая

как соотношение между силой, действующей в сечении элемента, и скоростью смещения сечения при ударном воздействии, так и степень передачи энергии удара при соударении элементов.

Ударные жесткости ударника и инструмента определяются из выражений

$$C_{уд} = R_{уд} S_{т.уд}; \quad (1)$$

$$C_{ин} = R_{ин} S_{т.ин}, \quad (2)$$

где  $R_{уд}$ ,  $R_{ин}$  – соответственно акустическое (волновое) сопротивление материала ударника и инструмента;  $S_{т.уд}$ ,  $S_{т.ин}$  – площадь ударного торца ударника и инструмента.

Из условия обеспечения максимального КПД удара ударные жесткости ударника и инструмента принимаются равными по величине.

Установлена зависимость для экспресс-оценки величины ударной жесткости ударника

$$C_{уд} = K_{уд} A_{уд} / V_{уд}^2 t_{уд}, \quad (3)$$

где  $K_{уд} = 1 \dots 4$  – коэффициент, зависящий от конструкции ударника;  $A_{уд}$  – энергия удара;  $V_{уд}$  – предударная скорость ударника;  $t_{уд}$  – длительность удара.

Ударная жесткость породы зависит от формы и количества инденторов и в общем виде составит

$$C_{п}(h) = R_{п} S_{к}(h), \quad (4)$$

где  $R_{п}$  – акустическое сопротивление породы;  $S_{к}(h)$  – площадь проекции поверхности контакта инденторов с породой на плоскость, перпендикулярную направлению удара.

При лезвийном инструменте с клиновидными инденторами величина  $S_{к}(h)$  пропорциональна глубине внедрения инструмента, при штыревом инструменте с цилиндрическими инденторами – постоянна.

В работе проведен вычислительный эксперимент на основе разработанной методики по определению параметров буровых машин ударного действия /3/, и установлены зависимости между параметрами инструмента и показателями процесса бурения.

Определены зависимости скорости бурения и энергоемкости разрушения от диаметра инструмента  $D$ . Зависимость скорости бурения от диаметра инструмента имеет нелинейный характер, что согласуется с результатами выполненных исследований /4/.

При повышении ударной жесткости породы за счет увеличения относительной площади поверхности контакта инденторов с породой  $S_{к.отн} = 4S_{к}/\pi D^2$  скорость бурения возрастает, а энергоемкость разрушения уменьшается, что обуславливается изменением степени передачи энергии удара в породу /5/.

Так, в соответствии с прикладной теорией удара действующая на контакте инструмент-порода сила составляет

$$F_{к} = 2F_{ин}C_{п} / (C_{ин} + C_{п}), \quad (5)$$

где  $F_{ин}$  – усилие в ударной волне, проходящей через инструмент.

Отсюда следует, что степень передачи ударных сил (и энергии удара) практически прямо пропорциональна ударной жесткости породы и обратно пропорциональна ударной жесткости инструмента

$$C_{\text{ин.отн.}} = C_{\text{ин}} / (C_{\text{пш}}(C_{\text{пл.мах}}))$$

Соответственно при повышении ударной жесткости инструмента скорость бурения уменьшается, а энергоемкость разрушения увеличивается.

#### ВЫВОДЫ

1. Конструктивные параметры инструмента (площадь ударного торца, форма и количество инденторов) определяют ударные жесткости инструмента и породы и, в конечном счете, основные показатели процесса бурения.

2. В штыревых коронках обеспечивается относительно большая ударная жесткость породы (в 2-3 раза больше, чем в лезвийных коронках), и соответственно, существенное повышение степени передачи энергии удара в породу и эффективности ударного бурения.

3. Существует в зависимости от физико-механических свойств породы рациональное соотношение между ударными жесткостями породы и инструмента, при котором достигается увеличение скорости бурения.

#### Список литературы

1. Соколинский В.Б. Машины ударного разрушения. М.: Машиностроение, 1982, 184 с.
2. Алимов О.Д., Манжосов В.К., Еремьянц В.Э. Удар. Распространение волн деформаций в ударных системах. М.: Наука, 1985, 215 с.
3. Комиссаров А.П., Быков Д.В., Прокопович Г.В. Выбор рациональных параметров породоразрушающего инструмента буровых машин ударного действия. // Горное оборудование и электромеханика, 2010, № 7, с. 22-24.
4. К.И. Иванов, М.С. Варич, В.И. Дусев и др. Техника бурения при разработке месторождений полезных ископаемых. М.: Недра, 1974, 408 с.
5. В.И. Ерофеев, В.В. Кажаяев, Н.П. Семерикова. Волны в стержнях. Дисперсия. Диссипация. Нелинейность. Изд: Физматлит, Москва, 2002, 208 с.

УДК 622.242

## К ВОПРОСУ МЕХАНИЗАЦИИ РАССТАНОВКИ СВЕЧЕЙ С СИСТЕМОЙ ВЕРХНЕГО ПРИВОДА

**Маркелов А.С.**, магистрант, **Гаврилова Л.А.**, доцент, канд. техн. наук  
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

*Приведен анализ использования механизма расстановки свечей в составе комплекса АСП буровой установки с системой верхнего привода. Выявлены актуальные проблемы, возникающие при использовании комплексов механизации спуско-подъемных операций. Рассмотрены варианты применения механизма расстановки свечей. Выявлены преимущества его использования.*

**Ключевые слова:** система верхнего привода, механизация переноса свечи, механизм расстановки свечей.

## TO THE QUESTION OF THE MECHANIZATION OF THE INSTALLATION OF CANDLES WITH TOP TOP DRIVE SYSTEM

**Markelov A.S., Gavrilova L.A.**

*The analysis of the use of the arrangement of the candles in the complex of the TSA of the drilling rig with the top drive system is given. The actual problems that arise when using complexes for the launch and lift operations are identified. Considered options for applying the mechanism of arrangement of candles. The advantages of its use are revealed.*

**Keywords:** top drive system, candle transfer mechanization, candle placement mechanism.

Спуско-подъемные операции (СПО) являются одной из основных составляющих технологического процесса, как проходки, так и ремонта скважины.

В практике нефтегазовой отрасли наиболее часто применяется дискретный способ выполнения СПО на жестких трубах, соединенных в свечи. Продолжительность одного цикла такого технологического процесса СПО определяется:

- способом выполнения,
- конструкцией исполнительных механизмов,
- уровнем механизации и автоматизации,
- квалификацией операторов.

Существующие технические средства для выполнения СПО можно условно разделить на две группы:

1) набор механизмов, в котором механизмируются только определенная часть операций технологического процесса, например, подъем, свинчивание-развинчивание труб;

2) комплекс механизмов с механизацией или частичной автоматизацией всех основных операций.

Если в первом комплексе механизмов все основные технологические операции выполняются последовательно, то вторые – позволяют существенно сократить время подъема-спуска одной свечи за счет совмещения отдельных операций. Например, при подъеме буровой колонны могут совмещаться операции спуска свободного элеватора, отвинчивания свечи и укладки предыдущей свечи в магазин.

На ОАО «Уралмаш» еще в 1964 году были созданы первые комплексы для механизации СПО – автоматы спуска-подъема (АСП), которые позволили существенно снизить время СПО за счет совмещения операций технологического цикла. Эти комплексы облегчили труд буровиков и позволили снизить производственный травматизм. Вместе с тем, они существенно усложнили конструкцию буровой установки [1].

Современные условия разработки нефтегазовых месторождений все чаще требуют использования утяжеленных буровых труб (УБТ). Чем глубже нужно пробурить скважину, тем с большим диаметром нужны трубы, и, соответственно, тем больше их масса. А чем тяжелее работа верхового рабочего, тем больше опасности его жизни и здоровью.

Комплекс механизации и автоматизации спуско-подъемных операций (АСП и КМСП) позволяет механизировать все операции технологического процесса спуско-подъема свечей. Применение механизмов АСП сокращает время спуско-подъемных операций в сравнении с ручной расстановкой на 35...40 %. Экономия времени достигается, в первую очередь, за счет совмещения отдельных операций. Большинство узлов комплекса механизмов АСП унифицированы для всех типов буровых установок.

Повышение уровня безопасности рабочего – это первоочередная задача при любых работах, связанных с разработкой месторождений. Несмотря на достоинства, комплекс АСП с вертикальной расстановкой свечей не обеспечивает достаточную безопасность буровой бригады. Поэтому разработчики буровых установок стремятся полностью автоматизировать операции спуска-подъема, чтобы сократить число людей, задействованных в технологическом процессе разработки месторождения.

Комплексы предназначены для ликвидации тяжелого труда верхового рабочего. При полной автоматизации процесса СПО управление комплексом АСП осуществляется одним человеком – помощником бурильщика с пульта управления, который расположен на уровне подсвечника. Помощник бурильщика выполняет функции оператора, управляющего механизмами комплекса.

Применение комплекса АСП (КМСП) при бурении нефтяных и газовых скважин [2] обеспечивает:

- совмещение во времени спуска-подъема колонны бурильных труб или спуска-подъема элеватора с операциями по переносу и установке отвернутой свечи на подсвечник или к центру скважины, а также со свинчиванием-развинчиванием свечи с колонной бурильных труб;
- механизацию переноса свечи на подсвечник и в центр скважины;
- автоматический подхват и освобождение колонны бурильных труб;
- фиксацию каждой свечи от выпадения из магазина, автоматическое открывание и закрывание защелок (пальцев) магазина во время проведения СПО или при штормовом отстое;
- автоматический останов тележки механизма расстановки свечей (МРС) против выбранной секции магазина.

Комплекс АСП на буровой установке представляет собой набор механизмов, которые размещаются на кронблоке, вышке и основании вышечного блока, а также подвешиваются к талевому блоку.

Одним из путей автоматизации систем АСП является использование механизма расстановки свечей (МРС), который переносит отвернутую свечу с центра скважины на подсвечник и обратно во время проведения СПО. То есть, необходимо обеспечить, чтобы механизм расстановки свечей работал синхронно с остальными составляющими АСП. В частности, с системой верхнего привода. Следует учесть, чтобы управление МРС осуществлялось из кабины бурильщика, сделанной на два места. Посредством пульта и с помощью камер, оператор АСП сможет управлять МРС сидя в безопасной кабине бурильщика.

В последнее время наиболее популярным способом бурения нефтяных и газовых скважин является бурение с применением системы верхнего привода (СВП). Этой системой оборудуются как импортные, так и отечественные буровые установки. СВП являются принципиально новым типом механизмов буровых установок, обеспечивающих выполнение целого ряда технологических операций. Верхний привод представляет собой подвижной вращатель с сальником-вертлюгом, оснащенный комплексом средств механизации СПО - силовой вертлюг.

В соответствии с требованиями п.136 «Федеральных норм и правил в области промышленной безопасности «Правила безопасности в нефтяной и газовой промышленности» (с изм. от 12.01.2015 г.) «Буровые установки должны оснащаться верхним приводом при:

- бурении скважин с глубины по стволу более 4500 м;
- вскрытии пластов с ожидаемым содержанием в пластовом флюиде сернистого водорода свыше 6 (объемных) %;
- наборе угла с радиусом кривизны менее 30 м в наклонно-направленных и горизонтальных скважинах;
- бурении горизонтального участка ствола скважины длиной более 300 м в скважинах глубиной по вертикали более 3000 м;
- бурении всех морских скважин».

Для реализации технологии бурения с использованием систем верхнего привода требуется новый подход и проработка всего комплекса механизации СПО.

Это связано, в первую очередь, с проработкой механизации и автоматизации процесса установки свечи в свечеприемник и захвата ее элеватором при извлечении из свечеприемника при вертикальной расстановке свечей.

При горизонтальной укладке труб (свечей) автоматизация спуско-подъемных операций с применением СВП решена путем применения механизированных приемных мостов (МПМ). В случае с вертикальным размещением свечей управление манипулятором системы верхнего привода

существенно усложняется, что ведет к усложнению всего устройства СВП, снижению его надежности.

Использование системного подхода к проектированию всего комплекса СПО [3] позволяет формировать компоновку его элементов.

Так при наращивании бурильной колонны свечи расставляются вертикально в «гребенку», расположенную на уровне балкона верхового рабочего. СВП элеватором подхватывает трубу на уровне роторного стола и поднимает трубу вверх. На уровне балкона верхового рабочего трубу должен подхватить трубный зажим механизма расстановки свечей, и повернувшись на 90-270 градусов, закрепить трубу/свечу в «гребенке». Если отказаться в этом случае от МРС, то всю эту тяжелую и очень опасную работу придется делать верховому рабочему. Отсюда и возникает актуальность использования данного механизма и его совершенствования.

В связи с этим, предлагается оснащать буровые установки, использующие СВП, механизмами расстановки свечей, где приводная часть будет проектироваться (выбираться) в зависимости от пожеланий заказчика. Применение такого механизма позволит добиться синхронизации процесса наращивания колонны и процесса бурения и отказаться от должности верхового рабочего, поскольку весь процесс наращивания или расстановки свечей будет производиться автоматически с кабины бурильщика посредством пульта управления.

#### **Выводы:**

Таким образом, использование механизма расстановки свечей с системой верхнего привода позволит:

- сократить время на спуско-подъемные операции;
- отказ от должности верхового рабочего, что влечет за собой большой экономический эффект;
- полностью автоматизировать процесс наращивания колонны;

#### **Список литературы**

1. Порожский К.П., Гусман А.М. Буровые комплексы. Современные технологии и оборудование: Научное издание. Екатеринбург: УГГГА, 2002. 592 с. с илл.
2. Гаврилова Л.А. К вопросу влияния компоновки СПК установки на продолжительность и энергоемкость процесса ремонта скважин/ Горный информац.-аналитич. бюллетень, N8 - МГГУ. Москва, 2000.
3. Гаврилова Л.А., Белов С.В. Системный подход при обосновании параметров бурового оборудования/ Технологическое оборудование для горной и нефтяной промышленности: сборник трудов XII международной научно-техн. конференции. Чтения памяти В.Р.Кубачека. – Екатеринбург; УГГУ, 2014. – с.212-213.

УДК 622.276.7

## МОДЕРНИЗАЦИЯ КОМПЛЕКСА МЕХАНИЗАЦИИ СПУСКО-ПОДЪЕМНЫХ ОПЕРАЦИЙ ПРИ ПОДЗЕМНОМ РЕМОНТЕ СКВАЖИН

Минилбаев А.А., аспирант, Коннов Ю.Д., доцент

ФБГОУ ВО Уфимский государственный нефтяной технический университет, г. Уфа

*Статья посвящена возможной автоматизации спуско-подъемных операций при текущем и капитальном ремонте скважин. Рассматривается путь решения наиболее трудоемких и опасных работ при спуско-подъемных операциях.*

*Ключевые слова:* капитальный ремонт скважин, спуско-подъемные операции, автоматизация.

## COMPLEX FOR MECHANIZATION OF ROUND TRIPS AT ROUTINE MAINTENANCE AND WORKOVER

Minilbaev A.A, Konnov Yu.D.

*The article is devoted to the possible automation of the tripping process in the repair and overhaul of wells. Discusses the solution to the most laborious and dangerous works.*

*Keywords:* workover, round, automation.

При бурении и капитальном ремонте скважин наиболее трудоемкими и опасными работами являются спуско-подъемные операции (СПО). Анализ несчастных случаев показывает, что на СПО приходится наибольшее их количество. В основном эти несчастные случаи происходят из-за применения неправильных приемов труда, несоблюдения правил безопасности, нахождения рабочих в опасных зонах рабочей площадки, несогласованности в работе между буровщиком и его помощниками [3].

В 2012 году был зарегистрирован патент на изобретение «Комплекс для механизации спускоподъемных операций при капитальном и текущем ремонте скважин» [1].

В состав комплекса механизации спускоподъемных операций (рисунок 1) включается гидроманипулятор, автоматический элеватор, верхний центратор, система свинчивания-развинчивания, включающий в себя гидроключ с гидравлическим стопорным устройством. Также в состав комплекса входит гидростанция, два пульта управления (первый – в кабине агрегата, второй – дистанционный) и приемные мостки.

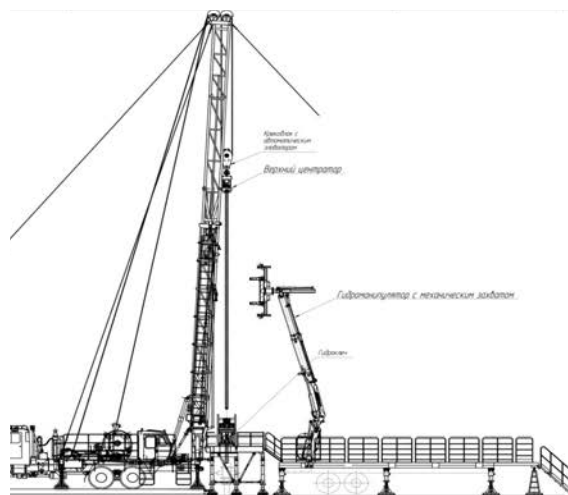


Рисунок 1 – Комплекс для механизации СПО



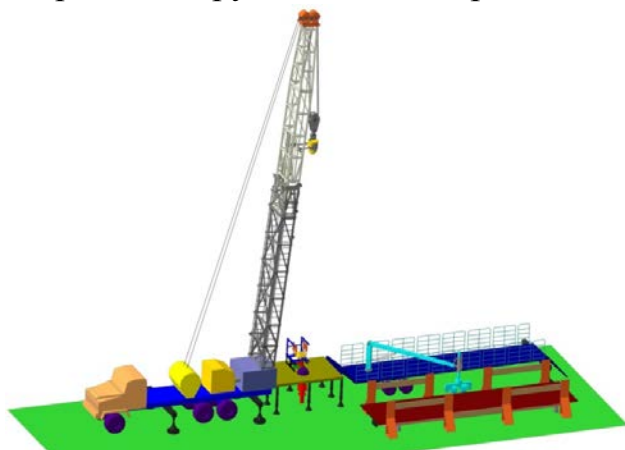
В процессе спуска колонны НКТ, гидроманипулятор забирает трубу с приемных мостков, переводит в вертикальное положение. После этого он начинает перемещать трубу к устью скважины. Когда труба находится на одной оси с колонной НКТ, гидроманипулятор подает трубу в автоматический элеватор. После того, как труба начинает удерживаться автоматическим элеватором, захваты манипулятора приоткрываются таким образом, чтобы труба могла свободно перемещаться в осевом направлении.

Автоматический элеватор начинает опускать трубу, она центрируется захватами, затем ниппель трубы попадает в нижний центратор, который обеспечивает точное попадание ниппеля трубы в муфту трубы эксплуатационной колонны. Нижний центратор смонтирован на стопорном устройстве.

Центрирование трубы необходимо для обеспечения свинчивания-развинчивания насосно-компрессорных труб, так как в случае нестыковки ниппеля трубы и муфты трубы колонны возможны повреждения трубы, и, как следствие, потеря герметичности в колонне.

Гидроключ выдвигается к центру скважины при помощи гидроцилиндра и свинчивает трубы, стопорное устройство фиксирует колонну насосно-компрессорных труб от проворачивания в спайдере. После завершения свинчивания автоматический элеватор, подвешенный на крюкоблоке, начинает опускаться до тех пор, пока муфта трубы не займет положение между гидроключом и стопорным устройством. В этот момент колонна опускается на клинья спайдера, и свободный автоматический элеватор начинает движение в первоначальное положение, когда он находится внутри верхнего центратора.

Так как талевая система с автоматическим элеватором под действием ветровой нагрузки начинает раскачиваться, а для захвата трубы необходимо,



*Рисунок 2 – Комплекс для механизации СПО в формате 3D*

чтобы торец муфты трубы мог точно попасть в отверстие траверсы элеватора, то необходимо предотвратить колебания элеватора. Для этого используют верхний центратор, который монтируется на мачте. Процесс подъема колонны производится в обратном порядке.

Применение предложенного комплекса (рис.2) позволит повысить производительность на 20 % и сократить время на СПО

на 5-10%. Внедрение комплекса способствует снижению риска аварийности и травматизма за счет применения программного управления.

Применение предложенного комплекса позволит:

- а) значительно уменьшить время СПО;

- б) повысить эффективность и безопасность работ;
- в) заменить тяжелую физическую работу механизированной;
- г) повысить культуру производства.

### **Список литературы**

1. Патент РФ № 244608. – 2012. – Бюл. № 7 Комплекс для механизации спускоподъемных операций при капитальном и текущем ремонте скважин
2. Применения открытого. URL: <http://q02.ru/trub/p/68/index.html>
3. Сервер раскрытия информации - ОАО "НК "Роснефть" Решения совета директоров. URL: <http://www.e-disclosure.ru/Index.aspx?eventid=88bg8fFtz0iLPV6XZ-AHqVA-B-B>

УДК 621.65.03

## МОДЕРНИЗАЦИЯ МАСЛОСИСТЕМЫ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ НА КУСТОВОЙ НАСОСНОЙ СТАНЦИИ

Моисеенко К.А., студент, Черемискина М.С., ассистент  
Томский политехнический университет, г. Томск, Россия

*В статье отражены существующие проблемы системы смазки насосных агрегатов на кустовой насосной станции. Приведена существующая на данный момент схема трубной обвязки. Предложены варианты решения текущих сложностей путем модернизации маслосистемы. Отражена экономическая эффективность модернизации.*

**Ключевые слова:** маслобак, трубная обвязка, насосная станция, система смазки.

## MODERNIZATION OF THE OIL SYSTEM OF PUMP UNITS AT A BUSH PUMP STATION

Moiseenko K. A., Cheremiskina M. S.

*The article reflects the existing problems of the lubrication system of pumping units at the pumping station. The current piping layout is shown. Offered options for solving the current difficulties by upgrading the oil system. Reflects the economic efficiency of modernization.*

**Keywords:** oil tank, piping, pumping station, lubrication system.

Кустовые насосные станции являются частью системы сбора нефти и газа на промысле и их дальнейшей транспортировки. Насосные агрегаты требуют постоянного ремонта, причиной которых чаще всего является не качественная смазка подшипников из-за сбоев в работе маслосистемы. На большей части месторождений применены технические решения 90-х годов, в том числе и система смазки. На рисунке 1 представлена гидравлическая схема маслосистемы КНС типового проекта 1990 года.

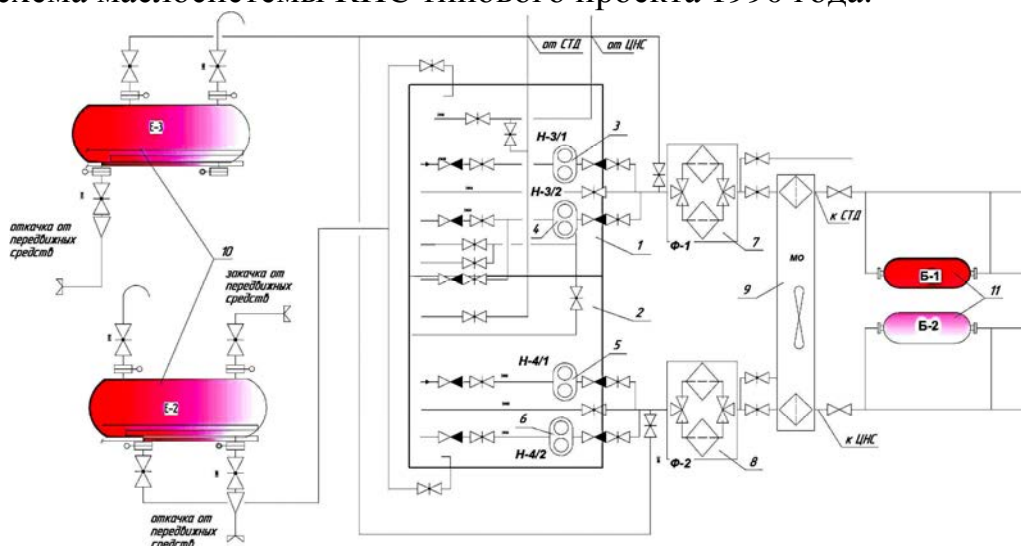


Рисунок 1 – Гидравлическая схема маслосистемы КНС типового проекта 1990 года

Такая система обладает следующими недостатками:

- замену масла можно производить только в летний период, замена в зимний период не допустима (даже в аварийных случаях) из-за возможного замораживания трубопровода;

- большой объем маслобаков, которые занимают соответствующую территорию машинного зала;
- при попадании воды в масло через уплотнение одного насосного агрегата, образуются продукты коррозии, и загрязняется вся система смазки;
- большие габариты трубной обвязки (Рисунок 2).



Рисунок 2 – Трубная обвязка

Возможным вариантом решения, всех причисленных выше проблем является переход к индивидуальной системе смазки каждого насосного агрегата (Рисунок 3-4).

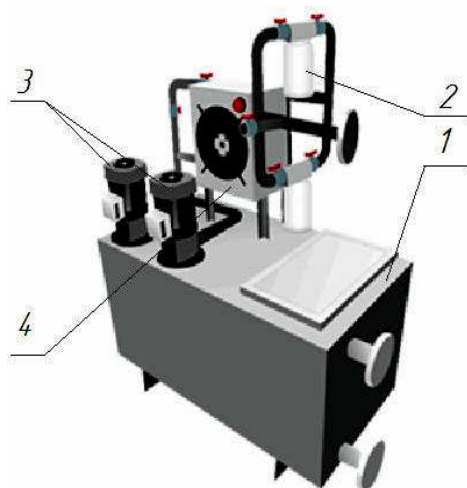


Рисунок 3 – Трёхмерная модель маслосистемы

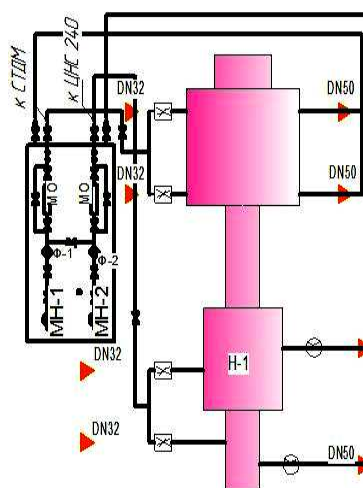


Рисунок 4 - Схема КНС новой маслосистемы

Принцип работы новой маслосистемы основан на циркуляции потotka масла при помощи полупогружного насоса центробежного типа. Такая маслосистема позволит проводить полную очистку масла от воды и механических примесей, попадающих в маслопровод из гидравлической части основного насоса без его слива и остановки маслостанции. Так же данная система позволит значительно сократить трубную обвязку и уменьшить объем маслобаков.

Предложенная маслосистема так же обладает и экономическим эффектом. Особенно он будет наблюдаться при строительстве новых станций. У новой маслосистемы будет значительно меньшая стоимость за счет отсутствия емкостей для хранения масла и затрат на их монтаж, и уменьшения объемов требуемого масла.

Таблица

Экономические показатели маслосистем

№ п/п	Наименование показателей	Ед. измерения	Проект маслосистемы 1990-го года	Проект маслосистемы МС-2
1.	Маслостанция	руб.	1920000	654000
2.	Ёмкость для хранения масла	руб.	787800	-
3.	Монтаж емкостей масла	руб.	223840,33	-
4.	Монтаж маслосистемы	руб.	55345,24	37812,42
5.	Объём используемого масла	руб.	41088	6163,2
<b>Итого</b>		<b>руб.</b>	<b>3028073,57</b>	<b>697975,62</b>

Применив новую маслосистему мы сможем решить текущие проблемы ремонта и обслуживания, сократить затраты и повысить эффективность работы насосных агрегатов.

### Список литературы

1. Влацкая И. В., Заельская Н. А. Проектирование системы оперативного планирования технологических режимов работы насосов насосной станции с использованием структурного подхода // Сборник научных трудов world по материалам международной научно-практической конференции. М: Изд-во Куприенко Сергей Васильевич, 2011. С. 57-59.
2. Исследование автобалансира с многорезервуарным устройством / Пашков Е.Н., Мартюшев Н.В., Зиякаев Г.Р., Кузнецов И.В. // Современные проблемы науки и образования. 2013. № 3. С. 1.
3. ТИ 05757854-СТКК-01-2001. Насосные установки и их эксплуатация: утв. Начальником отдела АСУ ТП 12.03.2001. - Введ.27.04.2001 – Череповец: ПАО Северсталь, 2001. – 203с.

УДК 622.233.05

## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ БУРОВОЙ ТЕХНИКИ В ИЗМЕНЯЮЩИХСЯ УСЛОВИЯХ ЖЕЛЕЗОРУДНЫХ КАРЬЕРОВ

Реготунов А.С.<sup>1</sup>, канд. техн. наук, Сухов Р.И.<sup>1</sup>, канд. техн. наук.

<sup>1</sup>Институт горного дела Уральского отделения РАН, г. Екатеринбург, Россия

*В результате выполненных исследований по изучению динамики изменения горно-технологических условий на крупных железорудных карьерах выявлена тенденция перехода к большим глубинам ведения буровзрывных работ, повышению доли скальных горных пород в общем объеме добываемой горной массы. Для обеспечения энерго- и ресурсосбережения, а также промышленной безопасности в изменяющихся условиях ведения горных работ предложена совокупность технических требований к буровой технике.*

**Ключевые слова:** буровая техника, железорудный карьер, условия, затраты, буровзрывные работы, требования, ресурсосбережение, энергоэффективность, безопасность.

## IMPROVEMENT OF DRILLING EQUIPMENT IN VARYING CONDITIONS OF IRON ORE QUARRIES

Regotunov A. S., Sukhov R. I.

*As a result of the research on the dynamics of changes in mining and technological conditions in large iron ore quarries revealed a tendency to move to greater depths of drilling and blasting, increasing the proportion of rock in the total volume of mined rock mass. To ensure energy and resource saving, as well as industrial safety in the changing conditions of mining, a set of technical requirements for drilling equipment is proposed.*

**Keywords:** drilling equipment, iron ore quarry, conditions, costs, drilling and blasting operations, requirements, resource saving, energy efficiency, safety.

Железная руда открытым способом добывается на 26 карьерах России [1-4]. Самые крупные железорудные карьеры находятся: в Центральной части – это Лебединский, Михайловский, Стойленский; на Северо-Западе – Костомукшский, Ковдорский, Оленегорский, Кировогорский; на Урале – Главный, Западный и Северный Качканарского ГОКа; в Сибири – Коршунский, Рудногорский, Тейский, Южный. На их долю приходится более 90 % всего объема добываемой железной руды открытым способом в России.

Современный этап развития открытых горных работ (рис. 1) характеризуется значительными объемами выемки горной массы с больших глубин (350 – 400 м).

Увеличение глубины ведения горных работ на карьерах сопровождается увеличением доли скальных горных пород в общем объеме добываемой горной массы (рис. 2). Это характерно для всех предприятий Северо-Запада, Урала, Центра, а на некоторых карьерах – Качканарский ГОК, Ковдорский ГОК – вся добываемая в настоящее время горная масса является скальной.

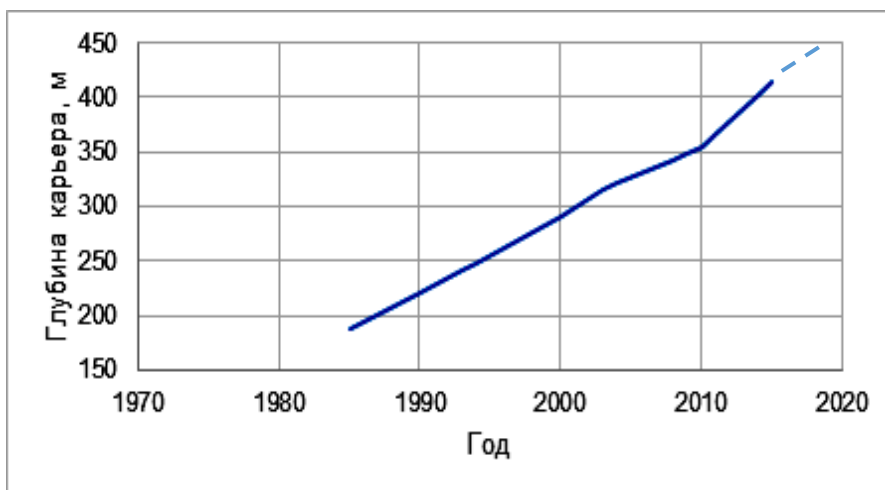


Рис. 1. Средневзвешенная глубина крупных российских железорудных карьеров



Рис. 2. Увеличение средней глубины карьера и повышение доли скальных горных пород в общем объеме добываемой горной массы

Таким образом, более 90 % железной руды в стране в ближайшие годы будет добываться в крупных карьерах глубиной более 400 м. При этом доля крепких и крепчайших пород в вынимаемой горной массе превысит 75 %, что потребует для их разрушения совершенствования параметров буровой техники.

С ростом глубины карьеров происходят изменения в технологии ведения работ и параметрах рабочей зоны, увеличивается дальность перемещения техники на разные горизонты [5]. При увеличении глубины карьеров необходимо решать задачу обеспечения высокой надежности, экономичности, безопасности применения технических средств для бурения скважин.

За рубежом и в России в настоящее время доминирующим способом проходки взрывных скважин на карьерах является шарошечный способ. Буровые станки, создаваемые ведущими фирмами США, Швеции, Финляндии, ЮАР применяются при разработке большинства горнорудных месторождений черной и цветной металлургии.

Согласно [6] более 90 % объемов выполняется шарошечными станками. Парк буровых станков на карьерах ежегодно увеличивается за счет приобретения шарошечных станков, общее количество которых составило в 2018 году более 400 единиц.

На основе анализа динамики изменения горнотехнических условий и факторов, предопределяющих уровень технико-экономических показателей разрушения массивов горных пород буровзрывным способом выявлена необходимость разработки дополнительных требований для совершенствования конструкций буровой техники. Поскольку установлено повышение прочностных свойств разрушаемого массива с глубиной, и связанное с этим увеличение энергоемкости процессов разрушения горных пород, то общая стратегия выработки требований к буровым станкам предполагает кардинальное снижение веса и габаритных размеров буровых станков, повышение мобильности, кардинальное сокращение времени вспомогательных операций. Данной стратегии отвечает использование облегченных материалов типа углепластика или текстолита, внедрение комбинированного инструмента, применение модульного принципа создания конструкций буровых станков, обеспечивающего быструю замену отказавшей детали для сокращения простоев оборудования, связанных с ремонтом.

В связи с увеличением протяженности фронта работ и расстояний транспортирования станков в карьере, следует предусмотреть техническую возможность поэлементной сборки-разборки станков с последующей доставкой согласно требованиям, изложенным в Правилах перевозок грузов автомобильным транспортом, утвержденных Постановлением Правительства РФ от 15.04.2011 №272. до следующего места, намеченного к бурению. Дело в том, что станок можно перегонять как своим ходом, так и разбирать на части и перевозить автомобильным транспортом. Вместе с тем масса станка либо крупных отдельных частей, как правило, больше, чем допустимая масса груза по приведённым правилам. В этой связи части станка необходимо разбирать на более мелкие детали, что трудоемко и неудобно. Поэтому конструкторские работы по новому оборудованию следует вести с учётом возможности быстрой разборки, транспортировки и сборки на новом месте.

В связи с тем, что удельная доля применяемых на карьерах станков с истекшим сроком службы довольно существенна [7], то для обеспечения максимальной производительности таких станков необходимо объективное районирование и составление карт буримости в планируемых к обработке участках. Это требование необходимо в целях определения участков массива пород с преимущественно некрепкими (мягкими) породами, бурение скважин в которых может вестись на энергосберегающих режимах, что уменьшает риск возможных поломок и аварий на станках с истекшим сроком службы.

Необходимо совершенствование планирования горных работ для минимизации количества перегонов станков в карьере.



Внедрение на процессах бурения сначала дистанционного управления, а в последующем и полного автоматического управления путем оснащения бортовым компьютером и системой высокоточного позиционирования, позволит существенно повысить промышленную безопасность и оградить машиниста станка от воздействия ряда вредных производственных факторов. А учитывая, что в процессе ведения буровзрывных работ существенное влияние оказывают свойства пород, которые постоянно изменяются от точки к точке пространства выемочного блока, то, во многом, энергоэффективность и ресурсосбережение при разрушении горных пород буровзрывным способом определяется имеющейся информацией о свойствах горных пород в естественном залегании. Поэтому разработка информационных систем по мониторингу данных о прочностных характеристиках горных пород в локальных массивах необходима и имеет высокую научно-практическую ценность [10, 12].

Учитывая, что до 80 % потребляемой мощности станком в процессе бурения скважины расходуется на обеспечение работы компрессора, то одним из требований по повышению энергоэффективности процесса следует считать снижение коэффициента гидравлического сопротивления клапанов.

Вновь создаваемая буровая техника для горнодобывающих предприятий должна обладать качествами, не уступающими лучшим современным образцам и иметь технические возможности для реализации принятой на предприятии технологии буровзрывных работ, то есть обеспечивать требуемые высоту уступа при работе экскаватора, угол откоса борта, диаметр скважин.

Среди таких качеств основными являются:

- авторегулирование параметров режима бурения с учетом получаемой информации о физическом состоянии массива горных пород с целью обеспечения ресурсосбережения при бурении скважин.

- использование приборного контроля работоспособности основных деталей и узлов станка. Достигается повышение безопасности использования станка.

- гидрофикация основных приводов станка.

- оснащение системой мокрого пылеподавления. В модификации с дизельным приводом для подогрева емкости для воды должны использоваться выхлопные газы дизеля, комплектации станка системой сухого пылеулавливания. Обеспечивается повышение экологичности.

- оснащение виброзащищенным рабочим местом оператора, кондиционерами, системами вентиляции, обогрева, вибро - шумо - и пылезащиты, а также установкой стеклоочистителей. Обеспечивается повышение эргономичности и условий труда.

- автоматизация процесса бурения и вспомогательных операций [8-12].

**Вывод.** Таким образом, выше изложены требования к буровой технике, обеспечивающие в совокупности энергосбережение, ресурсосбережение и промышленную безопасность буровзрывной подготовки горной массы с ростом глубины карьеров. Сформулированные требования подлежат корректировке по итогам технико-экономического обоснования и проведения опытно-промышленных испытаний в конкретных условиях горнодобывающего предприятия согласно действующим нормативным документам, регламентирующим разработку, испытания, производство новой техники.

Исследования выполнены в рамках Государственного задания, темы № 0405-2019-0005 (2019 – 2021гг.), а также при дополнительном привлечении хоздоговорных средств.

### **Список литературы**

1. Техничко-экономические показатели горных предприятий за 1990-2005 гг. / Институт горного дела УрО РАН. – Екатеринбург: ИГД УрО РАН, 2006. – 364 с.
2. Техничко-экономические показатели горных предприятий за 1990-2008 гг. / Институт горного дела УрО РАН. – Екатеринбург: ИГД УрО РАН, 2009. – 370 с.
3. Техничко-экономические показатели горных предприятий за 1990-2011 гг. / Институт горного дела УрО РАН. – Екатеринбург: ИГД УрО РАН, 2012. – 407 с.
4. Техничко-экономические показатели горных предприятий за 1990-2014 гг. / Институт горного дела УрО РАН. – Екатеринбург: ИГД УрО РАН, 2015. – 321 с.
5. Бурькин С. И. Анализ и совершенствование горного производства открытых разработок / С.И. Бурькин // Изд-во: УрО РАН. – Екатеринбург. – 2002. – 242 с.
6. Анистратов К. Ю. Анализ рынка буровых станков для оптимизации горных работ горнодобывающих предприятий России / К.Ю. Донченко, Т.В. Опанасенко, П.И. Строгий [Электронный ресурс]: статья в научно-техническом электронном журнале. – Режим доступа: [www.gornoe-delo.ru](http://www.gornoe-delo.ru): сайт. – 2018. – URL: [http://www.gornoe-delo.ru/jgd/2018/2018\\_1.pdf](http://www.gornoe-delo.ru/jgd/2018/2018_1.pdf) (дата обращения 14.10.2018).
7. Болкисев В.С. Вопросы определения продолжительности безопасной эксплуатации карьерных буровых станков после окончания установленного срока службы / В.С. Болкисев, Р.И. Сухов, Ю.В. Болкисева // Горное оборудование и электромеханика. – 2014 – №6. – С. 33-37.
8. Сухов Р. И. Об удельной энергоёмкости разрушения горных пород при бурении взрывных скважин / Р. И. Сухов, Д. С. Шахматов, И. В. Паньков и др. // Горный журнал. – 1991. – № 3. – С. 26-28.
9. Буткин В. Д. Выбор и рациональная эксплуатация буровых инструментов и станков на карьерах / В.Д. Буткин, А.В. Гилев, Р.А. Гилев, Д.С. Догадин, Д.Б. Нехорошев, В.Т. Чесноков; под ред. В.Д. Буткина, А.В. Гилева. Красноярск: Сибирский федеральный университет. – 2010. – 236 с.
10. Лагунова Ю.А., Трофимов С.Н. Буровые станки для открытых горных работ производства ОАО «НИПИГормаш» // Горное оборудование и электромеханика. - № 10. – 2011. – С. 13-18
11. Реготунов А.С. Результаты исследований прочностных свойств локальных массивов в процессе бурения с применением программно-аппаратного комплекса / А.С. Реготунов, Р.И. Сухов // Проблемы недропользования. – 2016. – № 4 (11). – С. 121-129.
12. Лагунова Ю. А., Комиссаров А. П., Шестаков В. С. и др. Горные машины. Энциклопедия. Т. IV-24. М.: Машиностроение, 2011. 493 с.

УДК 622.23.51

## **ПРЕДПОСЫЛКИ К СОЗДАНИЮ РОССИЙСКОГО СТАНКА ДЛЯ ШАРОШЕЧНОГО БУРЕНИЯ ВЗРЫВНЫХ СКВАЖИН С ДИЗЕЛЬНЫМ ПРИВОДОМ. БУРОВОЙ СТАНОК МР-200**

**Тихомиров С.А., Шибанов Д.А.**

ООО «ИЗ-КАРТЭКС имени П.Г. Коробкова»

*Проанализирована потребность рынка в буровых станках. Приведено описание конструктивных особенностей и технических характеристик бурового станка МР-200 продуктовой линейки ИЗ-КАРТЭКС.*

*Ключевые слова:* станки шарошечного бурения, анализ рынка, классификация буровых станков, ИЗ-КАРТЭКС, буровой станок МР-200.

## **PREREQUISITES FOR THE CONSTRUCTION OF A RUSSIAN ROTARY DRILL FOR BLAST HOLES ON OPEN PITS. MR-200 – ROTARY DRILL**

**Tikhomirov S.A., Shibanov D. A.**

*The article describes the causes of the rapid increase in the angle of sharpening the teeth of excavators bucket-type ECG. The technique of thermomechanical processing segmented tooth manufacturing materials (steel 110G13L), allowing to increase its wear resistance and lead to an effect of self-sharpening teeth.*

*Keywords:* rotary drills, market analysis, classification, IZ-KARTEX, MR-200

Рынок РФ и СНГ станков шарошечного бурения взрывных скважин на открытых горных работах представлен линейками как российских, так и зарубежных производителей. Основным российским производителем станков шарошечного бурения для открытых горных работ являются Рудгормаш (г. Воронеж). Зарубежные производители буровой техники для открытых горных работ, представленные на рынке РФ и СНГ – Epiroc (ранее Atlas Copco) и Sandvik.

Основными техническими характеристиками буровых станков шарошечного бурения являются: номинальный диаметр бурения (мм), глубина бурения (м), усилие подачи (кН), рабочая масса (т), тип привода станка. Для систематизации выпускаемых в мире линеек станков, представленных на рынке, они были распределены по совокупности параметров: диаметру разбуриваемой скважины, усилию подачи и массе на 5 основных классов. Epiroc производит буровые станки всех классов. Sandvik не выпускает станки V класса с диаметром бурения более 350 мм. Caterpillar не производит станки I класса с диаметром бурения 150 мм. Komatsu выпускает станки шарошечного бурения III-V классов. Рудгормаш предлагает рынку линейку буровых станков II-IV классов с диаметром бурения от 160 до 310 мм.

По типу привода станки более лёгких классов, как правило, выпускаются с дизель гидравлическим приводом, т.е. силовой агрегат включает в себя дизельный двигатель и насосный агрегат, обеспечивающий работу основных и вспомогательных приводов. Станки более тяжёлых классов

комплектуются электрическим приводом. Зарубежные производители производят буровые станки как с дизельным, так и с электрическим приводом. Российские производители выпускают буровые станки в основном с электроприводом. Тут стоит уточнить, что компоновка импортных станков предусматривает простую замену дизеля на электрический двигатель. У станков производства Рудгормаш электрогидравлический привод основных и вспомогательных функций и электрический привод хода. У СБШ-270/270А, производства ИЗ-КАРТЭКС, полностью электропривод кроме вспомогательных операций.

По данным горнодобывающих предприятий России, открытых источников печати и сведений таможенной базы РФ за период 2007-2017 гг. на российские предприятия по добыче полезных ископаемых открытым способом было поставлено 626 шарошечных станков с диаметром бурения скважин 150-310 мм (рисунок 1).

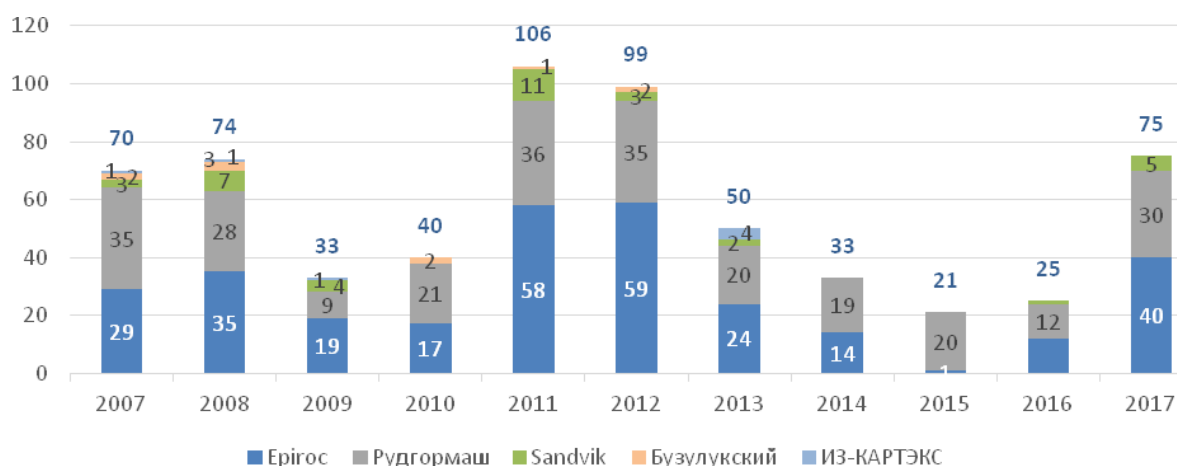


Рисунок 1 – Поставки станков шарошечного бурения на рынок РФ за 2007-2017 гг.

Основную долю рынка – 92 % составляют станки производства Epiroc и Рудгормаш, контролирующие 49 % и 43 % соответственно. Доли поставок буровых станков по предложенным классам за рассматриваемый период распределяются следующим образом: на буровые станки II класса приходится 53 % от всего объема поставленных на рынок РФ буровых станков, III класса – 43 %, на I и IV класс приходится по 2%. Буровые станки массой 150-200 т для бурения взрывных скважин диаметром от 350 мм на рынок РФ не поставлялись.

Учитывая вышеизложенное, на российском рынке буровых станков сложилась следующая ситуация: более 50% спроса покрывается импортом, а в случае дизель-гидравлических станков среднего класса покрывается импортом полностью. Таким образом, существует ниша для вывода на рынок отечественного дизель-гидравлического шарошечного станка.

ИЗ-КАРТЭКС имеет компетенции и опыт в производстве буровых станков IV класса с номинальным диаметром бурения скважин 270-310 мм. В 1996 году совместно со специалистами Лебединского ГОКа был разработан буровой станок шарошечного бурения СБШ-270. По усилию подачи,

равному 350-450 кН, СБШ-270 относится к IV классу станков с диаметром бурения 270-310 мм. В настоящее время произведено и поставлено на горнодобывающие предприятия России и дальнего зарубежья 25 единиц станков СБШ-270 и его модификаций, в том числе 5 станков СБШ-270А с удлиненной мачтой «single-pass drilling» для бурения скважин в один проход без наращивания бурового става [1].

Перспективная линейка буровых станков ИЗ-КАРТЭКС представлена в таблице 1. В настоящее время в соответствии с мировыми тенденциями в компании ведется разработка линейки станков шарошечного бурения классов 160-200 мм и 200-250 мм.

Таблица 1 – Перспективная линейка буровых станков ИЗ-КАРТЭКС

Параметры	Класс		
	II	III	IV
Базовый диаметр, мм	160-200	200-250	270-310
Усилие подачи, кН	200-270	280-320	340-450
Рабочая масса, т	40-60	70-90	100-150
Тип привода	дизель	дизель / электро	дизель / электро
ИЗ-КАРТЭКС	МР-200	МР-250	СБШ-270/270А

Учитывая спрос горнодобывающих предприятий на буровые станки II класса, в настоящее время разработана КД на буровой станок МР-200 и начато его производство.

Станок МР-200 предназначен для бурения взрывных скважин диаметром 170-250 мм в породах до 14-й категории крепости по шкале Прото-дьяконова.

МР-200 комплектуется силовой установкой на базе дизельного двигателя, от которого приводятся насосный агрегат и компрессорная установка с винтовым блоком GHH-Rand производительностью 34 м<sup>3</sup>/мин. Мощность двигателя 404,5 кВт.

Основные и вспомогательные механизмы полностью гидрофицированы, это позволяет существенно снизить их массу по сравнению с аналогичными узлами, имеющими электропривод. Вращатель верхнего типа обеспечивает вращение бурового става со скоростью до 160 об/мин и моментом 10 000 Нм. Механизм подачи с приводом от гидроцилиндров развивает усилие 240 кН и обеспечивает скорость подъема става из скважины до 60 м/мин.

Мачта станка рамной конструкции открытого типа выполнена из труб прямоугольного сечения из низколегированной конструкционной стали, чем достигается оптимальное соотношение веса и прочностных характеристиках металлоконструкции. Станок имеет возможность наклонного бурения с максимальным углом 30°, обеспечиваемую специальным устройством стопорения мачты.

Гусеничные многоопорные тележки ходовой части станка оборудованы индивидуальными гидроприводами мощностью 123 кВт на каждую гусеницу, это позволяет развить скорость передвижения до 2,7 км/ч. Гусеничные тележки крепятся к несущей раме станка через балансирный подвес, что позволяет сглаживать неровности грунта при передвижении и снижать нагрузки на металлоконструкции станка

Станок оборудован новой эргономичной кабиной рассчитанной на одновременное пребывание двух человек. Место оператора позволяет выполнять все операции технологического процесса бурения одним человеком. При конструировании кабины было уделено особое внимание виброзащите оператора. Также кабина оборудована системами вентиляции и фильтрации забортного воздуха, кондиционирования и обогрева как от охлаждающей жидкости дизеля, так и с применением системы автономного отопления при отключённой силовой установке.

Рабочее место оператора обеспечивает хороший обзор бурового стола, мачты и бурового става, а также обзор по обоим направлениям движения станка. Расположение органов управления способствует быстрой адаптации оператора к новому рабочему месту.

Освещение буровой площадки (забоя) осуществляется виброзащищёнными светодиодными прожекторами повышенной надёжности с длительным сроком эксплуатации, специально разработанными для применения на буровых станках.

Станок оборудован системой сухого пылеулавливания для фильтрации воздуха, выходящего из скважины от пыли и буровой мелочи. Система оборудована сменными фильтроэлементами и модулем обратной продувки, что существенно продлевает срок службы фильтроэлементов [1].



**Рисунок 2 – Рисунок Буровой станок МР-200**

При разработке нового бурового станка был учтен опыт эксплуатации буровых станков производства ИЗ-КАРТЭКС, а также опыт эксплуатации и обслуживания аналогичных станков на горнодобывающих предприятиях России [1]. Применённые и разработке станка МР-200 конструк-

тивные и технологические решения, а также опыт создания тяжёлой карьерной техники позволяют создать конкурентоспособный буровой станок, отвечающий всем современным требованиям к надёжности, технологии, дизайну и прочим критериям.

В данное время ведётся изготовление металлоконструкций станка МР-200 и закупка комплектующих. Окончательная сборка станка на производственной площадке ИЗ-КАРТЭКС и его испытания запланированы на 2019 год. Опытно-промышленная эксплуатация бурового станка МР-200 будет проходить на одном из разрезов Кузбасса.

### **Список литературы**

1. Лагунова Ю. А., Комиссаров А. П., Шестаков В. С. и др. Горные машины. Энциклопедия. Т. IV-24. М.: Машиностроение, 2011. 493 с.

# **ВОПРОСЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ И РАСЧЕТЫ СЛОЖНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ**

***Чтоб трагичное мгновенье  
Горняков бежало прочь,  
Кто-то должен непременно  
Рассчитать весь риск  
точь-в-точь!***

Доц. П.А. Жиганов



УДК 624.04

## НЕРАЗРЕЗНЫЕ СТРОИТЕЛЬНЫЕ КОНСТРУКЦИИ С УПРУГО-ПОДАТЛИВЫМИ ОПОРНЫМИ УЗЛАМИ (СТЫКАМИ)

Ахмедиев С.К.<sup>1</sup>, проф., Безкороваиный П.Г.<sup>1</sup>, ст. преп.

<sup>1</sup>Карагандинский государственный технический университет, г. Караганда, Р.Казахстан

*Статья посвящена определению методики расчета напряженно-деформированного состояния неразрезных конструкций с упруго-податливыми стыками*

**Ключевые слова:** узел, стык, метод конечных элементов, стержневая система.

## NON-SPLIT CONSTRUCTION STRUCTURES WITH ELASTIC-FITTED SUPPORT KNOTS (JOINTS)

Ahmediev S.K., Bezkorovainyy P.G.

*The article is devoted to the determination of the method of calculating the stress-strain state of continuous structures with elastic-compliant joints.*

**Keywords:** knot, joint, finite element method, core system.

В горно-шахтном строительстве широко применяются в качестве строительных конструкций неразрезные стержневые системы (многопролетные балки, многоэтажные стойки). При этом особое внимание с точки зрения исследования работы подобных систем вызывает наличие в них упруго-податливых опорных узлов. Податливость опорных узлов обусловлена их конструктивной смежностью с нижележащими или примыкающими к ним конструкциями. В этом случае задача расчётов и исследований строительных конструкций выполняется в связи с учётом упруго-податливого деформирования опорных (стыковых) узлов.

Рассмотрим в общем виде расчётную схему неразрезных конструкций с упруго-податливыми стыками при наличии множества исходных факторов (рисунок 1).

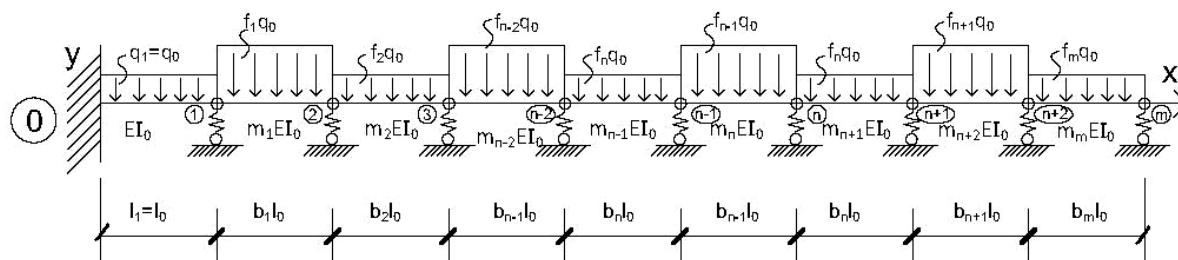


Рис. 1. Расчётная схема неразрезных конструкций с упруго-податливыми опорами (стыками).

Эта схема характеризуется множеством переменных, определяемых значениями изменяемых по пролётам коэффициентов:

$f_1, f_2, \dots, f_{n+1}, f_m$  - коэффициенты для определения интенсивность равномерно распределённой нагрузки;

$m_1, m_2, \dots, m_{n+1}, m_m$  - то же, для значений изгибных жесткостей;

$b_1, b_2, \dots, b_{n+1}, b_m$  - то же, для изменяемых размеров пролётов.

Для исследования напряжённо-деформированного изгибного состояния рассматриваемой неразрезной конструкции (рис. 1) применим классический метод сил [1-4]. Основными известными являются опорные изгибающие моменты -  $M_1, M_2, M_3, \dots, M_{n+2}$ . Каноническое уравнение (уравнение пяти моментов) с учётом упругой податливости промежуточных опор (стыков) для  $n$ -ой опоры имеет вид:

$$\delta_{n, n-2} M_{n-2} + \delta_{n, n-1} M_{n-1} + \delta_{n, n} M_n + \delta_{n, n+1} M_{n+1} + \delta_{n, n+2} M_{n+2} + \Delta_{пр} = 0 \quad (1)$$

где:  $(n=1,2,\dots,m)$

Коэффициенты уравнения (1) принимает следующие выражения [2,4]:

$$\begin{aligned} \delta_{n, n+2} &= C_{n-1}/l_{n-1} \cdot l_n; \\ \delta_{n, n+1} &= C_{n+1}/l_{n+1} \cdot l_{n+2}; \\ \delta_{n, n-1} &= l_n/6EJ_n - C_{n-1}/l_n(1/l_{n-1} + 1/l_n) - C_n/l_n(1/l_n + 1/l_{n+1}); \\ \delta_{n, n} &= l_n/3EJ_n + l_{n+1}/3EJ_{n+1} - l_{n-1}/l_n^2 + C_n(1/l_n + 1/l_{n+1})^2 + l_{n+1}/l_{n+1}^2; \\ \delta_{n, n+1} &= l_{n+1}/6EJ_{n+1} - C_{n+1}/l_{n+1}(1/l_{n+1} + 1/l_{n+2}) - C_n/l_n(1/l_n + 1/l_{n+1}). \end{aligned} \quad (2)$$

$$\Delta_{пр} = B_n^\phi/EJ_n + A_{n+1}^\phi/EJ_{n+1} + R_{n-1}(C_{n-1}/l_n) - C_n(1/l_n + 1/l_{n+1})R_n + (C_{n+1}/l_{n+1})$$

где:  $R_{n+1}$ , где  $R_{n-1}, R_n, R_{n+1}$  - действительные опорные реакции опор  $n-1, n, n+1$  в основной системе (шарниры на концах пролётов) от заданной внешней нагрузки, т.е. балочные реакции в пролётах неразрезной балки.

$B_n^\phi, A_{n+1}^\phi$  - правая и левая фиктивные опорные реакции  $n$ -го пролёта; они вычисляются по формулам:

$$B_n^\phi = \omega_n a_n / l_n; A_{n+1}^\phi = \omega_{n+1} * b_{n+1} / l_{n+1}, \quad (3)$$

где:  $\omega_n, \omega_{n+1}$  - площади грузовых эпюр моментов  $n$ -го пролёта;

$a_n, b_{n+1}$  - абциссы центров тяжести грузовых эпюр моментов;

$C_{n-1}, C_n, C_{n+1}$  - коэффициенты упругого смещения опор  $n-1, n, n+1$  от действия единичных сил основной системы ( $X_{n-1}=X_n=X_{n+1}=1$ ).

Алгоритм расчёта конструкции с упруго-податливыми опорами (стыками) заключается в том, что вычислив единичные коэффициенты ( по выражениям "2"), подставляем их в уравнение пяти моментов (1), и в результате получаем систему линейных алгебраических уравнений (СЛАУ)  $m$ -го порядка, которая в матричной форме записывается так:

$$A * \bar{M} = \bar{P}, \quad (4)$$

где:  $A$  - квадратная матрица  $m$ -го порядка,

$\bar{M} = \{M_1, M_2, \dots, M_m\}$  - вектор опорных моментов основной системы,

$\bar{P} = \{P_1, P_2, \dots, P_m\}$  - вектор, учитывающий заданную по пролётам внешнюю нагрузку (рисунок 1).

Элементы матрицы  $A$  зависят от переменных параметров, определяющих геометрическое и физико-механическое состояние заданной неразрезной конструкции (рисунок 1) т.е.

$$A = \{A_{ij}\} = f(\alpha_i, b_i, m_i) \quad (5)$$

где:  $\alpha_i$  – параметр, учитывающий упруго-податливое смещение опор (стыков) неразрезной строительной конструкции; он равен:

$$\alpha_i = 6EI_o C_i / l_o^3 \quad (6)$$

Значение  $\alpha_i$  меняется от 0 до  $\infty$ .

Грузовые коэффициенты зависят от следующих параметров:

$$P_i = f(\alpha_i, b_i, f_i), \quad (7)$$

После решения СЛАУ (4), получаем значения вектора опорных моментов ( $M_1, M_2, \dots, M_m$ ), т.е

$$\vec{M} = A^{-1} \vec{p}, \quad (8)$$

где:  $A^{-1}$  - обратная матрица.

Результирующая (расчетная) эпюра моментов строится по формуле

$$M = M_1 + M_2 + \dots + M_n + M_{pi}^0 = \left( \sum_{k=1}^m M_k \right) + M_p^0 \quad (9)$$

где:  $M_{pi}^0$  – грузовые эпюры моментов загруженных пролетов ( $i = 1, 2, \dots, m$ )

Эпюра поперечных сил  $n$ -го пролета строится по известным формулам 1,2:

$$Q_n = Q_n^0 \pm (M_{\text{прав}} - M_{\text{лев}}) / l_n, \quad (10)$$

где:  $Q_n^0$  – грузовая эпюра поперечных сил

Опорные реакции  $n$ -й опоры определяются по значениям поперечных сил (формула 1,2):

$$R_n = Q_n^{\text{прав}} - Q_n^{\text{лев}}, \quad (11)$$

Прогиб на  $n$ -й опоры балки вычисляется по формуле [4]:

$$y_n = C_n \left[ \frac{M_{n-1}}{l_n} - \left( \frac{1}{l_n} + \frac{1}{l_{n+1}} \right) M_n + \frac{M_{n+1}}{l_{n+1}} + R_n \right], \quad (12)$$

Для проверки предлагаемой теории расчета рассчитана двух пролетная балка с заделанным левым концом и двумя промежуточными крайней упруго-оседающими опорами загруженной равномерно распределенной нагрузкой; при этом расчетные параметры принимают значения (рисунок 2):

$$q_1 = q_0; El_1 = El_0; l_1 = l_0; f_1 = f_{1,0}; m_1 = 1,0; b_1 = 1,0; \alpha_i = (0; 1,0; 10; \infty)$$

На рисунке 2 приведены расчетные эпюры моментов, построенные при изменении коэффициентов податливости опор  $\alpha_i$ .

На рисунке 3 приведена зависимость ординат изгибающих моментов в сечениях балки (рисунок 2, а) от коэффициента упругой податливости опор  $\alpha_i$ .

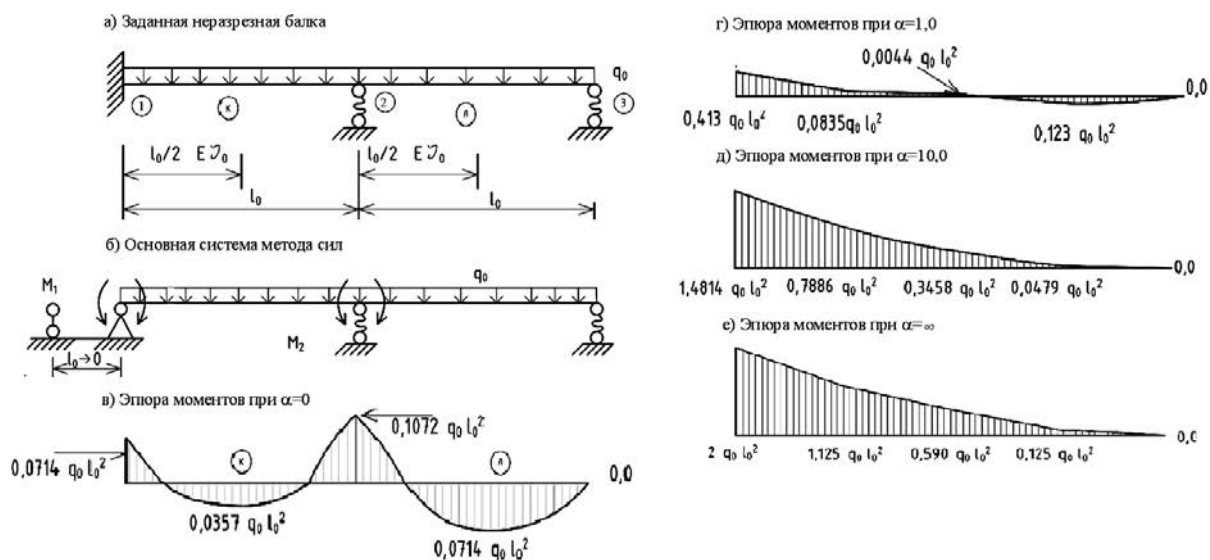


Рис. 2. Расчетные эпюры моментов, построенные в зависимости от изменении коэффициентов упругой податливости опор  $\alpha_i$ .

На рисунке 4 - так же зависимость в узлах балки 1,К,2,Л,3.

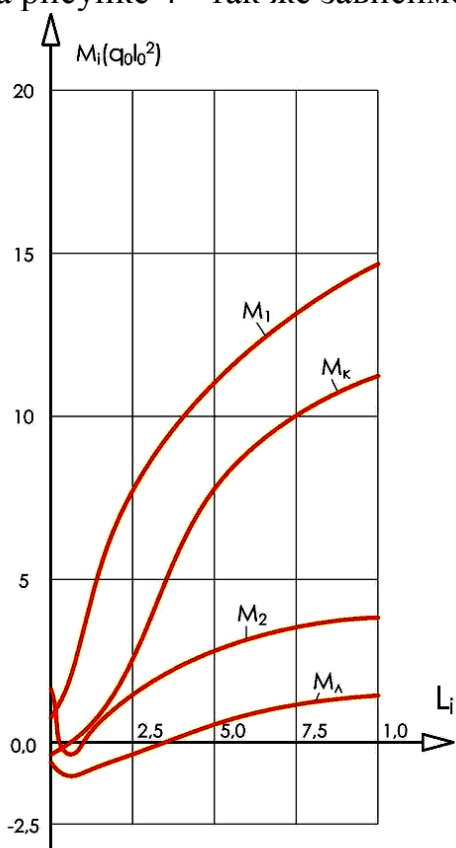


Рисунок 3 – Зависимость значений изгибающих моментов ( $M_k, M_l, M_1, M_2$ ) от коэффициента упругой податливости опор балки  $\alpha_i$ )

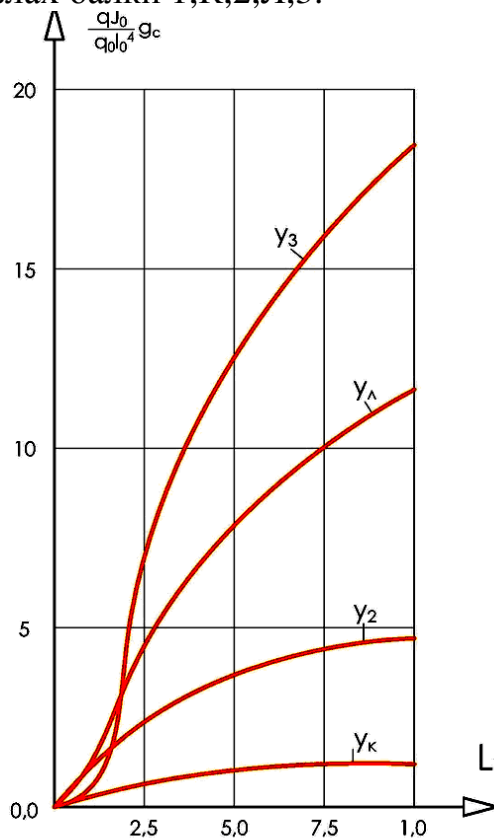


Рисунок 4 – Зависимость прогибов в узлах балки от параметра  $\alpha_i$ .

**Выводы:**

1. В данном исследовании предложена инженерная методика расчета неразрезных конструкций с упруго-оседающими опорами на основе теории метода сил (уравнение пяти моментов),

2. В качестве объекта исследования рассматривается в общем случае неразрезная многопролетная конструкция с переменными размерами пролетов, интенсивности равномерно распределенной нагрузки и значениями изгибных жесткостей, меняющихся по пролетам (рисунок 1).

3. В качестве тестового примера, подтверждающего достоверность предлагаемой теории расчета рассмотрена двух пролетная конструкция (балка) (рисунок 2а).

4. На рисунке 2 (б, г, д, е) приведены зависимости ординат эпюр изгибающих моментов от изменения коэффициента упругой податливости  $\alpha_i = (0; 1,0; 10; \infty)$  при этом установлено, что с увеличением величины  $\alpha_i$ , ординаты эпюр знак.

5. На рисунке 3,4 приведены графики зависимости ординат моментов (рисунок 3) и прогибов в сечениях балки (рисунок 4) от величин  $\alpha$  увеличиваются, а также меняют свой  $i$ ; при этом установлено, что с увеличением  $\alpha_i$  значения моментов и прогибов возрастают в абсолютных величинах, что соответствует условиям описания конструкции, податливость которых последовательно увеличивается от 0 до  $\infty$ .

6. Предлагаемая теория (методика) расчета может найти достаточно широкое применение как в научных исследованиях, так и в практике проектирования горно-шахтных строительных конструкции, находящихся под различными нагрузками при многообразии геометрических и физико-механических параметров их конструктивного решения.

**Список литературы**

1. Дарков А.В., Шапошников Н.Н. Строительная механика. – М.: Высш. шк., 1986-607с.

2. Основы строительной механики стержневых систем; под ред. Н.Н. Леонтьева. – М.: АСВ, 1996-541с.

3. Справочник проектировщика промышленных и жилых зданий и сооружений. Расчетно-теоретический. КН.2; под ред. А.А. Уманского. – М.: Строй издат, 1973. – 600с.

4. Руководство к практическим занятиям по курсу строительной механики; под ред. Г.К. Клейна. – М.: Высш. шк., 1980.-384с

УДК 622.232

## **ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ГОРНЫМИ МАШИНАМИ**

**Кызыров К.Б.**, проф., **Ким В.Н.**, магистрант, **Иванов А.И.**, магистрант  
Карагандинский государственный технический университет, г.Караганда, Р.Казахстан

*В статье рассмотрены возможности применения интеллектуальных систем на базе использования самоходного оборудования в горной промышленности Казахстана. Данная система позволит осваивать труднодоступные залежи горной породы на большой глубине, а производительность автономной системы управления позволит уменьшить повышение расходов на добычу, повысит промышленную безопасность, снизит трудозатраты и позволит осуществлять эффективный контроль рабочего цикла.*

**Ключевые слова:** интеллектуальная система, автоматизация, безопасность, самоходные горные машины, высокая производительность

## **TRENDS OF DEVELOPMENT OF AUTOMATED CONTROL SYSTEMS OF MINING MACHINES**

**Kyzyrov K.B., Kim V.N., Ivanov A.I.**

*The article discusses the possibility of using intelligent systems based on self-propelled equipment in the mining industry of Kazakhstan. This system will provide hard-to-access resources for work at great depths, and the efficiency of an autonomous control system will reduce production charges, improve industrial safety, reduce labor charges and ensure effective monitoring of the operating cycle.*

**Keywords:** Intelligent system, automation, security, self-propelled mining machines, high efficiency.

В современном горном производстве при разработке рудных месторождений широкое применение получило самоходное оборудование. По возможностям, заложенным в процессе проектирования горных машин на предприятиях США и Европы, изготавливаемые на них средства, по существу представляют собой робототехнику и при нарушении работы, хотя бы одного элемента контроля, приводит к нарушению производственного процесса всего комплекса технологического оборудования, а порой и предприятия в целом.

Создаваемые средства технологического оборудования должны отвечать критериям надежности и экономичности при эксплуатации.

Современные реалии создания интеллектуальных систем для добычи руды требуют специалистов, вооруженных не только техническими и технологическими знаниями, но и умением на местах перепрограммировать машину с учетом местных условий рудников и добиваться таких показателей, как и на рудниках самих разработчиков.

В настоящее время на горнодобывающих предприятиях Казахстана проводятся подготовительные работы в области создания и проектирования интеллектуальной системы управления производством добычи руды.

Горная промышленность Казахстана стоит на пороге комплексной автоматизации, которая уже проникла в другие сферы производства. Основная цель горного направления – это безопасность, производительность

и энергоэффективность, но для достижения этого требуется решить ряд вопросов, затрагивающих не только современные технологии [1].

В задачах ближайшего времени в горной отрасли создать условия для осуществления внедрения такого производства, в котором все действия были бы повторяющимися в большем интервале рабочего времени (от полугода до 2 лет), данные условия необходимы для внедрения частичной или полной автоматизации погрузки и транспортировки горной массы.

Это значит, что в ближайшее время вслед за развитием информационных технологий, горная отрасль будет претерпевать изменения, в результате которых будут достигнуты такие преимущества, как улучшения условий труда, повышение производительности и эффективности управления процессом. Все эти результаты будут стимулом для развития горной промышленности в Казахстане.

В основе внедрения такой системы лежит прозрачность на всех этапах, т.е. производится полное моделирование процесса, основанное на аналитике, которое должно привести к улучшениям показателей производственных и экономических. Например, на территории Карагандинской области для добычи медной руды проводятся подготовительные работы по внедрению новейшей системы «AUTOMINE» фирмы SANDVIK (Рисунок 1). Эта система позволит осваивать удаленные и глубокие залежи меди, а производительность автономной системы управления позволит компенсировать повышение расходов на добычу медной руды. Автоматизированные подземные самоходные машины, управление которых осуществляется из безопасного места, могут работать бесперебойно на протяжении длительного времени. Кроме этого, автоматизация рудника или шахты позволит осуществлять эффективный контроль рабочего цикла, а так же высокое качество материалов.



*Рисунок 1 - Дистанционное управление автоматизированной системой Automine (Sandvik) для погрузки и доставки руды*

Впервые автоматизированные системы управления использовали в 2004 г. на чилийской шахте Эль Теньенте концерна Codelco. Положительные результаты были достигнуты в Канаде, ЮАР и Финляндии. В этих странах объёмы погрузки выросли на 25 % по сравнению с ручными методами работами [2].

Одним из главных преимуществ автоматизации является возможность управлять оператору несколькими машинами, при этом затраты на время, топливо минимальны [3]. Не требуется транспортировка людей к месту производства и обратно. При минимальном присутствии людей будет осуществляться снижение затрат на вентиляцию, эта составляющая очень энергоемкая и затратная. Наиболее важным аспектом является снижение риска травм и несчастных случаев за счет уменьшения количества рабочих в опасной зоне. При использовании системы наблюдается ряд преимуществ:

- контроль производственного процесса;
- простота планирования производства;
- упрощение операций по техобслуживанию;
- мониторинг состояния оборудования;
- уменьшение объема работ по обслуживанию техники.

Все вышеперечисленные достоинства будут выражаться в повышении производительности и энергоэффективности и уменьшения вредного воздействия на экологию, но самый важный фактор - это безопасность человека, которая является приоритетным направлением при развитии автоматизации горного производства. Самое необходимое – это переместить рабочие места из опасной зоны и уменьшить или исключить профессиональные заболевания.

Для достижения поставленных целей еще предстоит провести колоссальную работу, но уже сейчас очевидно, что результатом этой работы станет безлюдное горное производство, в котором все основные и вспомогательные работы будут выполняться полностью в автоматическом режиме, а присутствие человека будет носить инспекционный характер, в том числе и при возникновении аварийных ситуаций.

### **Список литературы**

1. М.Ж. Битимбаев. Инновационные предпроектные и проектные решения по разработке некоторых медных месторождений Казахстана/ Горный журнал Казахстана 2012. - № 11. - С. 4-8.
2. Джефри Хитер Безопасная и энергоэффективная автоматика/ Горный журнал Казахстана 2012. - № 12. - С. 40-42.
3. А.А. Лисенков, А.А. Куандыков, С.С. Букейханова, С.Б. Лысенко Интеллектуализация систем проектирования, управления и функционирования горного производства/ Горная промышленность 2017. - № 6. - С. 88-91.



УДК 622.271

## ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА

Комиссаров А.П.<sup>1,2</sup>, проф., Хорошавин С.А.<sup>1,2</sup>, доц., Телиман И.В.<sup>3</sup>, ст.преп.

<sup>1</sup>Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия;

<sup>2</sup>Уральский федеральный университет им. Первого Президента России Б.Н.Ельцина,  
г. Екатеринбург;

<sup>3</sup>Карагандинский государственный технический университет, г. Караганда, Казахстан

*В работе рассмотрены особенности структуры гидрофицированного рабочего оборудования экскаватора как системы последовательно соединенных приводов, состоящих из двигателя (гидроцилиндра) и рычажно-гидравлического механизма. Показано, что наличие кинематических связей между двигателем и звеньями рычажно-гидравлического механизма обуславливает изменение соотношений между режимными параметрами двигателя и энергосиловыми параметрами, реализуемыми на ведомых звеньях (ковше, рукояти и стреле), в зависимости от геометрических параметров (длин) звеньев и координат точек (осей) соединений звеньев. На основе кинематического и силового анализа механизмов разработана имитационная модель функционирования гидравлического экскаватора, позволяющая определить соотношение между параметрами двигателя и энергосиловыми параметрами, реализуемыми на ведомых звеньях.*

**Ключевые слова:** рычажно-гидравлический механизм; энергосиловые параметры, реализуемые на ведомых звеньях (ковше, рукояти и стреле); имитационная модель функционирования гидравлического экскаватора.

### IMITATION MODEL OF THE OPERATION OF A HYDRAIC EXCAVATOR

Komissarov A.P.<sup>1,2</sup>, Prof., Khoroshavin S.A.<sup>1,2</sup>, Teliman I.V.<sup>3</sup>

*In this work, the features of the structure of the hydraulic equipment of the excavator as a system of series-connected drives consisting of an engine (hydraulic cylinder) and a lever-hydraulic mechanism are considered. It is shown that the presence of kinematic connections between the engine and the links of the lever-hydraulic mechanism causes a change in the relationship between the operating parameters of the engine and the power parameters implemented on the driven members (bucket, handle and arrow), depending on the geometric parameters (lengths) of links and coordinates of points (axes) connections links. Based on the kinematic and power analysis of mechanisms, a simulation model of the operation of a hydraulic excavator has been developed, which allows to determine the relationship between engine parameters and power parameters implemented on the driven links.*

**Keywords:** lever-hydraulic mechanism; power parameters implemented on the driven members (bucket, stick and boom); simulation model of the hydraulic excavator.

Широкое применение экскаваторов с гидроприводом обусловлено рядом технических и технологических преимуществ этих машин:

- возможность использования установленной мощности первичного двигателя в каждом из рабочих механизмов и, соответственно, обеспечение максимальной степени использования мощности;

- повышенная кинематическая подвижность рабочего органа (ковша) и, соответственно, технологическая гибкость и возможность селективной выборки, в том числе в сложных горно-геологических условиях.

Однако на практике реализация данных преимуществ сопряжена с определенными техническими трудностями, связанными со структурными

особенностями рабочего оборудования и воздействием реактивных нагрузок на отдельные привода, функционирующих в пассивном режиме.

Цель работы – повышение эффективности функционирования экскаватора.

Задача исследования состоит в выявлении взаимосвязей между режимными параметрами двигателей (гидроцилиндров) и энергосиловыми параметрами, реализуемыми на выходных звеньях (ковше, рукояти и стреле) рычажно-гидравлических механизмов.

Объектом исследования являются рычажно-гидравлические механизмы гидравлического экскаватора (механизмы поворота стрелы, поворота рукояти и поворота ковша).

Предмет исследования – установление взаимозависимостей между режимными параметрами двигателей (гидроцилиндров) и энергосиловыми параметрами, реализуемыми на ведомых звеньях рычажно-гидравлических механизмов.

Методы исследования – методы теории машин и механизмов, математическое моделирование, вычислительный эксперимент.

На начальном этапе выполнен кинематический и силовой анализ рычажно-гидравлических механизмов.

На рис. 1 приведена схема к определению кинематических параметров механизмов для рабочего оборудования типа обратная лопата. Определены скорости звеньев главных механизмов (механизмов поворота стрелы, поворота рукояти и поворота ковша), получены зависимости для кинематических передаточных функций механизмов, т.е. соотношений между скоростью выходного звена и скоростью выдвижения штока гидроцилиндра при определенном положении звеньев механизма.

В общем случае выражение для кинематической передаточной функции рычажно-гидравлического механизма имеет в

$$\Phi_v = \frac{V_{\text{вых.зв.}}}{V_{\text{шт.}}} = f(l_i, a_i, X_{\text{вых.зв.}}, Y_{\text{вых.зв.}})$$

где  $V_{\text{вых.зв.}}$ ,  $V_{\text{шт.}}$  – скорость характерной точки выходного звена и скорость штока соответственно;  $l_i$  – длина звеньев;  $a_i$  – угловые расстояния между звеньями;  $X_{\text{вых.зв.}}$  и  $Y_{\text{вых.зв.}}$  – координаты характерной точки выходного звена.

На основе силового анализа выполнен расчет усилий, действующих на элементы рабочего оборудования, и получены зависимости для динамических передаточных функций механизмов.

На основе полученной математической модели разработана имитационная модель функционирования гидравлического экскаватора, алгоритм и программа на алгоритмическом языке.

Имитационная модель позволяет определить расчетную рабочую зону, а также фактическую рабочую зону, т.е. часть рабочей зоны, в которой на зубьях ковша развивается усилие, требуемое для черпания горной массы и

определяемое с учетом динамической передаточной функции копающего механизма.

При расчете усилий на зубьях ковша производится сравнение реактивных нагрузок на штоках гидроцилиндров стрелы и рукояти с заданными значениями усилий при срабатывании предохранительных клапанов.

**Выводы:**

1. Предложенная имитационная модель функционирования гидравлического экскаватора позволяет определять энергосиловые параметры, реализуемые на выходных звеньях рычажно-гидравлических механизмов, в режиме реального времени.

2. При экскавации горной массы энергосиловые параметры, реализуемые на зубьях ковша, определяются с учетом действия реактивных нагрузок на штоках гидроцилиндров поворота стрелы и поворота рукояти.

3. Анализ результатов вычислительного эксперимента на основе имитационной модели функционирования гидравлического экскаватора позволит определить рациональные значения конструктивных и режимных параметров рычажно-гидравлических механизмов, соответствующих закону изменения внешних нагрузок на выходные звенья.

**Список литературы**

1. Лагунова Ю. А., Комиссаров А. П., Шестаков В. С. и др. Машиностроение. Энциклопедия. М.: Машиностроение. Горные машины. Т. IV-24. 2011. 496 с.

2. Комиссаров А. П., Шестаков В. С. Имитационная модель функционирования рабочего оборудования гидравлического экскаватора // Горное оборудование и электромеханика. 2013. № 8. С. 20-24.

3. Побегайло П. А. Мощные одноковшовые гидравлические экскаваторы. Выбор основных геометрических параметров рабочего оборудования на ранних стадиях проектирования. М.: Ленанд, 2014. 296 с.

4. Комиссаров А. П., Лагунова Ю. А., Шестаков В. С. Проектирование карьерных экскаваторов. М.: Инновационное машиностроение. 2017. 232 с.

УДК 622.271

## РАЗРАБОТКА ИМИТАЦИОННОЙ МОДЕЛИ ПРОЦЕССА ЭКСКАВАЦИИ ГОРНЫХ ПОРОД РАБОЧИМ ОБОРУДОВАНИЕМ ПРЯМАЯ ЛОПАТА КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА

Комиссаров А. П.<sup>1,2</sup>, проф. Летнев К. Ю.<sup>2</sup>, ст. преп.

<sup>1</sup>Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург

<sup>2</sup>Уральский федеральный университет им. Первого Президента России Б.Н.Ельцина,  
г. Екатеринбург

*Карьерные экскаваторы типа ЭКГ являются основным видом выемочно-погрузочного оборудования на открытых горных работах благодаря ряду преимуществ – значительные усилия на рабочем органе и надежность конструкции. Вместе с тем управление рабочим процессом затруднено ввиду малой продолжительности рабочего цикла и большом количестве переключений аппаратуры управления. Разработана имитационная модель рабочего процесса экскавации горных пород, что позволит установить рациональные режимы работы приводов главных механизмов и, в конечном счете, упростить управление процессом экскавации.*

**Ключевые слова:** карьерный экскаватор; имитационная модель рабочего процесса экскавации; режимы работы приводов главных механизмов; управление процессом экскавации.

## DEVELOPMENT OF A SIMULATION MODEL OF THE PROCESS OF EXCAVATION OF ROCKS WORKING EQUIPMENT SHOVEL EXCAVATOR

Komissarov A. P., Letnev K. Yu.

*Quarry excavators such as ECG are the main type of excavation and loading equipment in open pit mining due to a number of advantages – considerable effort on the working body and structural reliability. At the same time, control of the working process is difficult due to the short duration of the working cycle and a large number of switches of the control equipment. A simulation model of the working process of rock excavation is developed, which will allow to establish rational modes of operation of the main mechanisms and, ultimately, to simplify the management of the process of excavation.*

**Keywords:** mining excavator; simulation model of the working process of excavation; modes of operation of the main mechanisms of the drives; management of the process of excretion

Максимальное использование технического потенциала карьерного экскаватора и достижение в условиях эксплуатации расчетных значений технико-экономических показателей затруднено ввиду сложности управления рабочим процессом экскавации горных пород, т. е. согласования и координации рабочих движений (подъема и напора) главных исполнительных механизмов при перемещении ковша в забое с одновременным отделением слоя (стружки) породы.

В проведенных исследованиях [1-6] по проблеме управления рабочим процессом карьерного экскаватора отсутствуют зависимости для расчета режимных параметров главных механизмов экскаватора.

Установление взаимосвязей между кинематическими параметрами рабочих движений и перемещения ковша в рабочей зоне экскаватора на основе имитационной модели процесса экскавации позволит разработать систему адаптивного управления рабочим процессом экскавации.

Цель исследования – повышение эффективности функционирования экскаватора.

Задачи работы:

- определение режимных параметров главных механизмов при перемещении ковша по заданной траектории;
- установление взаимосвязей между энергосиловыми параметрами, реализуемыми на ковше (вершине режущей кромки зубьев), и режимными параметрами главных механизмов.

Объектом исследования является механизм рабочего оборудования, образующийся при совместной работе главных механизмов (подъемного и напорного) в процессе экскавации и соединяющий главные механизмы с ковшом.

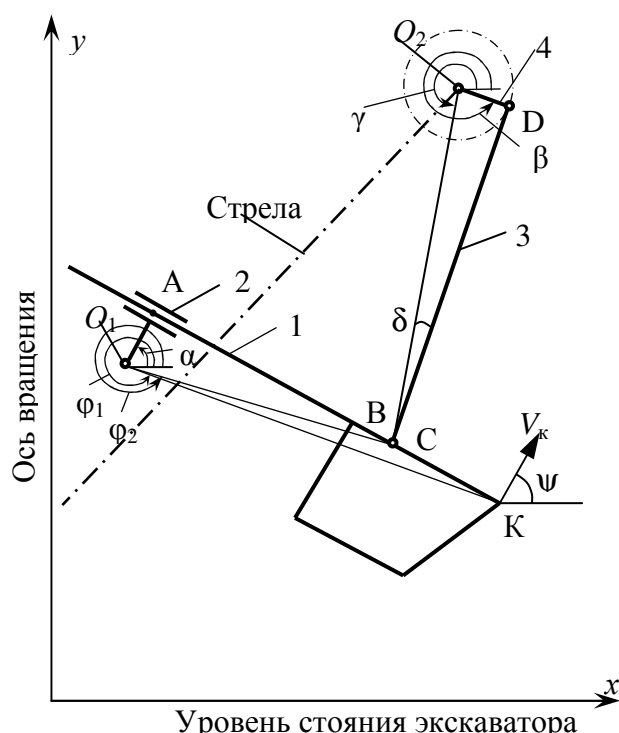


Рис. 1. Кинематическая схема механизма рабочего оборудования:

1 – звено «рукоять-ковш»; 2 – седловой подшипник; 3 – фрагмент подъемного каната; 4 – головной блок;  $\alpha, \beta, \gamma, \varphi_1, \varphi_2, \psi$  - углы, определяющие положения звеньев

звеном всего передаточного механизма, включающего главные механизмы и механизм рабочего оборудования, т. е. в процессе экскавации происходит «обратимость» главных механизмов (они становятся ведомыми).

На основе кинематического и силового анализа механизма рабочего оборудования получены зависимости для определения режимных параметров главных механизмов (усилий, скоростей и мощностей сил) при заданных энергосиловых параметрах, реализуемых на ковше [7-10].

Предмет исследования – изучение кинематических свойств механизма рабочего оборудования.

Методы исследования – методы теории машин и механизмов, математическое моделирование.

Механизм рабочего оборудования (рис. 1) состоит из элементов напорного механизма (напорный вал с кремальерной шестерней и седловой подшипник – звено 2), подъемного механизма (головной блок и подъемный канат – звенья 3 и 4) и рукояти, жестко соединенной с ковшом (звено 1).

Процесс экскавации заключается в перемещении ковша по эквидистантным траекториям с отделением слоя (стружки) породы. При этом ковш является ведущим

Разработана имитационная модель процесса экскавации горных пород рабочим оборудованием прямая лопата карьерного экскаватора, представляющая собой набор расчетных значений режимных параметров главных механизмов, при которых реализуется перемещение ковша по заданной траектории с заданными энергосиловыми параметрами, реализуемыми на ковше.

В таблице приведены результаты расчета режимных параметров главных механизмов при перемещении ковша из одной точки на уровне стояния экскаватора (в центральной части рабочей зоны) по траекториям с различными углами наклона – 70, 60 и 50 градусов.

Из приведенных данных следует, что значения режимных параметров главных механизмов существенно изменяются в зависимости как от угла наклона траектории перемещения ковша, так и высоты копания (координаты  $Y_k$ ).

Таблица

**Значения режимных параметров главных механизмов при различных углах наклона траектории перемещения ковша**

№ №	Координаты вершины режущей кромки, м		Ско- рость подъе- ма, м/с	Ско- рость напора, м/с	Сила тя- жести гружено- го ковша, кН	Уси- лие подъ- ема, кН	Уси- лие напо- ра, кН	Мощ- ность усилия подъема, кВт	Мощ- ность усилия напо- ра, кВт	КПД меха- низ- ма
	$X_k$	$Y_k$								
Угол наклона траектории $\psi = 70^\circ$										
1	14	0	0,91	-0,74	400	732	-295	667	218	0,37
2	15,5	4	0,81	-0,52	500	799	-327	646	169	0,40
3	17	8	0,68	-0,12	600	959	-300	649	35	0,48
4	18,5	12	0,70	0,34	700	1179	-234	829	80	0,36
Угол наклона траектории $\psi = 60^\circ$										
5	14	0	0,87	-0,61	400	801	-195	696	119	0,40
6	16,3	4	0,76	-0,30	500	876	-183	662	56	0,45
7	18,6	8	0,66	0,13	600	978	-59	645	8	0,50
8	20,9	12	0,59	0,50	700	1093	296	640	148	0,41
Угол наклона траектории $\psi = 50^\circ$										
9	14	0	0,80	-0,46	400	853	-103	681	48	0,45
10	17,4	4	0,66	-0,06	500	940	-20	618	1	0,53
11	20,8	8	0,51	0,36	600	1062	271	537	98	0,51
12	24,2	12	0,17	0,64	700	1285	917	221	590	0,40

Таким образом, на основе имитационной модели процесса экскавации можно определить для любой точки в рабочей зоне экскаватора режимные параметры главных механизмов при заданных энергосиловых параметрах, реализуемых на ковше, и при заданном угле касательной к траектории перемещения ковша.

### Список литературы

1. Певзнер Л. Д. Автоматизированное управление мощными одноковшовыми экскаваторами. М.: Горное дело, 2014.
2. Лагунова Ю. А., Комиссаров А. П., Шестаков В. С. и др. Горные машины. Энциклопедия. Т. IV-24. М.: Машиностроение, 2011. 493 с.
3. Кузнецов А. Л. Карьерные экскаваторы ПАО «Уралмашзавод» – настоящее и будущее российской горнодобывающей промышленности / А. Л. Кузнецов, К. Ю. Анистратов // Уголь. 2016. № 8. С. 77 – 81.
4. Повышение качества управления одноковшовыми экскаваторами на основе мультиагентного подхода / А. В. Дружинин [и др.] // Новые огнеупоры. 2016. № 3. С. 11 – 12.
5. Подэрни Р. Ю. Сравнительный анализ гидравлических и механических экскаваторов с прямой лопатой / Р. Ю. Подэрни, П. Булес // Горный журнал. 2015. № 1. С. 55 – 61.
6. Самолазов А. В. Практические результаты внедрения экскаваторов ЭКГ-18Р и ЭКГ-32Р производства ООО «ИЗ-КАРТЭКС им. П. Г. Коробкова» на угледобывающих предприятиях России / А. В. Самолазов, Т. В. Донченко, Д. А. Шибанов // Уголь. 2013. № 4. С. 36 – 38.
7. Ганин А. Р. Внедрение экскаваторов нового модельного ряда производства ООО «ИЗ-КАРТЭКС им. П. Г. Коробкова» на горных предприятиях России / А. Р. Ганин, А. В. Самолазов, Т. В. Донченко // Уголь. 2012. № 8. С. 60 – 62.
8. Бабаков С. Е., Певзнер Л. Д. Алгоритмизация управления движением ковша экскаватора в режиме черпания с применением нечеткой логики // Горное оборудование и электромеханика. 2012. № 9. С. 8 – 17.
9. Певзнер Л. Д., Бабаков С. Е. Управление операцией черпания карьерного экскаватора-мехлопаты с применением нечеткой логики // Уголь. 2012. № 8. С. 64 – 65.
10. Комиссаров А. П., Летнев К. Ю., Лукашук О. А. Анализ двухкривошипно-рычажных механизмов рабочего оборудования карьерных экскаваторов // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. трудов XV Международ. науч.-техн. конф. «Чтения памяти В. Р. Кубачека», 20-21 апр., 2017 г., г. Екатеринбург. Екатеринбург: УГГУ, 2017. С. 41 – 46.

УДК 622.879

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ МЕХАНИЗМА РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА «ГОРНЫЙ»

Комиссаров А. П., проф., Плотников Н. С., инж.  
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

*Установлено, что в процессе экскавации горных пород при совместной работе главных исполнительных механизмов карьерного экскаватора «Горный» (механизмов перемещения несущей балки и напорного) образуется рычажный передаточный механизм (механизм рабочего оборудования), соединяющий главные механизмы с ковшом и состоящий из элементов рабочего оборудования и выходных звеньев главных механизмов. Показано, что режимные параметры главных механизмов (скорости и усилия, реализуемые на ведомых звеньях механизмов) формируются в соответствии с кинематическими свойствами механизма рабочего оборудования. Получены выражения для определения кинематических и динамических передаточных функций механизма рабочего оборудования, т. е. зависимостей между энергосиловыми параметрами, реализуемыми на ковше, и режимными параметрами главных механизмов. Выявлены диапазоны изменения режимных параметров главных механизмов в процессе отработки экскаваторного забоя при перемещении ковша по заданным траекториям. Зависимости для определения передаточных функций механизма рабочего оборудования могут быть использованы при разработке системы управления приводами главных механизмов экскаватора.*

**Ключевые слова:** экскаватор «Горный»; механизм рабочего оборудования; режимные параметры главных механизмов; передаточные функции.

## A MATHEMATICAL MODEL OF THE MECHANISM OF WORKING EQUIPMENT QUARRY EXCAVATOR "MINING"

Komissarov A. P., prof., Plotnikov N. S., eng.

*It is established that in the process of excavation of rocks at joint work of the main Executive mechanisms of the mining excavator "Mountain" (mechanisms of movement of the bearing beam and pressure) the lever transfer mechanism (the mechanism of the working equipment) connecting the main mechanisms with a ladle and consisting of elements of the working equipment and output links of the main mechanisms is formed. It is shown that the regime parameters of the main mechanisms (speeds and forces realized on the driven links of mechanisms) are formed in accordance with the kinematic properties of the mechanism of the working equipment. Expressions for definition of kinematic and dynamic transfer functions of the mechanism of the working equipment, i.e. dependences between the power parameters realized on a ladle, and regime parameters of the main mechanisms are received. The ranges of changes in the operating parameters of the main mechanisms in the process of working off the excavator face when moving the bucket along the given trajectories are revealed. Dependences to determine the transfer functions of the mechanism of the working equipment can be used in the development of the control system of the main mechanisms of the excavator drives.*

**Keywords:** excavator "Mining"; the mechanism of the working equipment; operating parameters of the main mechanisms; transfer functions.

Эффективность функционирования карьерного экскаватора как сложной электромеханической системы определяется степенью согласования режимных параметров и координацией работы главных исполнительных механизмов при выполнении рабочего процесса экскавации горных пород в конкретных горнотехнических условиях эксплуатации оборудования.

Изменение условий эксплуатации приводит к существенному отклонению значений режимных параметров от расчетных величин, что затрудняет ведение процесса экскавации горных пород.



В технической литературе [1– 5] отсутствуют методики определения и согласования режимных параметров главных механизмов в конкретных горнотехнических условиях эксплуатации оборудования. Определение скоростей и усилий, реализуемых на ведомых звеньях механизмов, производятся лишь при расчетных положениях рабочего оборудования.

Определение и согласование режимных параметров главных механизмов в конкретных горнотехнических условиях позволит разработать алгоритм управления приводами главных механизмов и, в конечном счете, увеличить производительность экскаватора.

Целью исследования является повышение эффективности функционирования карьерного экскаватора за счет установления закономерностей формирования режимных параметров главных механизмов.

Задачи исследования:

- определение режимных параметров главных механизмов при перемещении ковша по заданным траекториям при отработке экскаваторного забоя;

- выявление степени взаимодействия главных механизмов при их совместном действии в процессе экскавации горных пород.

Объектом исследования является рабочий процесс экскавации горных пород рычажным рабочим оборудованием карьерного экскаватора «Горный».

Предмет исследования заключается в определении режимных параметров главных механизмов (механизмов перемещения несущей балки и напорного) при отработке экскаваторного забоя.

Методы исследования – методы теории механизмов и машин; имитационное моделирование процесса экскавации горных пород; вычислительный эксперимент.

В процессе экскавации горных пород при совместном действии главных механизмов образуется рычажный передаточный механизм (механизм рабочего оборудования), соединяющий главные механизмы с ковшом и состоящий из элементов рабочего оборудования.

На рис. 1 приведена схема механизма рабочего оборудования экскаватора «Горный».

Рабочее оборудование включает следующие подвижные звенья: звено 1 в виде жестко соединенных рукояти и ковша, звено 2 – несущая балка, звенья 3 и 4 – седловые подшипники, звено 5 – рама и звено 6 – тяга. Звенья 1 и 2 представляют собой ведомые звенья напорного механизма и механизма перемещения несущей балки.

Механизм рабочего оборудования имеет две степени свободы. За обобщенные координаты механизма принимаем координаты вершины режущей кромки ковша, так как положение звена 1 определяет положения всех остальных звеньев механизма.

Выполнен кинематический анализ механизма рабочего оборудования. Получены выражения для определения кинематических передаточных функций механизма.

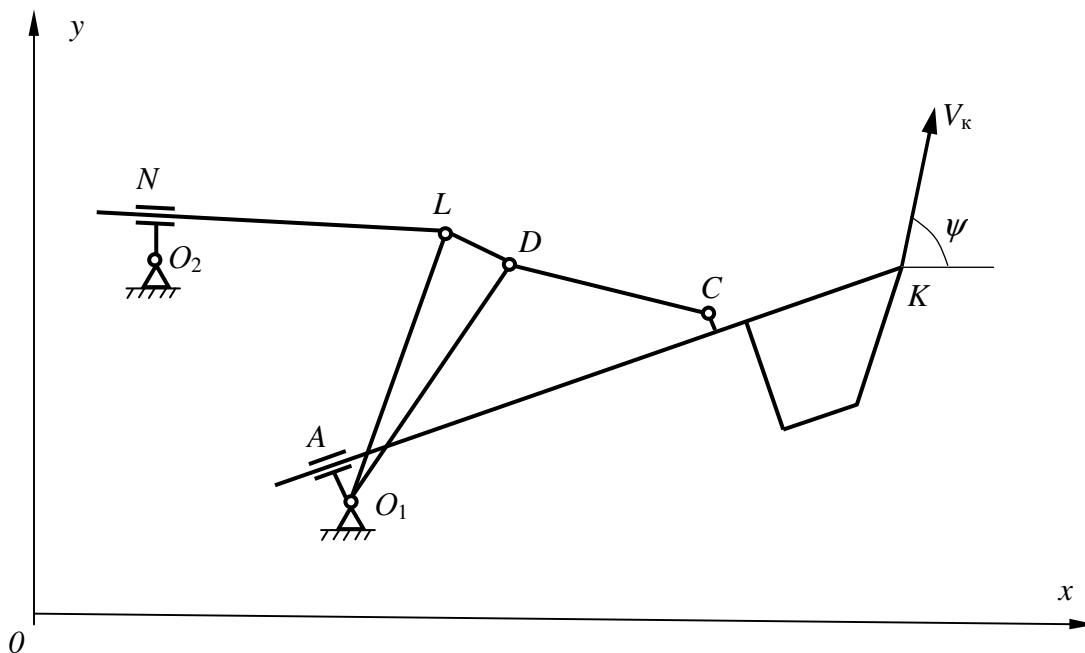


Рис. 1. Схема механизма рычажного рабочего оборудования:  
 $V_K$  – скорость копания (вершины режущей кромки зубьев ковша);  $\psi$  – угол наклона касательной к траектории перемещения ковша

В общем виде выражения для кинематических передаточных функций составят:

$$\Phi_{V_H} = \frac{V_H}{V_K} = f_1(X_K, Y_K, \psi, l_{3B});$$

$$\Phi_{V_{H.б}} = \frac{V_{H.б}}{V_K} = f_2(X_K, Y_K, \psi, l_{3B}),$$

где  $V_H$ ,  $V_{H.б}$ ,  $V_K$  – скорости напора, перемещения несущей балки и копания соответственно;  $X_K$ ,  $Y_K$  – координаты точки  $K$  (вершины режущей кромки ковша);  $\psi$  – угол наклона касательной к траектории перемещения ковша;  $l_{3B}$  – геометрические размеры звеньев.

Выполнен силовой анализ и получено выражение для динамических передаточных функций:

$$\Phi_{F_H} = \frac{F_H}{F_C} = f_3(X_K, Y_K, \psi, l_{3B}, G_{3B});$$

$$\Phi_{F_{H.б}} = \frac{F_{H.б}}{F_C} = f_4(X_K, Y_K, \psi, l_{3B}, G_{3B}),$$

где  $F_H$ ,  $F_{H.б}$ ,  $F_C$  – усилие напора, усилие перемещения несущей балки и сила сопротивления копанию соответственно;  $G_{3B}$  – силы тяжести звеньев.

На основе математической модели механизма рабочего оборудования разработана имитационная модель процесса экскавации и проведен вычислительный эксперимент.

Экспериментирование с помощью модели тождественно нахождению значений выходных характеристик при заданных значениях входных переменных и постоянных аргументов, т. е. подстановке в алгоритм конкретных чисел и расчету по формулам. Перебор вариантов решений производится с заданным шагом варьирования. В ходе просчета и калибровки математической модели накапливается информация о функциональных возможностях различных структурных схем рабочего оборудования. Таким образом, имитационное моделирование состоит в многократном воспроизведении функционирования (поведения) исследуемой системы на основе математической модели. Результаты имитационного моделирования представляют собой набор величин, характеризующих исследуемый процесс.

На рис. 2 и 3 приведены графики скоростей рабочих движений (скоростей напора и перемещения несущей балки) и усилий на выходных звеньях главных механизмов при перемещении ковша по траектории, параллельной откосу уступа (развала взорванной породы).

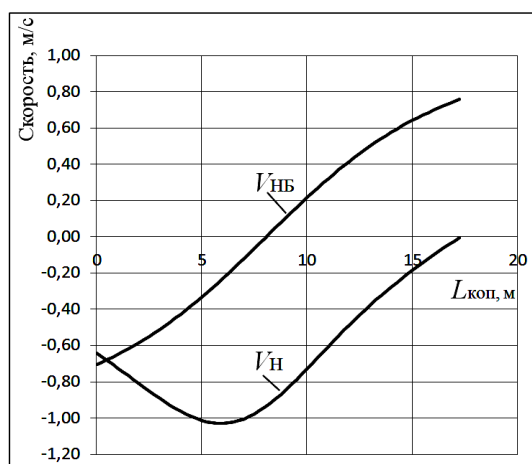


Рис. 2. График скоростей рабочих движений при перемещении ковша по траектории, параллельной откосу уступа:

$V_{\text{НБ}}$  – скорость несущей балки;  $V_{\text{Н}}$  – скорость напора;  $L_{\text{коп}}$  – длина пути копания

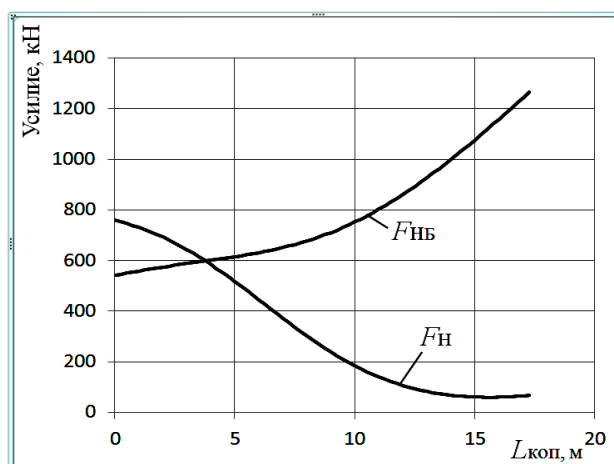


Рис. 3. График усилий на выходных звеньях главных механизмов при перемещении ковша по траектории, параллельной откосу уступа:

$F_{\text{Н}}$  – усилие напора;  $F_{\text{НБ}}$  – окружная сила в зацеплении кремальберной шестерни с рейкой;  $L_{\text{коп}}$  – длина пути копания

Разработанная методика расчета режимных параметров главных механизмов позволяет определить для любой точки в рабочей зоне экскаватора при заданных угле наклона касательной к траектории перемещения ковша и скорости копания необходимые значения скоростей рабочих движений из условия реализации заданной траектории.

Полученные зависимости для определения скоростей рабочих движений могут быть использованы при разработке системы цифрового управления приводами главных механизмов карьерного экскаватора.

### **Список литературы**

1. Берман А. В., Воронков Г. Я., Гайнуллин Р. Р. Метод определения энерговооруженности рабочего процесса экскавации во взаимосвязи с параметрами массива горных пород // Открытые горные работы. 2000. № 3. С. 25 – 28.
2. Гафурьянов Р. Г., Комиссаров А. П. Взаимосвязи режимных параметров главных механизмов карьерного экскаватора с технологическими параметрами процесса экскавации горных пород // Горное оборудование и электромеханика. 2010. № 6. С. 7 – 10.
3. Корюков А. А. Имитационная модель карьерного экскаватора / А. А. Корюков, А. Л. Карякин // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2013. № 4. С. 302 – 305
4. Подэрни Р. Ю. Механическое оборудование карьеров. 6-е изд., перераб. и доп. М.: Изд. МГГУ, 2007. 680 с.: ил.
5. Слесарев Б. В., Булес П. Исследование условий и параметров экскавации мощных карьерных экскаваторов // Материалы конференции «Машины и оборудование для открытых горных работ». В рамках 19-й Международной выставки «Горное оборудование, добыча и обогащение руд и минералов», 21 апреля 2015, Москва. С. 3 – 4.

УДК 622.44

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО РЕГУЛЯТОРА РАДИАЛЬНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

**Макаров Н.В.**<sup>1</sup>, канд. техн. наук., доц., **Макаров В.Н.**<sup>1</sup>, докт. техн. наук, проф., **Матеров А.Ю.**<sup>2</sup> руководитель группы, **Вакулин В.Е.**<sup>1</sup>, студент, **Бельских А.М.**<sup>1</sup>, студент  
<sup>1</sup> ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»  
<sup>2</sup> ООО НПК «ОйлГазМаш»

*Математическая модель аэродинамики энергетического регулятора разработана на базе метода аддитивности, аналогичного принципу суперпозиции в условиях гидродинамической аналогии. Предложенная математическая модель течения потока в энергетическом регуляторе, позволяет производить расчет геометрических параметров его конструкции при заданных условиях потребной глубины экономичного регулирования шахтных вентиляторов. Проведены испытания радиального энергетического регулятора, реализующего данный способ управления аэродинамическими параметрами вентилятора. Предложенное устройство способствует снижению удельного энергопотребления вентиляторов на 8 % и увеличению глубины регулирования по давлению на 15 %, что эквивалентно годовому экономическому эффекту, соизмеримому со стоимостью вентилятора.*

**Ключевые слова:** Турбомашинны, шахтный вентилятор, энергетический регулятор, аэродинамика, управляющий поток, регулирование режима работы турбомашинны, адаптивность турбомашин, экономичность турбомашин.

## THE AERODYNAMICS OF ADDITIVE MATHEMATICAL MODEL THE ENERGY REGULATOR FOR MINE RADIAL FANS

**Makarov N.V., Makarov V.N., Materov A.Yu., Vakulin V.E., Belskih A.N.**

*The mathematical model of the aerodynamics of the energy regulator is developed on the basis of the additivity method, analogous to the principle of superposition in conditions of hydrodynamic analogy. The proposed mathematical model of the flow flow in the power regulator makes it possible to calculate the geometric parameters of its design under given conditions of the required depth of economical regulation of mine fans. The tests of the radial power regulator realizing this method of controlling the aerodynamic parameters of the fan are carried out. The proposed device contributes to a reduction in the specific energy consumption of the fans by 8% and an increase in the depth of the pressure regulation by 15 %, which is equivalent to an annual economic effect commensurate with the cost of the fan.*

**Keywords:** Turbomachines, mine fan, power regulator, aerodynamics, control flow, regulation of turbomachine operation mode regulation, adaptive turbomachinery, turbomachineryeconomy efficiency.

Анализ существующих способов повышения адаптивности шахтных радиальных вентиляторов подтверждает высокие потенциальные возможности применения энергетических регуляторов (ЭР) [1-3].

Для разработки устройств управления циркуляцией необходимо установить зависимость между энергетическими характеристиками управляющего потока, параметрами ЭР, геометрией рабочего колеса и его аэродинамическими характеристиками.

Указанная выше задача сведется к отысканию двух аналитических функций: функции отображения области течения, ограниченной радиальной решеткой профилей ЭР на внешность круга единичного радиуса и комплексного потенциала в плоскости данного круга. Необходимо иметь ввиду, что управляющий поток кинематически является циркуляционным

и его энергетические параметры зависят от параметров и режимом работы вентилятора [4, 5].

Для построения математической модели аэродинамики ЭР в данной статье предложен метод аддитивности, аналогичный принципу суперпозиции в условиях гидродинамической аналогии.

Поскольку профили круговой решетки ЭР представляют собой аналитические гладкие профили произвольной формы, то конформное отображение получаем в два этапа. На первом этапе определяем функцию конформного отображения  $n$ -листной римановой поверхности внешности круга единичного радиуса  $D_\gamma$ , содержащую информацию об эквивалентной исходной решетке профилей ЭР, в виде трансформированной в круговую решетку, составленную из профилей в форме отрезков логарифмических спиралей, на внешность  $n$ -листной римановой поверхности  $D_{в\gamma}$  деформированного круга (овала), идентифицирующего геометрию исходной круговой решетки профилей. На втором этапе осуществляем конформное отображение внешности  $n$ -листной римановой поверхности деформированного круга в области  $D_{в\gamma}$  на однолиственную римановую поверхность  $D_z$  схематизированного контура ЭР в форме круговой решетки аналитических профилей произвольной формы (рис. 1).

Применение метода конформного отображения для рассмотрения аэродинамики ЭР приводит к необходимости конформного отображения многолистной односвязной области на однолиственную односвязную область [4,6]. Поскольку, в случае применения метода конформного отображения для исследования аэродинамики ЭР в форме радиальной решетки с  $n$ -профилями необходимо осуществить конформное отображение однолистной римановой поверхности внешности круга единичного радиуса на однолиственную область контура схематизированной круговой решетки ЭР, то для обеспечения единственности решения необходимо добиться однозначности  $n$ -отображений на круге единичного радиуса. Так как в схематизированной радиальной решетке ЭР профили установлены с постоянным периодом, то для обеспечения однозначности отображения всей решетки выберем константы отображения таким образом, чтобы точки  $z = 0$  и  $z = \infty$  на области  $D_z$  перешли в две симметричные относительно начала координат точки  $\gamma = \Phi$  и  $\gamma = -\Phi$  на области  $D_\gamma$ .

В условиях гидродинамической аналогии комплексный потенциал может быть поострен методом аддитивности, то есть наложения с учетом того, что значение циркуляции по любой односвязной замкнутой линии, содержащей внутри себя круг единичного радиуса в области  $D_\gamma$ , в соответствии с теоремой Гельмгольца в данном случае с точностью до константы, равно циркуляции  $K_n$  вокруг однолистного контура круговой решетки профилей ЭР.

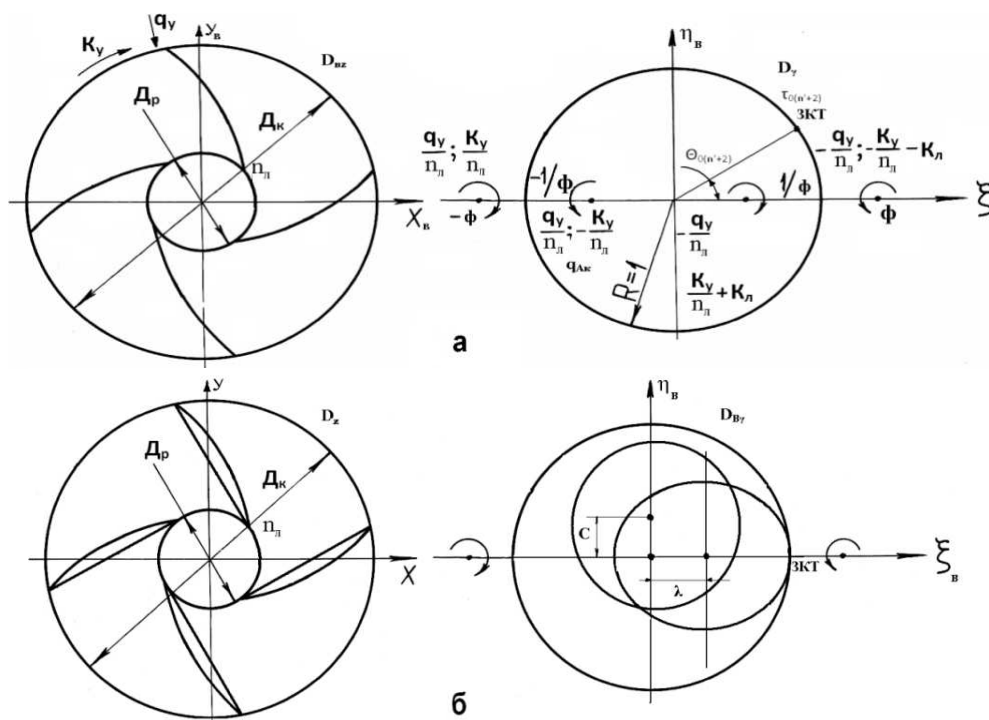


Рис. 1. Принципиальная схема последовательности конформных преобразований:  
 а – преобразование  $n$ -листной области  $D_\gamma$  в  $n$ -лиственную область  $D_{ey}$ ;  
 б – преобразование  $n$ -листной области  $D_{ey}$  в  $(n+1)$ -лиственную область  $D_z$

После соответствующих преобразований, комплексный потенциал течения  $F[Z(\gamma)]$  получим в виде:

$$F[z(\gamma)] = \varphi[z(\gamma)] + i\psi_0[z(\gamma)] = \frac{q \ln \frac{(\gamma + \Phi)(\gamma + \frac{1}{\Phi})}{(\gamma - \Phi)(\gamma - \frac{1}{\Phi})} - \frac{K_H - n_l K_l}{i} \ln \frac{(\gamma - \frac{1}{\Phi})}{\gamma - \Phi} - \frac{iK_H \ln \frac{\gamma + \Phi}{\gamma + \frac{1}{\Phi}}}{(\gamma + \frac{1}{\Phi})}}{2\pi n_l}, \quad (1)$$

где  $q$  – коэффициент расхода стока направленного в центр радиальной решетки профилей ЭР в области  $D_z$ ;  $K_H$  – интенсивность вихря (циркуляция), с центром в круговой решетке профилей ЭР в области  $D_z$ , определяемая вращением потоков в полости высокого давления корпуса вентилятора на входе в ЭР;  $K_l$  – интенсивность вихря (циркуляция) вокруг профиля круговой решетки в плоскости  $D_z$ ;  $\varphi$  – функция потенциала течения в области  $D_\gamma$ ;  $\psi$  – функция тока (линия тока) течения в области  $D_\gamma$ .

Учитывая, что комплексная скорость течения равна производной от комплексного потенциала, с учетом формулы 6 для определения положения задней критической точки профиля круговой решетки, и, соответственно, единственного значения циркуляции  $K_l$  используем известную гипотезу Жуковского-Чаплыгина-Кутта.

Полагая, что  $\tau_3 = e^{i\theta_3}$ , соответствует задней критической точке профиля, где нарушено условие конформности отображения  $\frac{dz}{d\gamma_{\tau_3}} = 0$ , формула для расчета коэффициента циркуляции  $K_{\Gamma}$  примет вид:

$$K_{\Gamma} = \frac{4q\Phi(\Phi^2 + 1)\text{Sin}\theta_3}{n_{\Gamma}} (\Phi^2 - 1)(\Phi^2 - 2\Phi\text{Cos}\theta_{0(n+2)} + 1) - \frac{4K_H\Phi\text{Cos}\theta_3}{n_{\Gamma}} (\Phi^2 + 2\Phi\text{Cos}\theta_3 + 1), \quad (2)$$

Полученные уравнения позволяют в обобщенном виде представить характеристики потенциального обтекания широкого класса ЭР с радиальными решетками профилей, установить наиболее характерные особенности и закономерности данного класса энергетических регуляторов, исследовать их эффективность, регулируемость и адаптивность центробежных вентиляторов.

На базе предложенной математической модели спроектирован радиальный энергетический регулятор (РЭР 81-95). Проведенные аэродинамические испытания показали его высокую эффективность, позволив увеличить глубину экономичного регулирования радиального вентилятора на 15 %.

### Список литературы

1. Rossow V. J. Lift enhacement by an externally trapped vortex. - J. Aircraft, 1978, v. 15, No. 9, p. 618-625.4. The patent of the Russian Federation № 2390657, 02.04.2008. Makarov N. V., Belov S. V., Fomin V. I., Makarov V. N., Volkov S. A. Centrifugal fan. 2009, Bul. №28.
2. Mendelchall M. R., Spangler S. B. Calculation of the Longitudinal Aerodynamic Riemannian domain Dynamic Characteristics of Upper-Surface-Blow Wing-Flap Configurations. - AIAA, Paper, 1979, No. 120. - 11 p.6. Loitsansky L. G. Mechanics of fluid and gas. - M. Nauka, 2003. - 846 p.
3. Патент РФ № 2390657, 02.04.2008. Макаров Н. В., Белов С. В., Фомин В. И., Макаров В. Н., Волков С. А. Центробежный вентилятор. 2009 г., Бюл. №28.
4. Макаров Н. В., Солдатенко А. А., Лаврѐнов Н. Е, Макаров В. Н. Центробежные вентиляторы местного проветривания с энергетическими регуляторами // Известия Уральского государственного горного университета. – 2015. – № 4 (40). – С. 79-83.
5. Макаров Н.В., Макаров В.Н., Волежанин И.А. Энергетические регуляторы для шахтных вентиляторов. Горный информационно-аналитический бюллетень МГГУ. – 2016. - №4. С. 47 – 53.
6. Макаров Н. В., Макаров В. Н. Теоретические основы проектирования шахтных радиально-вихревых прямоточных вентиляторов. Научный вестник МГГУ. - 2011. - № 3 (12). - С. 59-67.



УДК 621.879.3

## ОБ ОДНОМ ГЕОМЕТРИЧЕСКОМ ПАРАМЕТРЕ КАК ВОЗМОЖНОМ КРИТЕРИИ ОПТИМИЗАЦИИ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЭКСКАВАТОРОВ

Побегайло П.А., с.н.с., к.т.н.

ИМАШ им. А.А. Благонравова РАН, Москва, РФ

***Аннотация:** В настоящей работе мы сформулировали принципиальную и важную инженерную и научную проблему - об обоснованном выборе разумного и удобного критерия (критериев) оптимизации с учётом стадии проектирования машины. Далее, на примере одноковшового гидравлического экскаватора прямого копания ЭГ-12А, мы показали какой параметр мог бы служить возможным решением сформулированной проблемы. В качестве критерия оптимизации нами предложено выбрать некоторый геометрический параметр. Обоснованием этому послужило, во-первых, знание характера поведения этой величины при работе экскаватора, во-вторых, присутствие этого параметра в знаменателе основных формул используемых при оценке статической нагруженности гидравлического экскаватора. Дополнительно предложено использовать этот параметр и при оценке качества как рабочего оборудования, так и всего экскаватора.*

***Ключевые слова:** гидравлические экскаваторы; рабочее оборудование; максимально реализуемое усилие; оптимизация; критерии оптимизации*

## ABOUT ONE GEOMETRICAL PARAMETER AS POSSIBLE CRITERION OF OPTIMIZATION AT DESIGN OF HYDRAULIC EXCAVATORS

Pobegailo P.A.

*In the real work we have formulated a basic and important engineering and scientific problem - about the reasonable choice of reasonable and convenient criterion (criteria) of optimization taking into account a car design stage. Further, on the example of the hydraulic EG-12A excavator, we have shown what parameter could serve as the possible solution of the formulated problem. As criterion of optimization by us it is offered to choose some geometrical parameter. As justification it was served, first, by knowledge of nature of behavior of this size during the operation of the excavator, secondly, presence of this parameter at a denominator of the basic formulas used at assessment of static loading of the hydraulic excavator. It is in addition offered to use this parameter and at assessment of quality both the working equipment, and all excavator.*

***Keywords:** hydraulic excavators; working equipment; geometrical properties of the working equipment; nature of change of geometrical properties of the working equipment*

**Введение.** Оптимальное проектирование давным-давно является одной из наиболее актуальных проблем машиностроения, решение которой должно было бы вести нас к повышению качества машин и конструкций.

В отрасли гидроэкскаваторостроения это понимали с самого её зарождения в СССР – что выразилось в ряде публикаций 60-70-х годов прошлого века, доросших к середине 80-х годов до расчётного документа (правда весьма "узкого", единственного и нигде реально не используемого).

Таким образом, в реальности, вопросы оптимизации в проектную деятельность, связанную с экскаваторами, так и не вошли, что безусловно не сыграло положительной роли в деле их совершенствования.

Одной из причин этого является, на наш взгляд, проблема выбора критерия (или критериев) оптимизации. Ведь вполне очевидно, что экономи-

ческие критерии для проектной деятельности не удобны и успешно внедрены (и использованы) быть не могут. Необходим поиск иных параметров экскаваторов, которые могли бы стать критериями оптимизации полезными в проектной деятельности, с учётом её особенностей, в частности - стадий проектирования.

Не претендуя на полное разрешение сформулированной нами сейчас задачи выскажем далее ряд своих соображений по этому поводу (имея в виду ранние стадии проектирования).

**Основной текст.** Оценка статической нагруженности одноковшового гидравлического экскаватора (ОГЭ), в рамках разрабатываемого нами подхода, сводится к реализации для каждой точки рабочей зоны своего рода "минимаксной" процедуры вида:

$$\begin{aligned} (P_0^{MAX})_j \rightarrow MIN1 \rightarrow (P_0^{MAX})_i^\delta \rightarrow MAX1 \rightarrow \\ \rightarrow (P_0^{MAX})_{i,\delta}^\Theta \rightarrow MAX2 \rightarrow (P_0^{MAX})_{i,\delta,\Theta}^K \end{aligned} \quad (1)$$

где  $\rightarrow$  - направление выполнения процедуры (слева направо, "сверху вниз");  $(P_0^{MAX})_{i,\delta,\Theta}^K$  - искомое максимально реализуемое усилие на зубьях ковша в рассматриваемой точке рабочей зоны;  $K$  - номер рассматриваемой точки рабочей зоны;  $i \in [0,1,2,\dots,11]$  - "указатель" на номер "сработавшего", ограничивающего значение усилия, фактора;  $\delta \in [0\dots 2\pi]$  - угол, определяющий положение вектора  $(P_0^{MAX})$  относительно зубьев ковша в рассматриваемой точке рабочей зоны (индексы у вектора зависят от стадии этапа выполнения процедуры);  $\Theta \in [0\dots 2\pi]$  - угол, определяющий положение ковша в рассматриваемой точке и соответствующий вектору  $(P_0^{MAX})$  (индексы у вектора зависят от стадии этапа выполнения процедуры);  $j \in [0,1,2,\dots,11]$  - общее число ограничивающих факторов на значение максимально реализуемого усилия в конкретной точке рабочей зоны и для конкретной конфигурации рабочего оборудования (РО) при фиксированном положении самого максимально реализуемого усилия;  $(P_0^{MAX})_j$  - множество конечной мощности из всех возможных значений максимально реализуемого усилия для конкретной точки рабочей зоны при фиксированном ковше и фиксированном положении усилия - "первичное" множество (№ 1), из которого мы всегда выбираем наименьшее значение;  $MIN1$  - процедура как выбора минимального элемента из множества №1, так и формирования следующего множества;  $(P_0^{MAX})_i^\delta$  - множество № 2 конечной мощности - множество всех возможных значений усилия отобранных процедурой  $MIN1$  при фиксированном ковше и не фиксированном положении усилия {из него мы всегда отбираем максимальный элемент} (мощность этого и последующих множеств зависит от выбора исследователем шага изменения параметров варьирования);  $MAX1$  - процедура как выбора максимального элемента из

множества № 2, так и формирования следующего множества;  $(P_0^{MAX})_{i,\delta}^{\Theta}$  - множество № 3 конечной мощности - множество всех возможных значений усилия отобранных процедурой *MAX1* при любом возможном положении ковша и не фиксированном положении усилия (из него мы всегда отбираем максимальный элемент); *MAX2* - окончательная процедура выбора максимального элемента (искомого усилия) из множества № 3.

В рамках указанной процедуры, само по себе "первичное" усилие  $(P_0^{MAX})_j$ , почти для всех ограничивающих факторов (кроме т.н. проскальзывания, что, однако, сейчас для нас не принципиально; см. также текст ниже), может быть определено так:

$$(P_0^{MAX})_j = \frac{M_{ГЦ}^j + M_c^j}{H_j}, \quad (2)$$

где  $M_{ГЦ}^j$  и  $M_c^j$  - соответственно, момент развиваемый гидроцилиндрами того или иного исполнительного механизма РО и момент от сил сопротивления (вес элементов РО и грунта в ковше) [для случая оценки усилия по устойчивости первый из этих моментов равен нулю];  $H_j$  - плечо усилия  $(P_0^{MAX})_j$  относительно шарниров РО (пята стрелы, стрела-рукоять, рукоять-ковш), либо относительно точек опорного контура (для плоской задачи).

В свою очередь, геометрический параметр  $H_j$ , в общем виде, всегда, в рамках нашего подхода, определяется равенством вида:

$$H_j = A_k \cdot \cos(\delta) + B_k \cdot \sin(\delta), \quad (3)$$

где  $A_k$  и  $B_k$  - числовые знакопеременные коэффициенты, зависящие от координат рассматриваемой точки рабочей зоны и выбранной проектировщиком системы координат (или систем) [заметим, что в знаменателе формулы для оценки т.н. ограничения усилия от проскальзывания стоит почти такое же выражение - разница состоит лишь в значениях коэффициентов - они, в рамках оценки нагруженности, фиксированы изначально].

Необходимо отметить тот факт, что значения параметра  $H_j$  всегда существуют в интервале его экстремальных значений, определяемых геометрией РО и свойствами тригонометрических функций в формуле (3). Например, для ковша:  $-c \leq H_j \leq c$ , а для рукояти:  $-(b+c) \leq H_j \leq b+c$  (тут параметры  $b$  и  $c$  это кинематические длины рукояти и ковша соответственно).

В ходе проектирования (в первую очередь - задач синтеза) или всего ОГЭ, или РО, или его отдельных элементов, может быть сформулирована задача получения на зубьях ковша максимального или минимального значения максимально реализуемого усилия.

Очевидно, что одновременно решение этих задач невозможно; выбор же конкретной задачи зависит от субъективных особенностей проектирования. Для нас же, сейчас, в принципе, все равно, какая из двух задач будет

поставлена, ибо, при прочих равных, значение  $(P_0^{MAX})_j$  зависит только от значения стоящего в знаменателе формулы (2) параметра  $H_j$ .

Из формулы (3) очевидно, что значение параметра  $H_j$  имеет экстремальные значения - два для максимума и два для минимума. Максимальные значения параметра  $H_j$  будут соответствовать значениям угла  $\delta$  найденным по формулам:

$$\delta_1 = \arctg\left(\frac{B_K}{A_K}\right), \quad (4)$$

$$\delta_2 = \delta_1 + \pi. \quad (5)$$

Тогда, минимальные экстремальные значения параметра  $H_j$  будут соответствовать следующим значениям угла  $\delta$ :

$$\delta_3 = \delta_1 + \frac{\pi}{2}, \quad (6)$$

$$\delta_4 = \delta_3 \pm \pi. \quad (7)$$

При этом, из анализа геометрических и силовых свойств РО ОГЭ, прекрасно видно, что максимумы значения параметра  $H_j$  соответствуют случаям когда вектор  $(P_0^{MAX})_j$  перпендикулярен радиусу копания (напомним, что формально у каждого ограничивающего фактора свой радиус копания). В свою очередь, минимумы значения параметра  $H_j$  соответствуют случаям когда вектор  $(P_0^{MAX})_j$  "совпадает" с радиусом копания. Однако, эти последние случаи мы не можем рассматривать с практической точки зрения (ибо  $H_j \neq 0$ ), что однако не мешает нам говорить о стремлении параметра  $H_j$  к нулю.

Итак. Мы, в рамках настоящей работы, предлагаем выбрать параметр  $H_j$  как один из возможных критериев оптимизации.

В случае однокритериальной оптимизации (при всех её методических минусах) он может быть минимизирован или максимизирован так или иначе, тем или иным способом, удобным проектировщику. Это позволит, в свою очередь, вести в дальнейшем речь об управлении экстремальными значениями максимально реализуемого усилия на зубьях ковша, и, возможно, об уменьшении вычислительной сложности задачи по оценке статической нагруженности ОГЭ.

**Дополнение.** Кроме того, что было указано нами выше, параметр  $H_j$  может выступать хорошим, полезным и важным индикатором оценки качества проектирования РО и всей машины.

Но! Заметим, что работать в этом случае с каждым из возможных значений параметра  $H_j$  практически не возможно. Гораздо лучше вести речь о средних значениях этой величины - например, о среднем значении этого параметра для случая копания ковшом и/или рукоятью по всей рабочей зоне или её фрагменту, и т.д.

Тогда, отклонение среднего значения параметра  $\overline{H_j}$  от его экстремальных (или средних) значений может помочь нам оценивать качество машины и её подсистемы - РО.

Вспомогательным индикатором, полезным при оценке качества, может выступать частотное распределение этой величины.

**Заключение.** В настоящей работе нами сформулирована важная и принципиальная проблема, решение которой обязательно для оптимизации ОГЭ - проблема обоснованного выбора удобного критерия (критериев) оптимизации с учётом стадий проектирования машины.

В качестве одного из таких критериев нами предложено выбрать параметр  $H_j$  - геометрический параметр, чей выбор обоснован тем, что, во-первых, он содержится в знаменателе всех основных формул, используемых при оценке статической нагруженности ОГЭ, а, во-вторых, нам известен характер его поведения.

Указанный параметр  $H_j$  может выступать и как индикатор оценки качества проектирования РО и всей машины (при рассмотрении его средних величин).

Принципиально важно учитывать результаты настоящей работы при синтезе исполнительных механизмов РО ОГЭ.

Кроме того, настоящая работа наводит на мысль о создании конструкции зуба ковша, которая бы могла обеспечивать нам потребное положение силы сопротивления грунта копанию (желательно - с учётом износа зубьев).

УДК 621.86

## ПРИМЕНЕНИЕ САПР ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ ГРУЗОЗАХВАТНОГО ОРГАНА

Степанов А.М., магистрант

Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина

*Приведены результаты исследования достоинств, недостатков и особенностей применения пакетов прикладных программ при моделировании и проектировании грузозахватного органа. Рассмотрены иностранные публикации, связанные с крановой отраслью.*

**Ключевые слова:** грузозахватный орган, клещи, кинематика, 3D моделирование.

## THE USE OF CAD WHEN MODELING LOAD GRIPPING DEVICE

Stepanov A.M.

*The results of the study of the advantages, disadvantages and features of the application packages in the modeling and design of the load-handling organization are presented. The method of calculation automation is considered.*

**Keywords:** lifting body, tongs, kinematics, 3D modeling.

Существующие конструкции клещевых захватов имеют в большинстве «ножничную структуру». Зажатие груза происходит в двух или четырех точках, рычаги имеют центральную точку (на вертикальной оси симметрии) и замыкаются на верхнем шарнире в месте подвешивания захвата на крюк мостового крана (рис.1а, б)

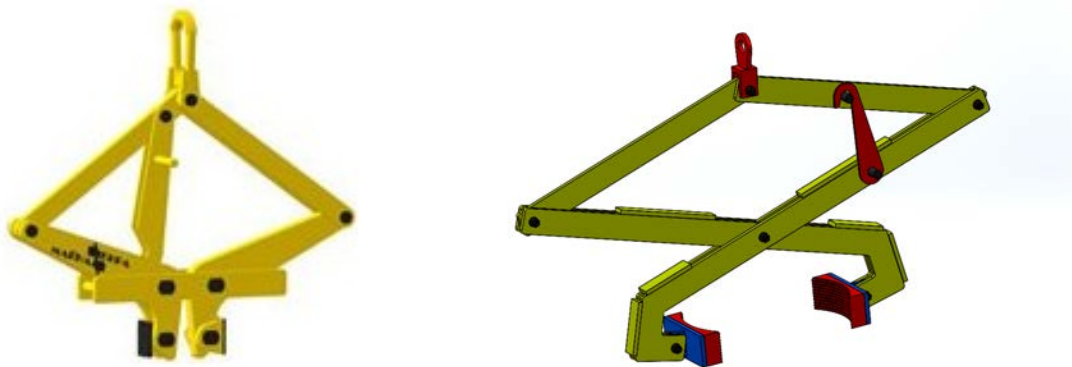


Рис 1. Внутренний захват (а), внешний захват (б)

По проекту технического задания от предприятия ОАО «Уралтруб-пром» требуется спроектировать и изготовить грузозахватный орган для транспортировки металлических рулонов с вертикальной осью намотки и сквозным отверстием в середине рулона. Для этой цели были применены программные продукты КОМПАС-3D, SolidWorks 2016 и Autodesk Inventor Professional 2015.

Конструкция проектируемого изделия будет основана на расчете усилий в рычагах и коэффициенте запаса зажатия груза. Поднимаемый рулон удерживается силами трения между четырьмя рабочими поверхностями

клещей и боковыми поверхностями груза, для удержания рулона силы трения должны быть равны весу груза [3], [4].

3D модель существующего на заводе захвата представлена на рис.2.

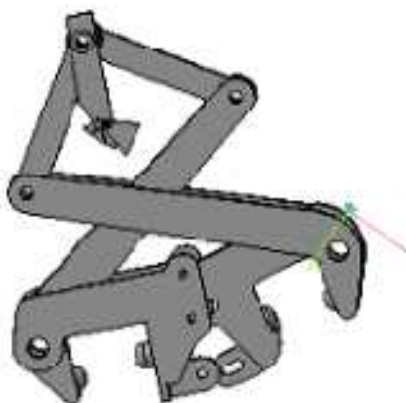


Рис 2. Захват для рулонов стали

При установленном в техническом задании коэффициенте трения скольжения  $f$  между клещами и грузом, необходимо обеспечить нажатие на груз каждого рычага с усилием:

$$F_r = G_{гр} / (n_3 \cdot f) = 343\,350 / (4 \cdot 0,1) = 858\,375 \text{ Н}$$

где  $G_{гр}$  – вес груза;  $n_3$  – количество точек прижатия,  $n_3=4$ ;  $f$  – коэффициент трения скольжения.

Расчет внешних рычагов и верхних тяг данной конструкции клещей сводится к тому, чтобы определить угол продольных осей тяг относительно оси симметрии клещей. Решим эту задачу расчета нагрузок, действующих на элементы клещей, графическим методом в программе КОМПАС-3D:  $R = F_b + F_c$  (в векторной форме), где  $F_b = G_{гр} / n_3 = 343\,350 / 4 = 85\,837 \text{ Н}$ . По построению получается треугольник сил (см. рис.3)

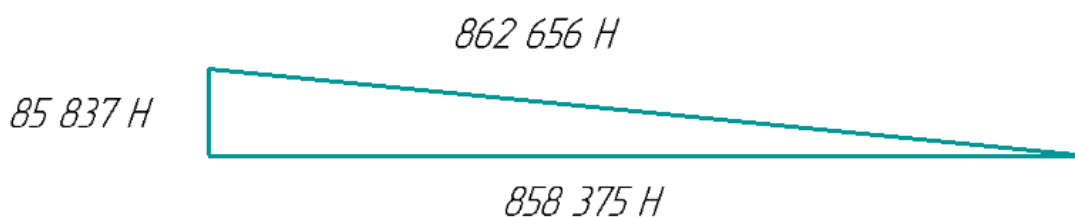


Рис 3. Треугольник сил

Приложим найденную силу  $R$  к внешнему рычагу в центре нижнего шарнира и продолжим направление этой силы до пересечения с горизонтальной осью траверсы, получим точку  $O$ . Затем из этой точки проведем прямую под таким углом, чтобы образовался треугольник сил, в котором сила  $T$ , как результирующая, будет направлена горизонтально (см. рис. 4).

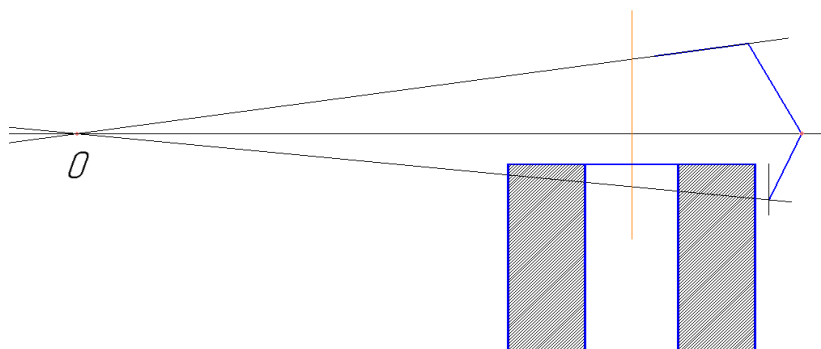


Рис 4. Определение наклона тяг

Составим кинематическую схему клещей (см. рис. 5).

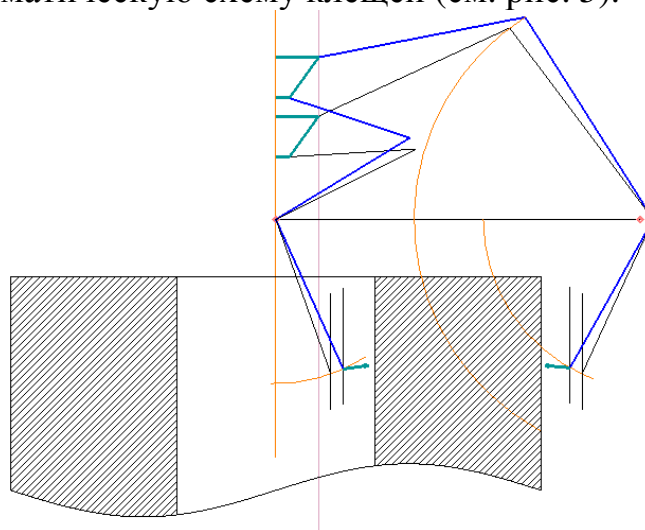


Рис 5. Кинематическая схема симметричного захвата

3D-модель грузозахватного органа [2] представлена на рис.6.

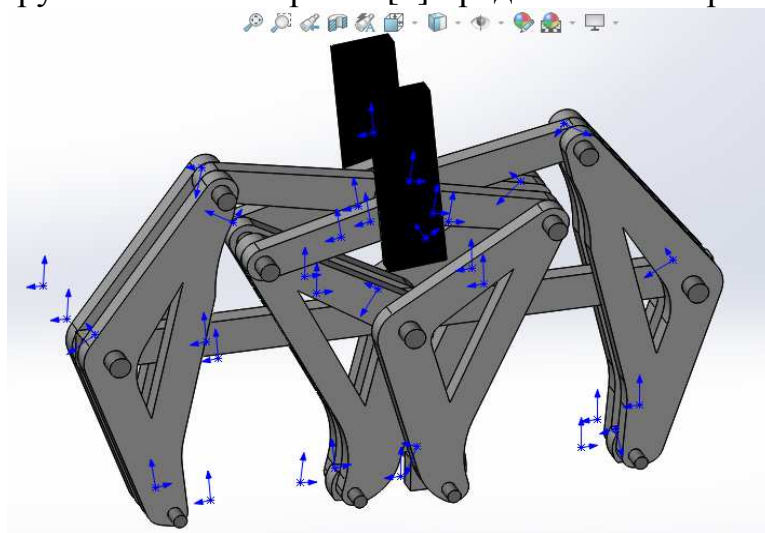


Рис.6 модель захвата в SolidWorks

Задав найденные усилия и условия сопряжения элементов, с помощью модуля по расчету напряжений Autodesk получим результат (рис. 8 а, б)



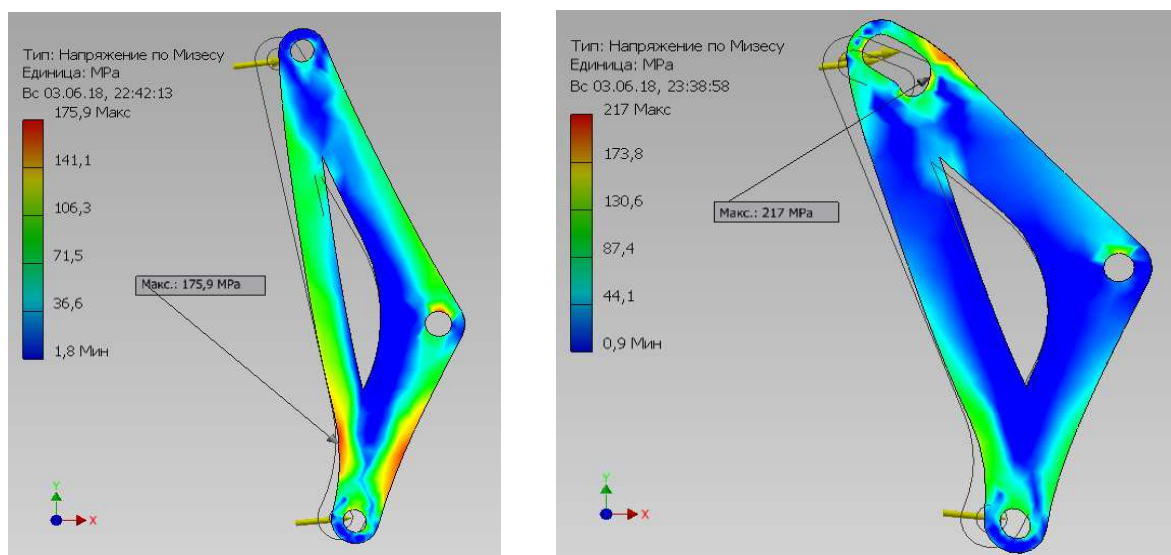


Рис 8. Рычаг внешний (а), рычаг внутренний (б)

Положение рычагов захвата также можно вычислить аналитически [1]. Расчет будет вестись на основе метода В.А. Зиновьева (на основе замкнутых векторных контуров, он удобен для кинематического анализа практически всех используемых в технике простых рычажных механизмов).

**Вывод:** в работе была сделана 3D модель грузозахватного приспособления для рулонов с вертикальной намоткой, произведен расчет основных параметров, напряжений, возникающих при работе. В дальнейшем планируется представить кинематическую схему механизма векторным уравнением. При этом необходимо учитывать, что длина одного и звеньев меняется по определенному закону в зависимости от времени. Этот расчет позволяет определить положение того или иного звена, угол его наклона в заданный момент времени.

### Список литературы

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. – 640 с.
2. Алямовский А.А. SolidWorks Simulation. Как решать практические задачи. – СПб: БХВ-Петербург, 2012. – 448 с.
3. Александров М.П. Грузоподъемные машины: Учебник для вузов по специальности «Подъемно-транспортные машины и оборудование» / Л.Н. Колобов, Н.А. Лобов – М.: Машиностроение, 1986 – 400 с.
4. Вайнсон А. А. Подъемно-транспортные машины. -М.: Машиностроение, 1989. 536 с.

УДК62-9: 532:519.8

## ИССЛЕДОВАНИЕ ПОТОКА ТАМПОНАЖНОГО РАСТВОРА ЧЕРЕЗ ГИДРОДИСПЕРГАТОР ТИПА "СТРУЯ - СТРУЯ" НА 3D-МОДЕЛИ

**А.В. Харланов, Н.И. Сысоев, И.Н. Сысоева**

ФГБОУ ВО «Южно-Российский государственный политехнический университет имени М.И. Платова (НПИ)»

*В статье представлена 3D-модель гидродиспергатора типа "струя - струя". Приведены результаты моделирования, позволяющие устанавливать конструктивные параметры насадок гидродиспергатора  $d_n = 11$  мм. При этом скорость истечения тампонажного раствора достигает 190-200 м/с в насадках гидродиспергатора, а на выходе из него снижается до 160-170 м/с, что соответствует технологическому режиму диспергирования.*

**Ключевые слова:** гидродиспергатор, поток, тампонажный раствор.

### RESEARCH OF THE CEMENTING SLURRY FLOW THROUGH "JET-JET" TYPE HYDRO DISPERSER BY 3D MODEL

**A.V. Harlanov, N.I. Sysoev, I.N. Sysoeva**

*The article presents a 3D-model of a "jet-jet" type of hydro disperser. The modeling results are given, which allow to establish the design parameters of hydro disperser nozzles ( $d_n = 11$  mm). The flow speed of the cement slurry reaches 190 – 200 m/s in the nozzles of the hydro disperser, and at the exit from it decreases to 160 – 170 m/s, which corresponds to the technological mode of dispersion.*

**Keywords:** hydro disperser, flow, cement slurry.

Одним из наиболее распространённым осложнением при бурении нефтегазовых скважин является поглощение технологических жидкостей, потери которых при разбуривании отдельных месторождений достигают тысяч кубометров в год [1].

В результате промыслового опыта установлено, что очень часто существующие способы борьбы с поглощениями оказываются недостаточно эффективными. Анализ результатов применения этих способов показывает, что наиболее рациональным направлением повышения эффективности работ по борьбе с поглощениями является совершенствование способов улучшения изолирующих свойств тампонажных растворов непосредственно у зоны поглощения.

Одним из путей решения этой задачи является применение способа глубинного струйного диспергирования тампонажных растворов путем создания высокой скорости истечения струи раствора, ударяемой об экран или соосную встречную струю. Такая обработка позволяет из подвижного в трубах раствора получить на выходе из глубинного гидродиспергатора высоковязкую быстросхватывающуюся пасту.

С целью увеличения скорости ликвидации поглощения бурового раствора предлагается структура глубинного гидродиспергатора типа «струя-струя» без гидравлического экрана. К тому же достоинством этого гидродиспергатора является также продолжительный межремонтный период его работы, который достигается благодаря отсутствию в конструкции быстросхватывающегося экрана.

Гидродиспергатор применяется в случаях изоляции зон полных поглощений ( $q_1 > 1$ ) при большой толщине пласта, когда потребный объем тампонажного раствора достигает 40 – 50 м<sup>3</sup>, работающий по принципу соударения соосных встречных струй. Благодаря высокой пропускной способности этого диспергатора тампонажную смесь в зону поглощения можно подавать с большим расходом (до 40 л/с), что способствует повышению эффективности изоляционных работ [1]. Указанные параметры для модели выбираются в качестве ограничений.

С целью исследования течения жидкости через гидродиспергатор разработана 3D- модель с помощью программного продукта SolidWorks.

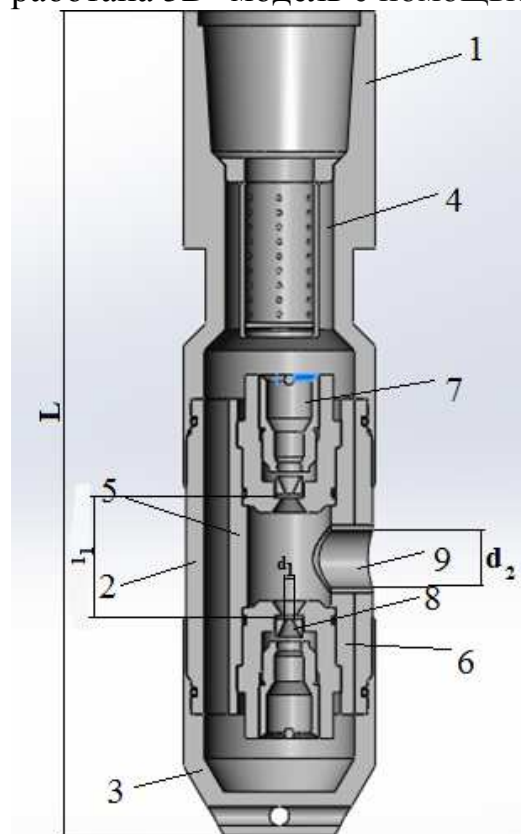


Рис. 1. 3D-модель гидродиспергатора:

1-направляющий башмак; 2-корпус;  
3-цилиндр; 4-держатели; 5-нажимные втулки; 6-трубный переходник; 7-фильтр; 8-насадки; 9-выкидной патрубков; L-длина гидродиспергатора;  $l_1$ -расстояние между насадками;  $d_1$ -диаметр насадки;  $d_2$ -диаметр выкидного патрубка

Гидродиспергатор типа "струя - струя" (рис. 1) включает корпус 2, внутри которого эксцентрично расположен цилиндр 3 с держателями 4, имеющими насадки 8, закрепленные нажимными втулками 5. Корпус 2 имеет также выкидной патрубок 9 и направляющий башмак 1, а соединяется с заливочной колонной трубным переходником 6, внутри которого расположен фильтр 7. Устройство устанавливают на конце заливочной колонны или под пакером.

С помощью 3D-модели объекта в пакете FlowSimulation исследован поток тампонажного раствора при изменении диаметров насадок. Цель данного исследования – поиск оптимальных конструктивных параметров насадок с целью получения наибольшей скорости истечения струи раствора на выходе из гидродиспергатора, что, в свою очередь, способствует сокращению времени на ликвидацию поглощения бурового агента.

При создании активного проекта руководствовались следующими положениями:

- гидродиспергатор размещаем в трубе и закрываем заглушками, чтобы имитировать процесс поглощения в скважине;
- оптимальный диаметр насадки составляет 12 мм, а расстояние между ними выбирается из условия  $L=(12\div 16)d_n$  [2]

- входные параметры:
 

плотность тампонажного раствора $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	1600;
материал объекта	сталь;
- начальные условия:
 

давление, МПа	5;
температура, К	323,2;
скорость, м/с	80;
- граничные условия:
 

объемный расход на входе (исходя из пропускной способности гидродиспергаторов данного типа), м <sup>3</sup> /с	0,04;
объемный расход на выходе, м <sup>3</sup> /с	0,04;
скорость на входе, м/с	80.

Проведено пять экспериментов моделирования течения тампонажного раствора путем изменения диаметра насадок гидродиспергатора от 4 до 16 мм с шагом в 3 мм. На рисунках 2, 3 представлен результат моделирования для диаметра выкидного патрубка равного  $d_n=11$  мм.

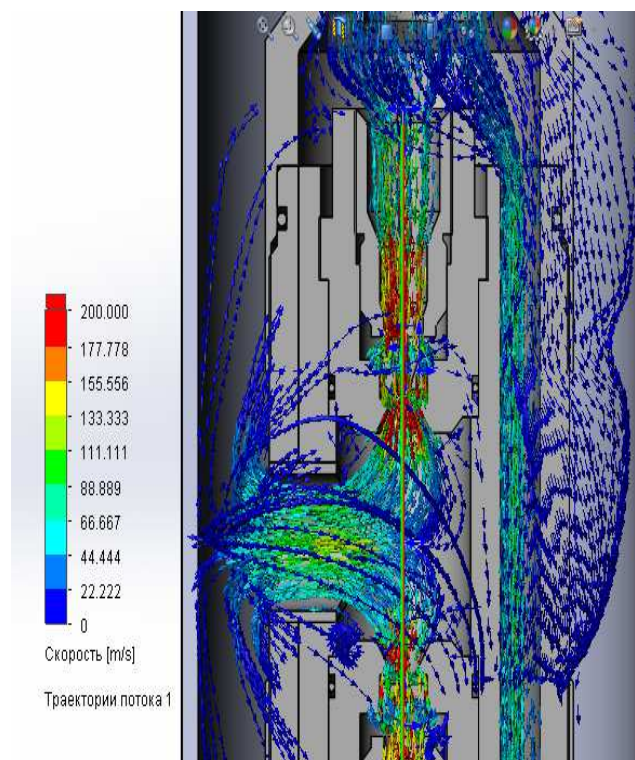


Рис. 2. Анимация скорости течения потока струи тампонажного раствора на выходе гидродиспергатора

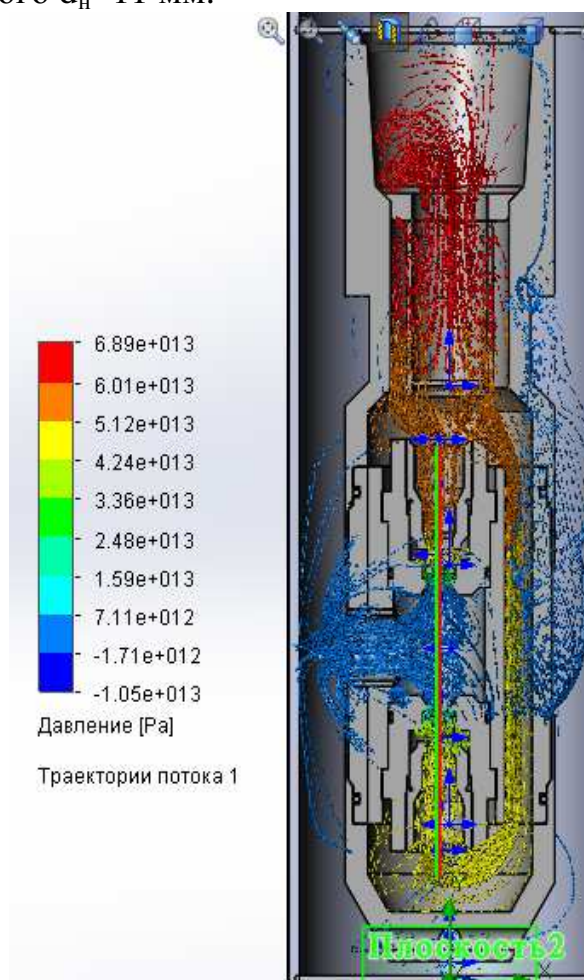


Рис. 3. Изменение давления потока тампонажного раствора по пути движения в гидродиспергаторе

Согласно вышеприведенным рисункам скорость истечения тампонажного раствора достигает 190-200 м/с в насадках гидродиспергатора, а на выходе из него снижается до 160-170 м/с, что соответствует технологическому режиму диспергирования с целью получения скорости истечения струи не менее 100-120 м/с. Эта скорость достигается при  $d_n=11$  мм каждая, при этом условие  $L=(12\div 16)d_n$  соблюдается.

Давление в системе гидродиспергатора распределяется следующим образом: на входе в диспергатор происходит значительный рост давления, затем после прохождения раствором фильтра давление начинает падать. Рост давлений происходит в сужающемся отверстии между цилиндром и корпусом диспергатора. При столкновении струй, выходящих из насадок диспергатора, происходит резкий спад давления, что соответствует разрежению в камере диспергатора. Данный эффект действует как эжектор.

С помощью данной модели можно исследовать влияние и других конструктивных параметров диспергатора на выходные параметры.

### **Список литературы**

1. Колосов Д. С. Методические подходы и решения по совершенствованию методов борьбы с поглощениями при строительстве нефтяных и газовых скважин, диссертация, 2006.
2. Булатов А.И. Технология крепления нефтяных и газовых скважин, 1982, «Недра».

УДК 621.879.31

## **ОБ ОБРАТНОМ ХОДЕ УДАРНОГО ЗУБА КОВША АКТИВНОГО ДЕЙСТВИЯ ЭКСКАВАТОРА**

**Муравский А.К.**, канд. техн. наук

Пермский национальный исследовательский политехнический университет,  
г. Пермь, Россия

*В работе представлен обзор ковшей активного действия экскаваторов, позволяющих осуществлять разработку крепких горных пород. Аналитически определена возможность обратного хода ударного зуба ковша активного действия экскаватора.*

**Ключевые слова:** гидравлический экскаватор, рабочее оборудование экскаватора, ковш экскаватора, зуб ковша экскаватора, крепкая порода, грунт.

## **ABOUT REVERSE OF THE IMPACT TOOTH A BUCKET OF ACTIVE ACTION OF THE EXCAVATOR**

**Muravskiy A.K.**

*The paper presents an overview of the buckets of active action of excavators, allowing the development of hard rocks. Analytically determined the possibility of reversal of the impact tooth bucket active action of the excavator.*

**Keywords:** hydraulic excavator, equipment of excavator, excavator bucket, excavator bucket tooth, hard rock, soil.

Расширение технологических возможностей экскаватора и повышение его эффективности работы возможно за счёт использования ковшей активного действия. Применение экскаватора с ковшом активного действия позволяет осуществлять разработку мерзлых грунтов и крепких горных пород с использованием безвзрывной технологии, увеличить производительность труда, уменьшить затраты на выемочно-погрузочные работы, потери и разубоживание полезных ископаемых, выбросы вредных веществ в атмосферу, повысить безопасность производства горных работ, расширить границы предприятий и производства горных работ [1-4].

К настоящему времени в России и зарубежном создано и успешно испытано рабочее оборудование с ковшом активного действия для гидравлических экскаваторов и механических лопат.

В России в 90-е годы прошлого столетия спроектирован и освоен в производстве ОАО «Уралмаш» экскаватор с ковшом активного действия ЭКГ-5В, способный разрабатывать крепкие горные породы прочностью до 60-80 МПа без использования буровзрывной подготовки [3].

Южнокорейская фирма Daedong Industrial Co. Limited в настоящее время производит виброковши для экскаваторов массой от 18 до 42 т, способные выполнять работы с мерзлыми грунтами и прочными породами [5].

Использование ударных зубьев в конструкции ковша экскаватора позволяет получить на лезвии ударного зуба усилия до 3500-4500 кН и более, что в разы выше показателей копания современных гидравлических экскаваторов равного класса [3].

При работе ковша активного действия зубья после удара совершают прямой ход и внедряются в массив, что вызывает изменение его свойств. В частности, при разработке мерзлого грунта после нанесения удара происходит ослабление массива, снижение его сцепления, появление «зоны с нарушенными связями» [1]. После внедрения в массив ударные зубья должны совершить обратный ход для их возврата в первоначальное положение и совершения последующего удара. Как правило, обратный ход осуществляется за счёт воздействия породы на ударный зуб при движении корпуса ковша активного действия.

Ковш активного действия экскаватора включает в себя корпус ковша 1, корпус ударного устройства 2, ударный зуб 3, втулку 4, бойк (рис. 1).

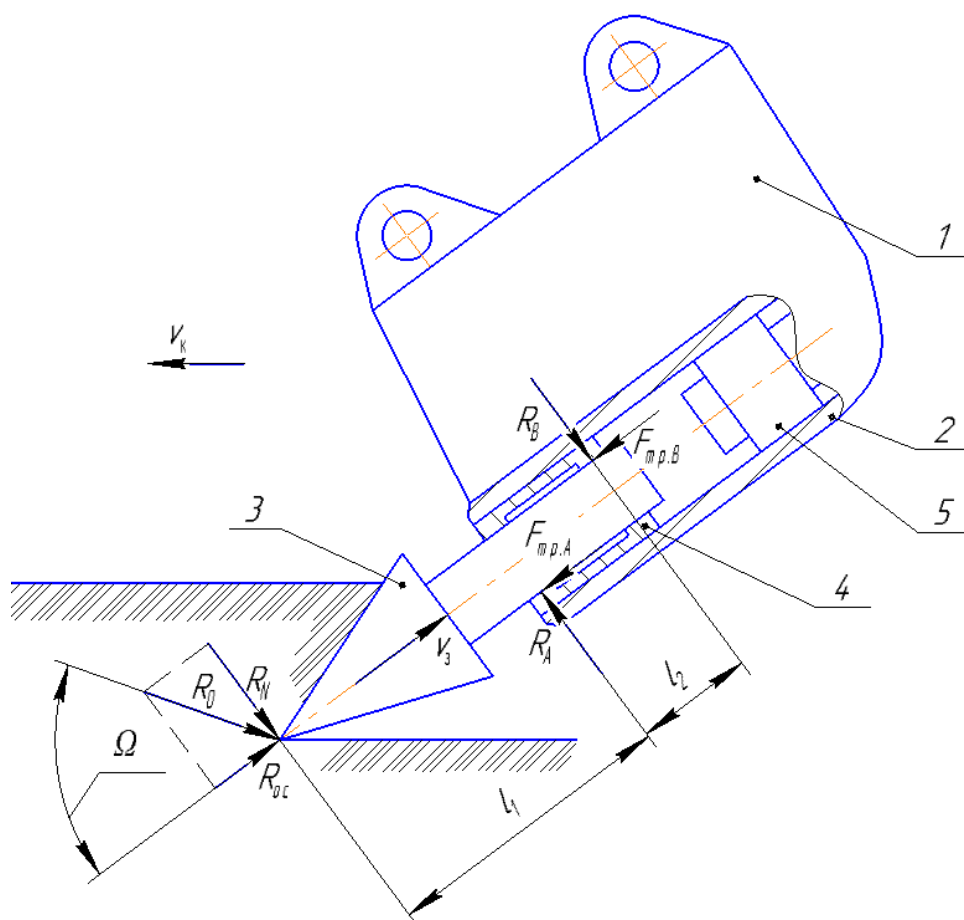


Рис. 1. Схема ковша активного действия с ударным зубом

При движении ковша со скоростью  $v_k$  на ударный зуб 3 действует сила реакции со стороны породы  $R_0$ . Проекция силы реакции  $R_0$  на ось ударного зуба 3 представляет собой осевую составляющую  $R_{ос}$  этой силы, а на ось, перпендикулярную продольной оси ударного зуба – нормальную составляющую  $R_N$ .

Перед ударом зуб 3 находится в некотором первоначальном положении по отношению к корпусу ударного устройства 2. При ударе бойка 5 по ударному зубу 3 происходит внедрение зуба в массив. Для последующего удара бойка 5 по ударному зубу 3 последний должен совершить обратный

ход за счёт воздействия породы на ударный зуб 3 при движении корпуса ковша активного действия и занять первоначальное положение по отношению к корпусу ударного устройства 2.

Обратный ход ударного зуба возможен если осевая сила, действующая на ударный зуб со стороны породы, больше чем силы сопротивления движению ударного зуба.

Определим возможность обратного хода ударного зуба ковша активного действия экскаватора.

Сделаем допущения:

- массы элементов ковша активного действия не учитываются;
- сила реакции со стороны породы  $R_0$  сосредоточена на лезвии (острие) ударного зуба;
- диаметр хвостовика ударного зуба пренебрежительно мал.

С учетом принятых допущений расчетная схема для определения возможности обратного хода ударного зуба ковша активного действия экскаватора представлена на рис. 2.

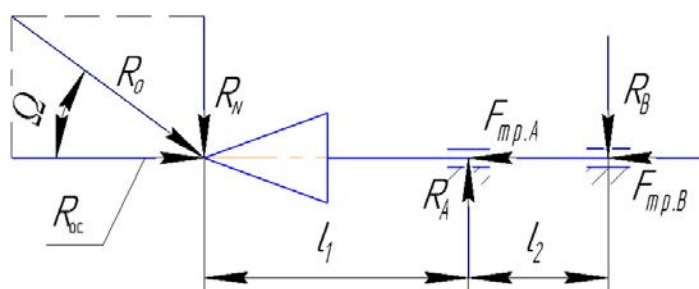


Рис. 2. Расчетная схема ударного зуба

Для расчетной схемы справедливы следующие выражения

$$\begin{aligned}
 R_{oc} &= R_0 \cos \Omega; \\
 R_N &= R_0 \sin \Omega; \\
 R_N (l_1 + l_2) - R_A l_2 &= 0; \\
 R_N l_1 - R_B l_2 &= 0; \\
 -R_N + R_A - R_B &= 0; \\
 R_N &= K R_{oc},
 \end{aligned}$$

где  $R_{oc}$ ,  $R_N$  – проекции силы реакции  $R_0$  соответственно на ось зуба и нормаль к оси зуба,  $H$ ;  $\Omega$  – угол между силой реакции  $R_0$  и осью ударного зуба;  $R_A$ ,  $R_B$  – силы реакции, действующие на ударный зуб со стороны втулки,  $H$ ;  $l_1$  – расстояние между точкой приложения силы реакции  $R_N$  и точкой приложения силы реакции  $R_A$ , м;  $l_2$  – расстояние между точками приложения сил реакции  $R_A$  и  $R_B$ , м,  $K$  – коэффициент пропорциональности между силами  $R_N$ ,  $R_{oc}$ .

Силы реакции, действующие на ударный зуб со стороны втулки, можно выразить следующим образом



$$R_A = \frac{R_N(l_1 + l_2)}{l_2};$$

$$R_B = \frac{R_N l_1}{l_2}.$$

Определим силы трения  $F_{тр.А}$  и  $F_{тр.В}$

$$F_{тр.А} = R_A f_{тр} = \frac{R_N(l_1 + l_2)}{l_2} f_{тр};$$

$$F_{тр.В} = R_B f_{тр} = \frac{R_N l_1}{l_2} f_{тр},$$

где  $f_{тр}$  – коэффициент трения пары материалов ударного зуба и втулки.

Для начала обратного хода ударного зуба ковша активного действия экскаватора должно соблюдаться неравенство

$$R_{ос} > F_{тр.А} + F_{тр.В}.$$

Соответственно

$$R_{ос} > \frac{R_N(l_1 + l_2)}{l_2} f_{тр} + \frac{R_N l_1}{l_2} f_{тр}.$$

Преобразуем последнее выражение

$$R_{ос} > \frac{2l_1 + l_2}{l_2} R_N f_{тр}.$$

Заменим силы реакции  $R_N$  и  $R_{ос}$  коэффициентом пропорциональности  $K$

$$K f_{тр} < \frac{l_2}{2l_1 + l_2}.$$

Анализ последнего выражения позволяет сделать вывод о том, что возможность обратного хода ударного зуба ковша активного действия за счёт силы реакции со стороны породы  $R_0$  при движении корпуса ковша зависит от коэффициента пропорциональности  $K$  между силами реакции  $R_N$  и  $R_{ос}$ , коэффициента трения  $f_{тр}$  между зубом и втулкой, и расстояний  $l_1$  и  $l_2$ .

С увеличением коэффициента пропорциональности  $K$  между силами реакции  $R_N$ ,  $R_{ос}$  и коэффициента трения  $f_{тр}$  между зубом и втулкой уменьшается возможность обратного хода ударного зуба ковша активного действия экскаватора.

Расстояния  $l_1$  и  $l_2$  по разному влияют на возможность обратного хода ударного зуба. Изменение расстояния  $l_1$  между точкой приложения силы реакции  $R_N$  и точкой приложения силы реакции  $R_A$  более существенно влияет на возможность обратного хода ударного зуба, чем расстояние  $l_2$  между точками приложения сил реакции  $R_A$  и  $R_B$ .

**Вывод:**

В работе аналитически определена возможность обратного хода ударного зуба ковша активного действия экскаватора за счёт сил реакции со стороны породы. Возможность обратного хода ударного зуба определяется конструктивными параметрами ковша активного действия ( $l_1, l_2$ ), коэффициентом трения между зубом и втулкой ( $f_{тр}$ ), коэффициентом пропорциональности  $K$  между силами реакции  $R_N$  и  $R_{ос}$ .

### **Список литературы**

1. Шишаев С. В., Федулов А. И., Маттис А. Р. Расчет и создание ковша активного действия. - Новосибирск: ИГД, 1989.
2. Маттис А.Р., Ческидов В.И., Лабутин В.Н., Зайцев Г.Д. Перспективы применения безвзрывных технологий в карьерах // Горный журнал. 2006, № 6. С. 87-91
3. Маттис А.Р. Зайцев Г.Д. Проблемы создания экскаваторов для безвзрывной технологии и пути их решения // Горный информационно-аналитический бюллетень, 2003, № 5.– С.132-135.
4. Муравский А. К. Определение сил действующих на зуб ковша активного действия // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности : сб. тр. XVI Междунар. науч.-техн. конф. Чтения памяти В. Р. Кубачека, Екатеринбург, 12-13 апр. 2018 г. / М-во образования и науки Рос. Федерации, Урал. гос. горн. ун-т, Каф. горн. машин и комплексов. - Екатеринбург : Изд-во УГГУ, 2018. - С. 81-84.
5. DVB Vibro Bucket [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [http://dd-eng.com/new/product/maxBrio\\_4.php?product=DVB%20Vibro%20Bucket#](http://dd-eng.com/new/product/maxBrio_4.php?product=DVB%20Vibro%20Bucket#). – Заглавие с экрана.– (Дата обращения: 01.03.2018).

УДК 622.24.051.5

## ПОИСК КОНСТРУКТИВНОГО РЕШЕНИЯ ШНЕКА ПОДАЧИ РАБОЧЕЙ СМЕСИ

Иванов И.Л., магистрант, Савинова Н.В., канд. техн. наук, доцент  
ФГБОУ ВО Уральский государственный горный университет

*В работе приведены результаты математического моделирования процесса подачи рабочей жидкости шнеком. Для поиска наилучшего конструктивного решения шнека анализировалось его напряженно-деформированное состояние в различных исполнениях. Исследовалось влияние угла наклона лопасти, радиусов скруглений, наличия продольных стяжек между лопастями.*

**Ключевые слова:** шнек, лопасть, моделирование, течение.

## RESEARCH FOR A CONSTRUCTIVE SCREW SOLUTION OF THE FEEDING THE WORKING MIXTURE

Ivanov I.L., Savinova N.V.

*The paper presents the results of mathematical modeling of the process of supplying the working fluid by the screw. To find the best constructive solution of the screw, its stress-strain state in various versions was analyzed. The influence of the angle of inclination of the blade, the radius of fillets, the presence of longitudinal ties between the blades was studied.*

**Keywords:** screw, blade, modeling, current.

Подача и смешивание рабочих компонентов в зарядных машинах осуществляется дозатором. Конструкция дозатора состоит из корпуса 3, торцы которого перекрыты крышками. Шнек 2 обеспечивает перемешивание и подачу смеси от заливной горловины 1 до сливной 4. Для обеспечения жесткости шнека и улучшения качества перемешивания в некоторых конструкциях применяются распорки 5.

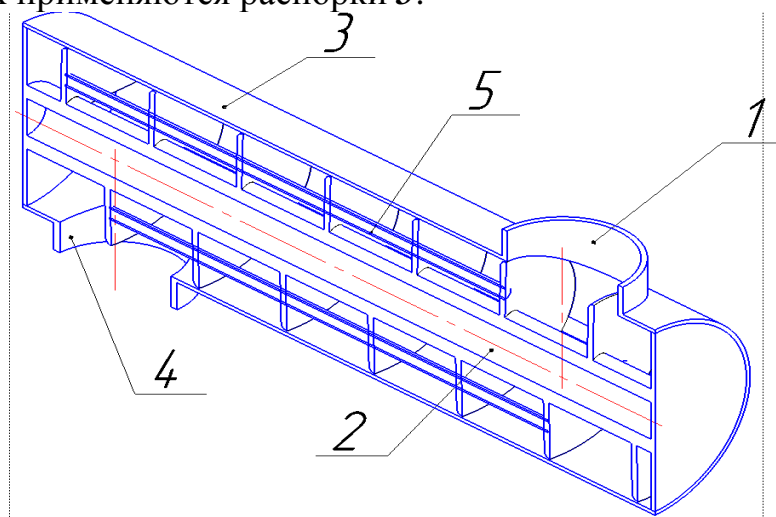


Рис. 1. Дозатор

Шнек представляет собой стержень со сплошной винтовой поверхностью вдоль продольной оси. Они изготавливаются при помощи литежных технологий из высоколегированных и коррозионностойких сталей.

Компоненты смеси поступают в загрузочную горловину при закрытой сливной горловине. Начинается процесс смешивания двух компонентов до получения однородной структуры, который занимает определенное время. При открытии сливной горловины вращением шнека производится выгрузка. Количество выгружаемого объекта за единицу времени зависит от диаметра, шага и частоты вращения винта [1].

$$Q=0,125n S p (D^2-(D-2d)^2)$$

где  $D$ -внутренний диаметр полости шнека;  $d$ -наружный диаметр вала шнека;  $S$  – шаг лопастей;  $n$  – частота вращения винта;  $p$  – плотность жидкости.

Производительность дозатора зависит от времени затраченного на перемешивание компонентов и времени выгрузки. Есть два варианта увеличения производительности, первый связан с уменьшением времени на подготовку рабочей смеси и выгрузки, второй с попыткой параллельно производить оба действия, хотя бы частично.

В работе рассмотрен процесс движения рабочей жидкости в дозаторе после открытия сливной горловины, смоделированный в приложении КОМПАСFlow инженерного ПО КОМПАС-3D V18. В выбранном приложении достаточно удобно и наглядно визуализируется процесс течения жидкости по заданному объему. Картина течения может быть представлена в виде заливки, изолиний или векторного поля и, кроме этого, приложением находится распределения давления и температуры.

В КОМПАС-3D были смоделировано несколько конструктивных вариантов шнека [2-4]. Переменными параметрами исполнений были:

- угол наклона лопастей, исследовались  $90^\circ$  и  $60^\circ$  (рис.2);

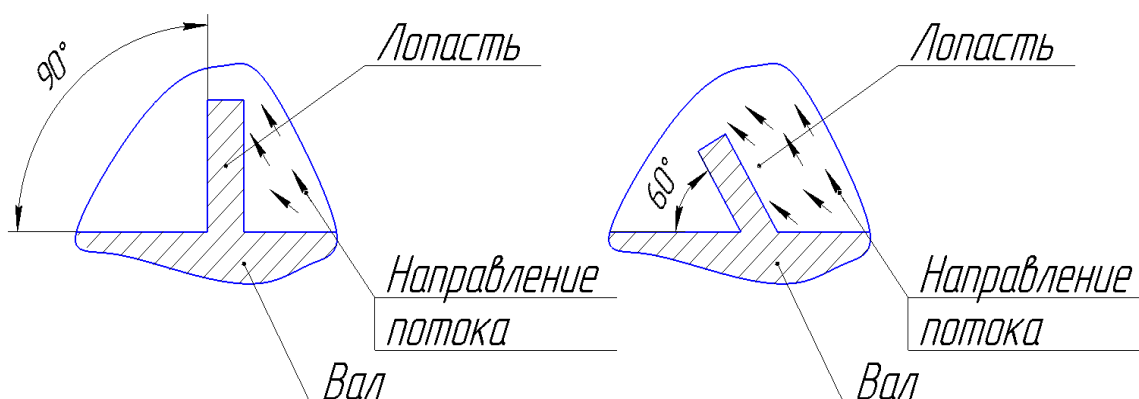


Рис. 2. Угол наклона лопастей шнека

- наличие продольных стяжек между лопастями, которые включают в конструкцию для увеличения жесткость шнека [2];

- наличие радиусов скруглений в переходе от лопасти к валу, уменьшающий зоны концентраций напряжений на шнеке (рис.3).

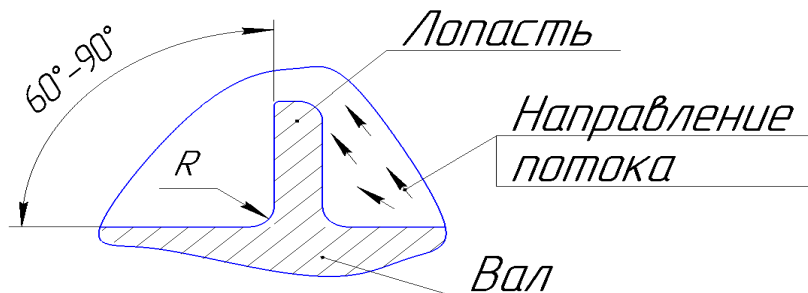


Рис. 3. Скругления

Предпроцессорная подготовка включает в себя построение модели области течения, задание параметров среды и граничных условий. На рисунке 4 продемонстрирована область течения рабочей жидкости, зоны входа и выхода (желтым цветом), ее форма зависит от формы конструктивного исполнения шнека. При выполнении расчета область в автоматическом режиме разбивается на конечные элементы.

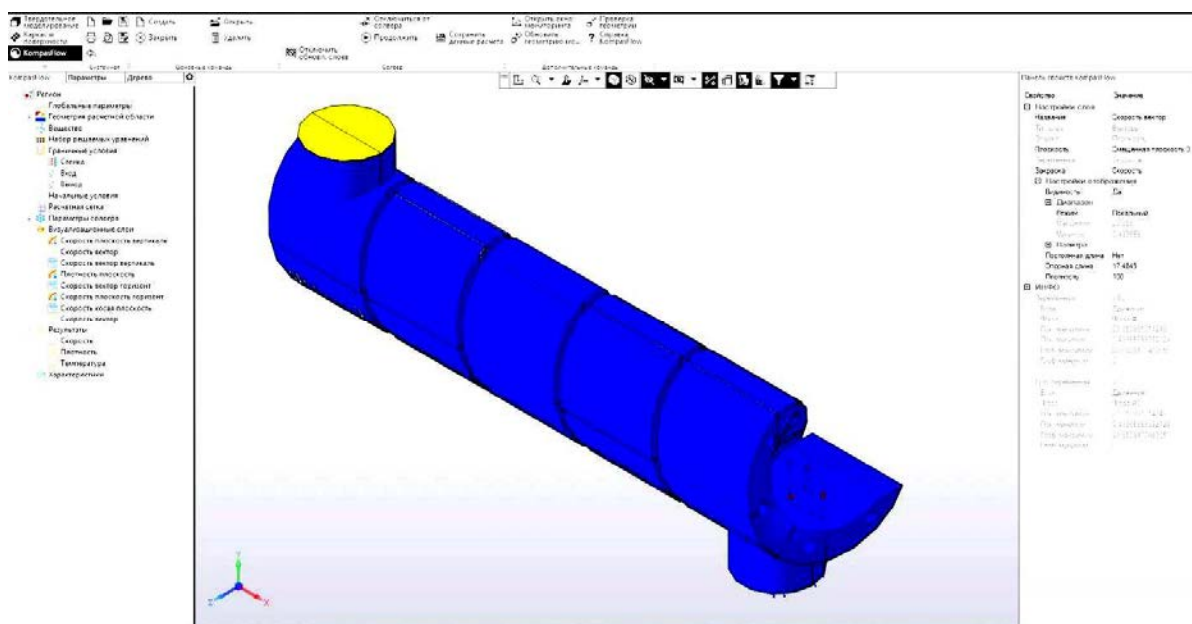


Рис. 4. Расчетная область

Параметры текучей среды соответствуют параметрам взрывчатого вещества (ВВ) «Акватол Т-30»:

- Агрегатное состояние – жидкость;
- Плотность – 1450 кг/м<sup>3</sup>;
- Молярная масса – 0.122 кг/моль;
- Вязкость – 80 кг/(м, с);
- Удельная теплоемкость – 1500 Дж/(кг, К).

Граничные (начальные) условия внешней среды соответствуют характеристикам жидкости в резервуаре перед шнеком:

- Температура 37°C
- Давление внешней среды 0,108 МПа.

Граничные (начальные) условия внутренней среды:

- Температура 42°C;
- Скорость по оси вращения шнека 1 м/с.

В ходе эксперимента анализировались скорость, плотность, давление, температура.

### Результаты и выводы

1. Конструктивные решения шнека, положительно влияющие на его усталостную выносливость, не всегда ускоряют процесс смешивания, поэтому целесообразность их введения требует дополнительных обоснований.

2. Разнонаправленность векторов скоростей говорит о более качественном перемешивании смеси, что ускоряет сам процесс. На рисунке 5 приведены векторные поля для следующих исполнений шнека: **а** - шнек с лопастями под прямым углом; **б** - с трубчатыми стяжками; **в** - со стяжками и со скруглениями лопастей у вала. Разнонаправленность векторов наиболее выражена в третьем случае, здесь же.

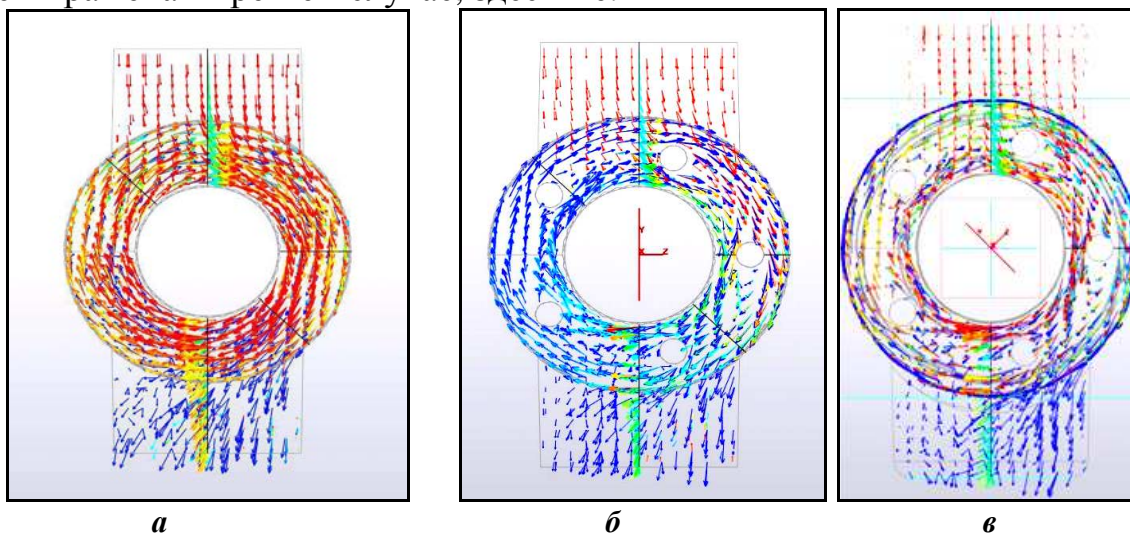


Рис. 5. Векторные поля скоростей

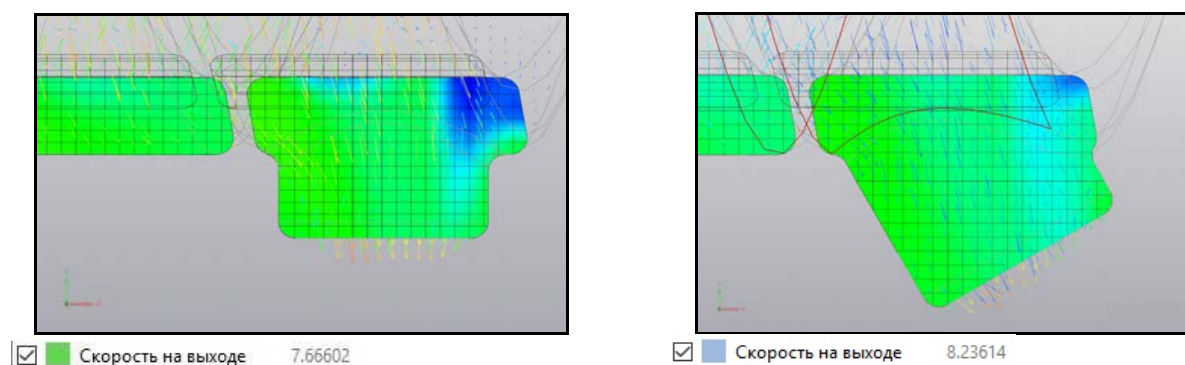


Рис.6. Влияние наклона сливной горловины на величину скорости

3. Направление скорости на уровне выхода из сливного патрубка находится под углом к оси патрубка, который в свою очередь определяется углом наклона и шагом витков шнека. Целесообразно располагать сливную горловину под соответствующим углом, что уменьшает гидравлическое сопротивление и увеличивает скорость рабочей жидкости на выходе на 8-10 %. Это подтверждает сравнительный расчет (рис. 6).

### **Список литературы**

1. Коновалов В. В., Фомин А. С. Определение подачи винтового смесителя-конвейера // Научно-методический электронный журнал «Концепт». – 2013. – Т. 3. – С. 2916–2920. – URL: <http://e-koncept.ru/2013/53588.htm>.
2. Проектирование нестандартного оборудования: справочно-метод. пособие / Н. П. Игнатьев. - Азов : АзовПечать, 2013. - 484 с.
3. Технология изготовления спиралей шнеков. Гевко Б. М. — Львов: Вища шк. Изд-во при Львов, ун-те, 1986. — 128 с.
4. Иванов И. Л. Анализ конструктивных решений шнеков // Международная научно-практическая конференция «Уральская горная школа – регионам», г. Екатеринбург, 9-18 апреля 2018 г. (Уральская горнопромышленная декада, г. Екатеринбург, 9-18 апреля 2018 г.): сборник докладов / Оргкомитет: Н. Г. Валиев (отв. за выпуск) [и др.]; Уральский государственный горный университет. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2018. – 256-257 С.

УДК 622.236

## НЕЙРОСЕТЕВОЙ ПОДХОД К РАЗРАБОТКЕ И ИССЛЕДОВАНИЮ ПАРАМЕТРОВ СКВАЖИННОЙ БУРОВОЙ УСТАНОВКИ

**Ибраева Н.Р.**, препод., **Бейсембаев К.М.**, д-р техн. наук, доцент  
Карагандинский государственный технический университет, г. Караганда, Р.Казахстан

*Скважины проводятся для получения информации о состоянии горного массива, взрывных работ, нагнетания давления. Расширяется и наклонно направленное бурение с искривлением скважин для перехода в линзовую (пластовую часть) полезного ископаемого с целью диспергирования. Задачи такого рода решались в основном в плоской постановке и, чаще всего, без применения средств автоматизированного проектирования, редко применялись и методы, основанные на задачах объемного равновесия системы под действием возмущающих сил, многие вопросы, касающиеся механики бурения не решены, и не имеют спроектированные модели, которые можно было бы использовать для полного моделирования процессов бурения. Во многом не решены и вопросы разрушения пород при бурении. Получены рабочие характеристики бурового устройства. Предложена методика определения напряжений, деформаций действующих на скважину.*

**Ключевые слова:** буровой станок, база данных, нейросетевой подход, многомерная классификация, скважина.

## NEURAL NETWORK APPROACH TO THE DEVELOPMENT AND RESEARCH OF PARAMETERS OF THE DOWNHOLE DRILLING RIG

**Ibraeva N. R., Beisembaev K. M.,**

*Wells are conducted to obtain information about the state of the rock mass, blasting, pressure injection for. Directional drilling with well curvature is also expanding for the transition to the lens (reservoir) part of the mineral for the purpose of dispersion. Problems of this kind were solved mainly in a flat formulation and most often without the use of computer-aided design, rarely used and methods based on the problems of the volumetric equilibrium of the system under the influence of disturbing forces, many issues relating to the mechanics of drilling are not solved and do not have designed models that could be used for a complete simulation of drilling processes. In many ways, the issues of rock destruction during drilling have not been resolved. The performance characteristics of the drilling device are obtained. A method for determining stresses and strains acting on the well is proposed.*

**Key words:** drilling rig, database, neural network approach, multidimensional classification, well.

**Введение.** Горное производство наметил поворот к новым технологиям добычи, где наряду с проведением традиционных выработок будут параллельное повышение объема работ по бурению скважин для проведения дегазации и технологии диспергирования массива для разупрочнения и подвижного состояние. Скважины проводятся для получения информации о состоянии горного массива, взрывных работ, нагнетания давления для гидроразрыва. Такие задачи решались в основном в плоской постановке и больше всего без применения средств автоматизированного проектирования, редко применялись и методы, основанные на задачах объемного равновесия системы под действием возмущающих сил. Многие задачи не решены по вопросам разрушения пород при бурении. Рассмотрим вопросы разработки имитационных и расчетных моделей для бурового устройства, но начнем это с построения основы проекта – базы данных, причем в постановке, когда она могла бы представлять проектно - моделирующую и прогнозную систему, далее имеет основные элементы простой нейросети.



**Задача исследования.** Задачей исследования является выявление зон возможных работ на месторождении, разработка имитационных и расчетных моделей для бурового устройства, построение моделей взаимодействия бурового устройства с породой.

### Решение задач исследования

В работе проведено исследование воздействия в скважине бурения горных пород буровым устройством. Представляю альтернативу методу, ранее введенному. Модель сформулирована в программе Ansys, метод основан на решении одномерного волнового уравнения и методом напряжения. В случае бурения, взаимодействие динамики упрощается, и различные граничные условия, такие как постоянные силы, распределенные силы и начальные деформации, могут быть непосредственно включены. Взаимодействие бурового устройства с породой моделируется с использованием, переменного зазора экспериментальных данных параметров, полученных другими исследователями, и нормализованного проникновение, описанного в этой работе. Для бурения скважин в сложных горно-геологических условиях с перемежающимися породами различной крепости и структуры высоты на забой под действием собственного веса.

На рисунке 1 заметите, что все элементы классификации, расставлены в виде нейросети.

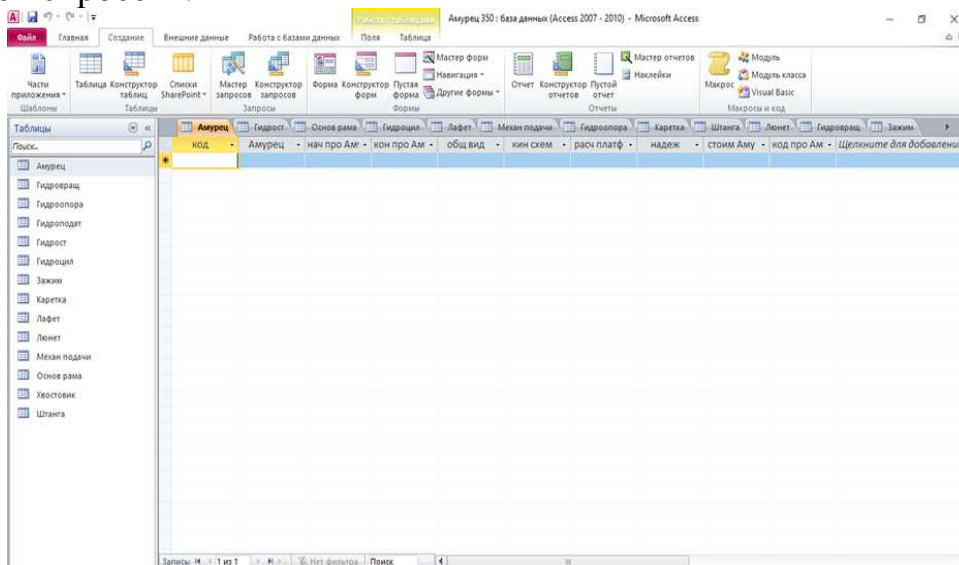


Рисунок 1- Окно построения таблиц в программе Microsoft Access

На рисунке 2 выполнен принцип построения многомерной классификаций. Он основан на информационных методах построения инфологической модели базы данных и предполагает организацию измерений и уровней иерархической системы на основе основного функционального признака системы.

Иначе говоря, следуя принципам многомерных классификаций можно построить простую нейросеть для управления машиной. В целом при выполнении элементов классификации в многовариантными можно говорить и о структуре базы данных, когда таблицы базы обладают возможно-

стями программирования. причем теперь тип базы уже не иерархический, а сетевой, а возможности оптимизации достигают сотен вариантов.

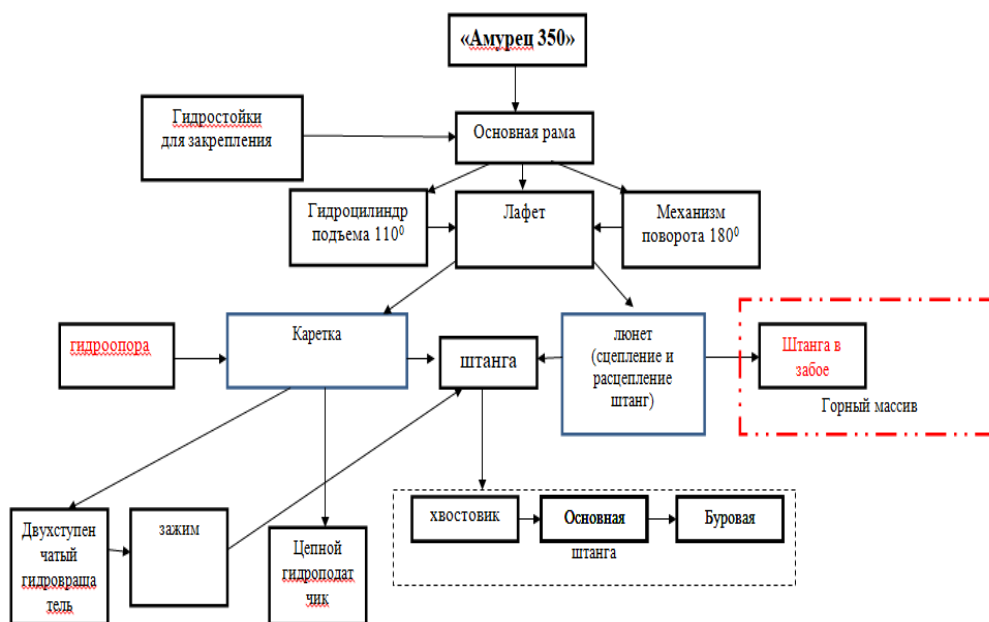


Рисунок 2 - Многомерная классификация станка

В этом разделе мы кратко опишем некоторые основы искусственной нейронной сети и как оценить вероятность класса в искусственной нейронной сети. В ней заложена мощная система, позволяющая объединять пространственные узлы, казалось бы разных по предназначению баз, но работающих в единой логике, при этом образуя ансамбли нейросети в одной области они могут переходить к классической структуре баз в другой.

Программа ANSYS предлагает широкий спектр возможностей конечно-элементного анализа, начиная от простого линейного стационарного анализа и заканчивая комплексным нелинейным анализом переходных процессов. Справочные руководства набора документации ANSYS описывают специфичные для разных инженерных дисциплин методы решения задач.

### Заключение

Инновационные моменты в обучении позволяют существенно улучшить усвоение материала, поскольку включают особые разделы мозга, связанные с творческой деятельностью. Они повышают его "волновое излучение", которое в свою очередь усиливает запоминание процессов и данных [1]. В традиционном обучении интенсивность использования этих механизмов меньше. Считают, что при усвоении и обработке информации участвуют участки и целые ансамбли клеток, образующие группы и подгруппы иерархической структуры - нейросети, модели, которых широко используются в обработке компьютерами информации, где необходимы анализ и решение не тривиальных задач. Это позволяет улучшить запоми-

вание информации вначале на электрическом, а затем и более долговременном химическом уровне за счет более разветвленных связей между информационными группами, а также облегчает её извлечение по заранее запомненным алгоритмам. Поэтому даже при использовании в обучении традиционного материала творческий подход позволяет активизировать дополнительные узлы нейросетей, а следовательно и улучшить обучение.

Нейросетевое моделирование можно применять на основе баз данных с многомерными классификациями объектов, также как и нейросети, образующими структуру иерархических групп узлов и подузлов. При этом в узлах – таблицах, с программами обработки (макросы и модули), создается возможность использования комплекса пакетов для моделирования процессов и данных в 3 d. В базах поддерживается иерархическая структура, а с учетом мощного программного обеспечения в узлах, соединяемое через гиперссылки с внешним программным обеспечением, и сетевая структура, обеспечивающая взаимодействие не только с соседними сопрягаемыми узлами, но и расположенными за пределом моделируемого объекта.

### **Список литературы**

1. К.М. Бейсембаев, М.Б. Шацанова Основы системного анализа в базах данных: учебное пособие. - Караганда.: Болашак-Баспа, 2008. - 208 с.
2. Бейсембаев К.М., Шманов М.Н., Есен А.М., Есмагамбетов А.Б., Когай В.А., Оспанов Д.У. К 3d моделированию задач взаимодействия горного массива с очистным оборудованием в сложных условиях разработки пластовых ископаемых.// Междисциплинарные исследования в области математического моделирования и информатики. Материалы 5-й научно-практической internet-конференции. Ответственный редактор Ю.С. Нагорнов. Ульяновск, 2015. С. 164-171.
3. Бейсембаев К.М., Мендиенов К.К. , Шманов М.Н., Зверев Н.А., Есмагамбетов А.Б., Разов И.О. Особенности расчёта рычажных конструкций для новых технологий добычи пластовых месторождений // Успехи современного естествознания. - 2014.- № 9 часть 2, С. 137-142
4. К.М. Бейсембаев, Г.Д. Когай, М.Б. Шацанова, А. Рахимова К моделям информационных связей в сложных системах //Современные проблемы науки и образования. – 2012. – № 6; URL: [www.science-education.ru/106-747](http://www.science-education.ru/106-747)
5. Marcman H. The blue brain project.-NatRevNeurosci.2006.7. С. 153-160

**ПРОБЛЕМЫ  
МАТЕРИАЛОВЕДЕНИЯ,  
ПРОИЗВОДСТВА  
И КОНСТРУИРОВАНИЯ  
В МАШИНОСТРОЕНИИ**

*Что, и где, и как построить,  
Да и нужно ль в это лезть,  
Сколько это будет стоить –  
Мы узнаем только здесь!*

Доц. П.А. Жиганов

УДК 621.89.017

## РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОВЕДЕНИЯ ЛАБОРАТОРНЫХ ИСПЫТАНИЙ МОДИФИКАТОРА ЭРС

**Анпилогов А.А.**, аспирант, **Симисинов Д.И.**, канд. техн. наук, доц.,  
**Захаров И.С.**, студент

Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург

*Проведены стендовые испытания модификатора модификатор трения ЭРС для смазочных материалов, доказана целесообразность введения модификатора ЭРС в состав смазочных масел. Введение в смазку модификатора ЭРС позволило снизить интенсивность изнашивания образцов примерно в 6,7 раз. Присутствие модификатора ЭРС в составе смазочного материала позволяет увеличить ресурс узлов трения, снизить затраты на проведение работ по техническому обслуживанию и ремонту.*

*Ключевые слова:* триботехника, износ, смазка, модификатор трения.

## RESULTS OF LABORATORY TESTS OF THE ERS MODIFIER

**Anpilogov A. A., Simisinov D. I., Zakharov I. S.**

*Conducted bench tests of the modifier, a friction modifier, ERS for lubricants, proved the feasibility of the introduction of the modifier of ERS in the composition of lubricants. The introduction of the ERS modifier into the lubricant allowed to reduce the wear intensity of the samples by about 6.7 times. The presence of the ERS modifier in the lubricant allows to increase the life of friction units, reduce the cost of maintenance and repair.*

*Keywords:* tribology, wear, lubrication, friction modifier

Износ деталей машин и механизмов в местах трения остается одной из важнейших нерешенных проблем машиностроения. В связи с этим продолжается поиск эффективных и современных способов повышения износостойкости трибосопряжений. В области применения смазок одним из актуальных направлений по борьбе с износом является улучшение противозносных свойств смазочных материалов путем их модифицирования. Суть модифицирования смазочного материала заключается в применении специальных добавок, способных снижать абразивное изнашивание поверхностей трения деталей при взаимном скольжении.

Большой интерес среди исследователей вызывает обработка узлов трения в процессе эксплуатации специальными модифицированными смазочными составами с целью изменения триботехнических свойств трущихся поверхностей, восстановления рабочих параметров деталей, существенного улучшения их эксплуатационных свойств. Следует выделить модификатор трения ЭРС – отечественную разработку компании ООО «УИК». В соответствии с разработанной технологией энерго-ресурсного сбережения, компания УИК рекомендует добавлять модификатор ЭРС – специальный антифрикционный состав в моторные, трансмиссионные, гидравлические масла и консистентные смазки, что позволит восстановить рабочие параметры машин и механизмов путем создания износостойких слоев на поверхностях пар трения, т.е. новых поликристаллических поверхностей трения.

Производитель модификатора ЭРС утверждает, что применение его в смазках позволит повысить износостойкость пар трения, увеличить срок эксплуатации смазочных материалах и топлива, снизить общие эксплуатационные расходы.

В рамках работ по исследованию эффективности модификатора ЭРС в Уральском государственном горном университете были проведены лабораторные испытания антифрикционной добавки к смазкам. Целью испытаний являлось экспериментальное подтверждение заявленных производителем показателей. Испытание материалов на трение и износ проводились в лабораторных условиях на испытательном стенде для моделирования изнашивания пары трения «колодка – кольцо», позволяющем одновременно испытывать шесть комплектов экспериментальных образцов по схеме «диск – частичный вкладыш» [1].

Кинематическая схема, гидросистема установки и схема нагружения колец показаны на рис. 1.

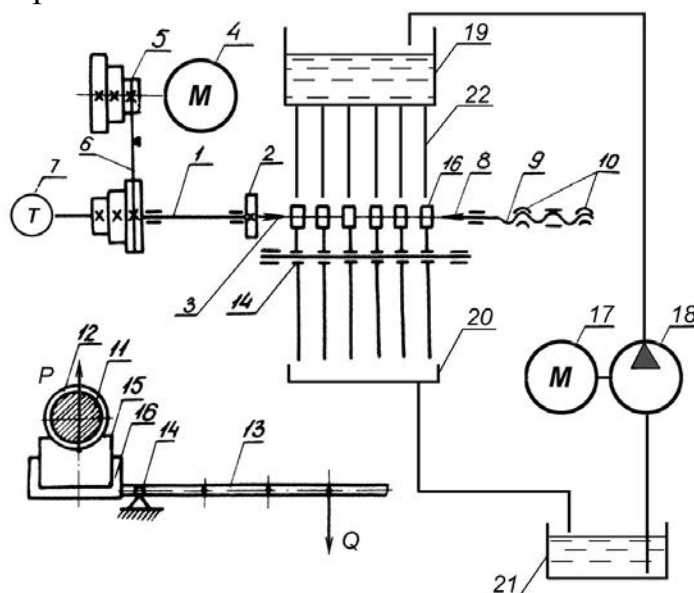


Рис. 1. Кинематическая схема, гидросистема установки и схема нагружения колец

Установка работает следующим образом: шпиндель 1 с передним центром 3 и поводковым патроном 2 получает вращение от электродвигателя 4 с помощью клиноременной передачи 5, 6. Обороты шпинделя фиксируются тахометром 7. Задний вращающийся центр 8 установлен в гнездо винта 9. Винт обеспечивает предельное перемещение центра и зажим оправки с помощью двух гаек 10. В центрах устанавливается оправка 11 с шестью образцами в виде колец 12. К каждому кольцу с помощью нагруженного рычага 13, вращающегося на оси 14, прижимается колодка из стали (или другого материала) 15, заключенная в обойму 16. Промывочная (охлаждающая) жидкость подается к каждому кольцу с помощью автономной, замкнутой гидросистемы по резиновым шлангам 22. Гидросистема состоит из насоса 18 с электроприводом 17, напорного

бака 19, приемного контейнера 20 и отстойника 21.

Для исследования износостойкости стальных колец, трущихся о колодки при рабочих режимах в присутствии масла, содержащего модификатор ЭРС, было изготовлено шесть комплектов пары трения «колодка – кольцо». Во время проведения испытаний три комплекта смазывали индустриальным маслом марки И-20 без модификатора ЭРС (базовый вариант), другие три – содержащим модификатор ЭРС (опытный вариант).

Методом оценки величины потери массы в зависимости от пройденного пути определялись значения износа образцов – колец, смазываемых той и другой смазкой, после чего проводился сравнительный анализ полученных результатов.

При проведении исследований был выбран усредненный режим испытаний, характерный для работы узлов трения машин и механизмов различных отраслей промышленности [2]:

- нагрузка на кольцо – 130 МПа;
- режим смазки – капельный, расход – 1,0 мл/км;
- частота вращения колец – 680 об/мин;
- скорость скольжения – 2 м/с;
- периодичность контроля износа – 6,4 км.

Колодки и кольца были изготовлены из стали 45 и имели шероховатость поверхности трения Ra=2,5 мкм. Твердость колец – 270 НВ, твердость колодок – 145...230 НВ.

Длина пути истирания была принята равной 204000 оборотов шпинделя (32 км). Интервал между контрольными взвешиваниями составлял 40800 оборотов шпинделя (6,4 км пути).

Сопоставление результатов испытаний позволило выявить эффективность добавки ЭРС (таблица 1).

Таблица 1 — Результаты испытаний

№ кольца	Вес до испытаний, г	Износ, г					Вес после испытаний, г
		6,4 км	12,8 км	19,2 км	25,6 км	32 км	
Опытный вариант							
1	61,7026	0	0,0009	0,0037	0,0055	0,0055	61,8590
2	61,3831	0	0,0175	0,0231	0,0251	0,0268	61,3743
3	62,2496	0	0,0084	0,0116	0,0147	0,0172	62,2382
Среднее		0	0,0089	0,0128	0,0151	0,0165	
Базовый вариант							
4	61,2551	0,0078	0,0429	0,0684	0,0911	0,1010	61,1541
5	62,1749	0,0289	0,1088	0,1531	0,1760	0,1934	61,9815
6	61,9212	0,0112	0,0391	0,0603	0,0660	0,0742	61,8470
Среднее		0,0160	0,0636	0,0939	0,1110	0,1229	

Было установлено, что при равных условиях трения абсолютный износ образцов-колец, трущихся о колодки при смазывании опытной смазкой, содержащей модификатор ЭРС, примерно в 7,5 раз меньше износа колец, трущихся о колодки при смазывании базовой смазкой.

Следует отметить, что модификатор ЭРС обладает хорошими приработочными свойствами: результаты испытаний показали наличие области с отсутствием износа образцов на этапе приработки. Это объясняется образованием при рабочих режимах защитного антифрикционного слоя на поверхностях трения деталей, который покрывает макрогеометрические дефекты этих поверхностей, предохраняя основной материал от изнашивания.

Методом наименьших квадратов были вычислены величины интенсивности изнашивания образцов. Для образцов, смазываемых модифицированным ЭРС-составом смазочным маслом, интенсивность изнашивания в среднем составила  $0,6 \pm 0,14$  мг/км, а для образцов, смазываемых смазочным маслом без введенного в него модификатора –  $4 \pm 0,8$  мг/км. Анализ полученных данных показывает, что введение в смазку модификатора ЭРС позволило снизить интенсивность изнашивания образцов примерно в 6,7 раз.

Можно заключить, что целесообразность введения модификатора ЭРС в состав смазочных масел экспериментально подтверждена. По предварительной оценке присутствие модификатора ЭРС в составе смазочного материала позволяет увеличить ресурс узлов трения, снизить затраты на проведение работ по техническому обслуживанию и ремонту.

### **Список литературы**

1. Боярских Г.А., Симисинов Д.И. Сравнительная оценка эффективности упрочнения элементов опоры шарошечных долот. Известия высших учебных заведений. Горный журнал. 2002. № 5. С. 65-72.
2. Симисинов Д.И., Боярских Г.А., Дмитриев В.Т. Самоорганизующаяся трибосистема как средство повышения эффективности работы опор шарошечных долот/ Горное оборудование и электромеханика. 2006. № 8. С. 25-28.



УДК 621.01(06)

## ОСОБЕННОСТИ ОБРАБОТКИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПЕРА ЛОПАТОК ТУРБИН ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Хавлин Т.В.<sup>1</sup>, соиск., Михайлов А.Н.<sup>2</sup>, проф., Михайлов Д.А.<sup>3</sup>, канд. техн. наук, Михайлов В.А.<sup>2</sup>, соиск., Копыл И.А.<sup>1</sup>, соиск.

<sup>1</sup> ГОУ ВПО «Донецкая академия внутренних дел МВД ДНР», Донецк, ДНР

<sup>2</sup> ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет», Донецк, ДНР

<sup>3</sup> ГОУ ВПО «Донецкая академия гражданской защиты МЧС ДНР», Донецк, ДНР

*Проведены исследования в области создания технологического процесса для повышения ресурса лопаток ротора и статора турбин газотурбинных двигателей с учётом особенностей ориентированных на свойства обрабатываемых поверхностей.*

*Ключевые слова:* лопатка турбины, функционально-ориентированные технологии, абразивная обработка поверхности, абразивные способности.

## FEATURES OF TREATMENT OF THE SURFACES OF THE PEN OF BLADES TURBINES OF GAS TURBINE ENGINES

Khavlin T.V., Mikhailov A.N., Mikhailov D. A., Mikhailov V.A., Kopyl I. A.

*Conducted research in the field of technological process to increase the service life of the rotor blades and stator turbines of gas turbine engines, taking into account the features focused on the properties of the processed surfaces.*

*Keywords:* turbine blade, function-oriented technologies, abrasive surface treatment, abrasive abilities.

Синтез технологии по обработке поверхности пера лопаток турбин газотурбинных двигателей (далее – ЛТ ГТД) происходит с участием различных операций, являющихся ключевыми событиями в общем алгоритме выполняемого технологического процесса. Проводимая в нашем исследовании работа связана с применением функционально-ориентированных технологий (далее – ФОТ) для нанесения защитных покрытий в связи с наличием сложно-структурных форм повреждений поверхностных слоёв (метал – покрытие) пера ЛТ ГТД [1,2].

Цель работы – проектирование технологического процесса для повышения ресурса лопаток ЛТ ГТД и изучение его особенностей.

Такой технологический процесс, в нашем понимании, должен быть универсальным (далее – УТП). Оправданность данного утверждения должна заключаться в его способности эффективно внедряться на предприятиях обеспечивающих повышение ресурса турбин газотурбинных силовых установок. Например, турбин авиационных двигателей (ТВЗ-117, ВК-2500 и т.д.), турбин применяемых в топливно-энергетическом комплексе (SGT 300 Tempest, ГТЭС-2,5 и т.д.) или турбин двигателей боевых машин (ГТД-1000Т, перспективный ГТД для БМП «Рыцарь»), турбин судовых агрегатов [4] и т.д.

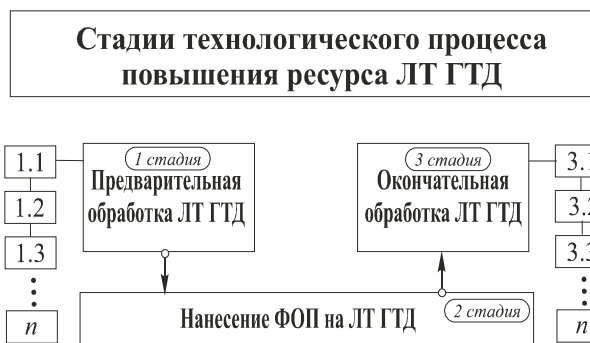


Рис. 1. Стадии технологического процесса, где: 1.1, 1.2, 1.3, ..., n – операции обработки пера ЛТГТД перед нанесением покрытия; 3.1, 3.2, 3.3, ..., n – операции обработки пера ЛТГТД после нанесения покрытия.

тие/метал/покрытие, лопатка ротора, лопатка статора и т.д.). Набор операций функционально-ориентированной подготовки (далее - ОФОП) для пера ЛТГТД до (после) нанесения ЗП, индивидуален в зависимости от различных факторов, рис. 2., где ТП – традиционное покрытие; ФОП – функционально-ориентированное покрытие;  $OZ_1, OZ_2, \dots, OZ_n$  – набор операций обработки заготовки;  $OP_1, OP_2, \dots, OP_n$  – набор операций обработки покрытия;  $i = 1, 2, 3, \dots, n$  – шаги в общем алгоритме синтеза УТП, который обозначен в виде обратной связи. Данная связь указывает на то, что последующий ремонт ЛТГТД с ФОП должен производиться, на основе существующей информации, о наличии специальных свойств обрабатываемой ЛТГТД. Единичный (целевой) изучаемый УТП является частью ФОТ направленной на повышение ресурса ЛТГТД и может быть описан следующим выражением [2]:

$$Str_i = \{X_i, A_i\}, \tag{1}$$

где  $X_i = \{x_{1i}, x_{2i}, \dots, x_{ui}\}$  – множество операций или подпроцессов  $i$  – го технологического процесса, здесь  $u$  – мощность множества;

Итак, проводя исследование, стало известно, что в УТП следует проводить специальную подготовку поверхности (1 стадия) как перед нанесением защитного покрытия (далее – ЗП) (2 стадия), так и после данной операции (3 стадия), рис. 1. Здесь 1 и 3 стадии могут быть структурированы различными операциями и иметь определённые особенности (обработка новой лопатки метал/покрытие, ремонт лопатки покры-

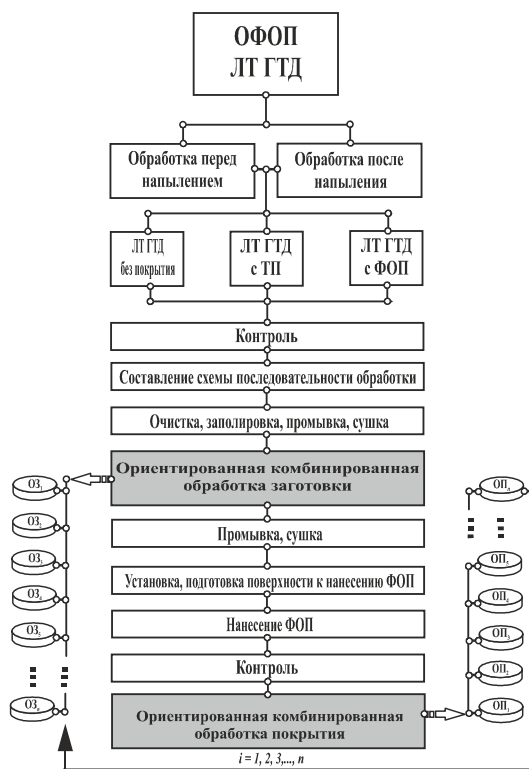


Рис. 2. Схема операций функционально-ориентированной подготовки поверхности ЛТГТД

$A_i = \{a_{1i}, a_{2i}, \dots, a_{vi}\}$  – множество связей между операциями  $i$  – го технологического процесса, здесь  $v$  – мощность множества  $A_i$ .

Условия, которые изучаются при подборе операций, могут быть следующие (глобально):

- завод изготовитель (приоритеты в производстве, технологии, особенности производства, география, сотрудничество и т.д.);
- тип материала ЛТ ГТД (титановый сплав, никелевый сплав, технология легирования и др.);
- производственный процесс (изготовление, ремонт, модернизация ЛТ ГТД и т.д.);
- глубина технологии (объём функциональных элементов, частей, зон требующих повышения ресурса и т.д.);
- характер повреждения (эрозия, коррозия, прогары, сколы, трещины, кручение, растяжение и т.д.);
- сложность эксплуатационных воздействий (однородные, неоднородные, простые, сложные, единовременные, повторяющиеся, кратковременные, длительные, пространство воздействий и т.д.);
- сложность выполняемой функции (лопатки ротора, лопатки статора, назначение турбины и т.д.);
- наличие или отсутствие технологических особенностей поверхности пера ЛТ ГТД (отверстия перфорации, рёбра и штырьки системы охлаждения, антивибрационные элементы и т.д.);
- характеристики геометрии поверхности (длина пера, ширина пера, толщина стенок и т.д.);
- приоритет в универсальности процесса (построение структуры производственного процесса ориентированной соизмеримостью запросов различных потребителей с возможностями производства, перспективы развития технологий обеспечивающих УТП, перспективы совершенствования газотурбинных двигателей и т.д.);
- другое.

Также при формировании набора ОФОП следует учитывать необходимость повышения КПД ступени турбины, например путём снижения шероховатости рабочих поверхностей (для 3 стадии)[3]:

- трактовые поверхности пера ЛТ ГТД,  $R_a \ll 0,08$  мкм;
  - внутренние поверхности (для охлаждаемых ЛТ ГТД),  $R_a \ll 20$  мкм;
  - отверстия (для охлаждаемых ЛТ ГТД),  $R_a \ll 0,15$  мкм,
- а для 1 стадии учитывать, тот факт, что обработка будет производиться одновременно различных по химическим и механическим свойствам материалов (металл/покрытие).

Далее, в качестве особенностей УТП технологам следует обратить внимание на следующее, безусловно, с учётом исследований проведённых в [5, 6, 7, 8, 9, 10, 11]:

- проводить повышение КПД ЛТ ГТД и свойств поверхности на основе принципа последовательной минимизации зернистости полировальных абразивов;

- применять полирование для удаления старых покрытий с поверхностей ЛТ ГТД с помощью полировальника ориентированной абразивной способности (ПОАС);

- применять ориентированное полирование поверхностей со сложной геометрией;

- учитывать особенности полировки покрытий сложной размерности;

- необходимость совершенствования финишной и суперфинишной обработки поверхностей с специальными покрытиями.

#### **Выводы:**

1. Для повышения эффективности УТП следует ориентироваться на свойства покрытий, особенности износа покрытий, на необходимость применения операций способных управлять процессом одновременной подготовки (обработки) однородной (сложной) по свойствам и размерностям поверхности с помощью абразивных способностей.

#### **Список литературы**

1. Михайлов А. Н., Хавлин Т.В. Особенности технологического процесса повышения ресурса лопаток турбины авиационных двигателя на базе функционально-ориентированной технологии / А. Н. Михайлов, Т.В. Хавлин // Международный сборник научных трудов / «Прогрессивные технологии и системы машиностроения». 2017. №1. – Донецк: ДонНТУ, 2017. С. 84-100

2. Михайлов, А.Н. Основы синтеза функционально-ориентированных технологий машиностроения. - Донецк: ДонНТУ, 2009. – С 347.

3. Крымов В.В. Производство газотурбинных двигателей / Крымов В.В., Елисеев Ю.С., Зудин К.И. // Под редакцией В.В. Крымова. М.: Машиностроение / Машиностроение-Полёт, 2002. 376 с., ил.

4. <https://www.scopus.com/authid/detail.uri?authorId=53873926800>.

5. Обработка металлов резанием: Справочник технолога / А.А. Панов, В.В. Аникин, Н.Г. Бойм и др.; Под общ. Ред. А.А. Панова. – М.: Машиностроение, 2004. – 784 с.

6. Ящерицын П. И., Зайцев А. Г., Барботько А. И. Тонкие доводочные процессы обработки деталей машин и приборов. Минск, «Наука и техника», 1976, - 328 с.

7. Абраимов Н.В., Елисеев Ю.С., Крымов В.В. Авиационное материаловедение и технология обработки металлов: Учеб. пособие для авиационных вузов / Под ред. Н.В. Абраимова. – М.: Высш. шк., 1998. – 444 с., ил.

8. Богуслаев В.А., Цыпак В.И., Яценко В.К. Основы технологии машиностроения. Учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей высших учебных заведений. – Запорожье, изд-во ОАО «Мотор Сич». – 2003 г. – 336 с.

9. Кремень З.И. Технология шлифования в машиностроении / Кремень З.И., Юрьев В.Г., Бабошкин А.Ф.; под общ. ред. Кремня З.И. – СПб.: Политехника, 2007. – 424 с.: ил.

10. Курдюков В.И. Основы абразивной обработки: учебное пособие.- Курган: Изд-во Курганского гос. ун-та, 2014. – 195 с.

11.Шальнов В.А. Шлифование и полирование высокопрочных материалов.- М. Машиностроение, 1972. – 272 с.

УДК 621/ББК 30.3

## **ВАКУУМНАЯ КАМЕРА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ДЕМПФИРУЮЩИХ СВОЙСТВ ПОЛИМЕРНЫХ СЛОИСТЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ МЕТОДОМ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ**

**Гордюшкин И.В., Модяков А. В., Муйземнек А.Ю.**, д.т.н., профессор  
Пензенский государственный университет, г. Пенза, Россия

*Приводятся описание вакуумной камеры для исследования демпфирующих свойств полимерных слоистых конструкционных материалов методом вынужденных колебаний, методика определения коэффициентов демпфирования и полученные значения коэффициентов демпфирования.*

**Ключевые слова:** вакуумная камера, полимерные слоистые композиционные материалы, метод вынужденных колебаний, коэффициент демпфирования.

## **VACUUM CHAMBER FOR THE INVESTIGATION OF DAMPING PROPERTIES OF POLYMER LAYER COMPOSITION MATERIAL BY THE METHOD OF FORCED VIBRATIONS**

**Gordyushkin I.V., Modyakov A.V., Muizemnek A.Y.**

*The article describes the vacuum chamber for studying the damping properties of polymeric layered structural materials by the method of forced oscillations, the method for determining the damping coefficients and the obtained values of the damping coefficients.*

**Keywords:** vacuum chamber, polymeric layered composite materials, forced oscillation method, damping coefficient.

Имеющий место в настоящее время научно-технический прогресс в области машиностроения, с одной стороны, во многом обусловлен появлением новых более прочных и лёгких материалов. С другой стороны, его продолжение требует появления новых материалов с еще более высоким комплексом физико-механических свойств. Многим требованиям, предъявляемым к современным конструкционным материалам, удовлетворяют полимерные слоистые композиционные материалы (ПСКМ), полученные на основе синтетических волокон и эпоксидных смол. В настоящее время они находят широкое применение в машиностроении. В дальнейшем их применение будет расширяться.

Одной из проблем, сдерживающих более широкое применение ПСКМ, является сложность проектирования изделий из них, вызванная анизотропией физико-механических свойств и их зависимостью от микро-, мезо- и макроструктуры. Еще одной проблемой является отсутствие информации о коэффициентах демпфирования различных ПСКМ, отсутствие простых методов их экспериментального определения и необходимого для этого лабораторного оборудования.

Одним из простых методов определения коэффициентов демпфирования ПСКМ является метод вынужденных колебаний, заключающийся в построении резонансной кривой лабораторного образца и определении по ней коэффициентов демпфирования. Предварительный

анализ известных методов определения коэффициентов демпфирования ПСКМ показал необходимость учета сопротивления воздуха, окружающего лабораторный образец, при вынужденных колебаниях.

Цель данной работы заключается в создании вакуумной камеры для исследования демпфирующих свойств методом вынужденных колебаний, разработке методики определения коэффициентов демпфирования ПСКМ.

Предварительный анализ позволил сформулировать основные требования к вакуумной камере для исследования демпфирующих свойств ПСКМ:

- вакуумная камера должна размещаться на вибростенде;
- вакуумная камера должна обеспечивать регистрацию вынужденных колебаний лабораторного образца в условиях вакуума;
- вакуумная камера должна обеспечивать размещение в ней стандартного лабораторного образца;
- конструкция вакуумной камеры должна обеспечивать изготовление деталей на 3D-принтере (кроме штуцера и винтов). Детали вакуумной камеры должны быть изготовлены из ABS пластика.

Если результаты испытаний напечатанной на 3D-принтере конструкции будут свидетельствовать о невозможности достижения вакуума из-за проникания воздуха через стенки вакуумной камеры, то созданный экземпляр будет считаться прототипом.

Если результаты испытаний лабораторных образцов из ПСКМ заданных структуры и толщины покажут незначительное влияние воздуха на свободные колебания лабораторных образцов, то вакуумная камера будет использоваться для испытаний образцов меньшей толщины.

Конструкция вакуумной камеры, представленная на рисунке 1, состоит из основания 1 и корпуса 2.

Основание 1 предназначено для крепления вакуумной камеры на стол вибростенда. Оно имеет отверстие 4 для размещения датчика ускорений, отверстие 5 для штуцера для соединения вакуумной камеры с вакуумным насосом и паз для установки лабораторного образца 3. Уравновешивание конструкции осуществляется путем размещения дополнительной массы в отверстие 6.

Корпус 2 имеет канал для вывода проводов, идущих от тензорезистора.

Для определения коэффициентов демпфирования ПСКМ разработана методика, которая представляет следующую последовательность действий:

1. Установить штуцер в отверстие 5;
2. Установить датчик ускорений в центр вибростенда (в отверстие 4 вакуумной камеры);
3. Установить основание на вибростенд;
4. Присоединить шланг вакуумного насоса к штуцеру;
5. Прикрепить тензорезистор к лабораторному образцу;
6. Установить лабораторный образец в основание 1;

7. Одеть корпус 2 на основание 1 и вывести провода тензорезистора через канал в корпусе;

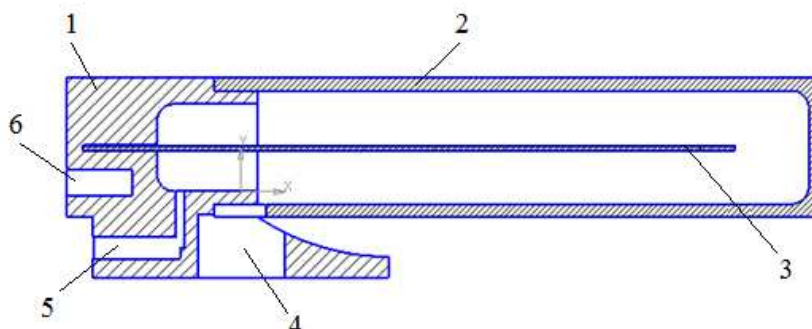


Рисунок 1 - Вакуумная камера в разрезе

8. Герметизировать штуцер, щель между основанием и корпусом;

9. Собрать систему управления вибростендом, включающую генератор низкочастотных сигналов и усилитель. Собрать систему регистрации, проверить соединения тензорезистора с тензоусилителем и тензоусилителя с осциллографом.

10. С помощью вакуумного насоса откачать воздух из вакуумной камеры.

11. Изменяя с помощью генератора низкочастотных сигналов частоту возбуждающей силы, с помощью осциллографа регистрировать амплитуду вынужденных колебаний лабораторного образца.

12. Закончив измерения, построить резонансную кривую – зависимость амплитуды вынужденных колебаний от частоты возбуждающей силы.

13. По резонансной кривой определить коэффициент демпфирования.

Для определения коэффициентов демпфирования резонансная кривая описывалась безразмерной функцией [1]

$$\eta = \frac{1}{\sqrt{(1-\xi^2)^2 + 4\zeta^2\xi^2}}, \quad (1)$$

где  $\eta = \frac{A_c}{A_0}$  - относительная амплитуда (коэффициент динамичности);

$A_c, A_0$  – амплитуда вынужденных колебаний и статическое отклонение точки;  $\xi = \frac{p}{k}$  – отношение частоты возмущающей силы к частоте собственных колебаний;

$\zeta = \frac{n}{k}$  – отношение коэффициента затухания к частоте собственных колебаний.

Для определения значений  $n$  и  $k$  достаточно знать значения функции  $\eta$  при двух значениях  $\xi$ , т.е. необходимо знать положение двух точек на

резонансной кривой  $(\eta_1, \xi_1)$  и  $(\eta_2, \xi_2)$ .

В этом случае отношение значений функции  $\eta$  можно записать в следующем виде

$$\delta = \frac{\eta_1}{\eta_2} = \frac{\sqrt{(1-\xi_2^2)^2 + 4\zeta^2\xi_2^2}}{\sqrt{(1-\xi_1^2)^2 + 4\zeta^2\xi_1^2}}. \quad (2)$$

При известных значениях  $\eta_1, \xi_1, \eta_2, \xi_2$  коэффициент  $\zeta$  может быть определен следующим образом

$$\zeta = \sqrt{\frac{(1-\xi_2^2)^2 - \delta^2(1-\xi_1^2)^2}{4(\delta^2\xi_1^2 - \xi_2^2)}}. \quad (3)$$

Основываясь на зависимостях (1) – (3) значения коэффициента демпфирования  $\zeta$  и частоту собственных колебаний  $k$  можно определить в следующей последовательности:

- по резонансной кривой определяется частота возбуждающей силы, соответствующей резонансу  $p_{рез}$ ;

- на резонансной кривой определяются две точки  $(\eta_1, \xi_1)$  и  $(\eta_2, \xi_2)$ , по зависимости (3) рассчитывается значение коэффициента демпфирования  $\zeta$ . В первом приближении для расчета значений  $\xi_1$  и  $\xi_2$  используются зависимости  $\xi_1 = \frac{p_1}{p_{рез}}$  и  $\xi_2 = \frac{p_2}{p_{рез}}$ . При этом значение частоты возмущающей силы  $p_1$  выбирается близким к значению резонансной  $p_{рез}$ , а  $p_2 \approx 1,5p_1$ ;

- значение собственной частоты определяется по зависимости

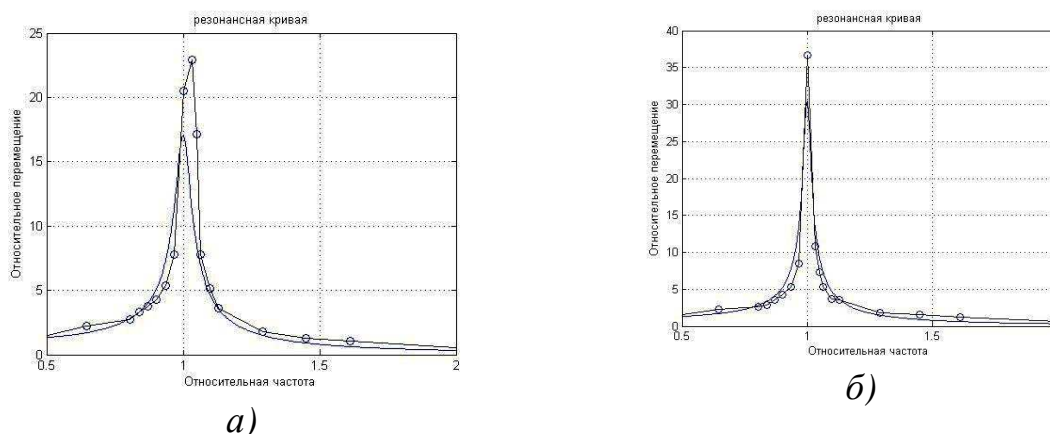
$$k = p_{рез} \sqrt{\frac{1}{1-2\zeta}}; \quad (4)$$

- во втором приближении значения  $\xi_1$  и  $\xi_2$  вычисляются с использованием зависимостей  $\xi_1 = \frac{p_1}{k}$  и  $\xi_2 = \frac{p_2}{k}$ , повторяется расчет коэффициента демпфирования  $\zeta$ . Для достижения приемлемой точности определения коэффициента демпфирования обычно достаточно двух приближений.

Методика экспериментального определения коэффициентов демпфирования ПСКМ методом вынужденных колебаний апробирована на четырехслойном ПСКМ из углеткани 200 г/м<sup>2</sup>, пленн, ЗК и эпоксидной системы Erolam 2017, полученного методом вакуумной инфузии [2, 3]. Использовались стандартные плоские образцы, имеющие ширину рабочей части 10 мм и длину – 150 мм. Толщина образцов соответствовала толщине



пластины. Ориентация тканей в каждом лабораторном образце была одинаковой  $45/45/45/45^\circ$ . Лабораторные образцы устанавливались в вакуумную камеру таким образом, чтобы ось образца была направлена вдоль нитей основы. Полученные в результате испытаний резонансные кривые показаны на рисунке 1. Для сравнения приводятся резонансные кривые, построенные по результатам испытаний лабораторных образцов при испытаниях в воздухе (рисунок 1,а) и в условиях вакуума (рисунок 1,б).



а)  
 б)  
 Рисунок 1 – Резонансные кривые: а – испытания в воздухе;  
 б – испытания в вакууме (точки экспериментальные значения)

В результате обработки резонансных кривых получены следующие значения коэффициентов демпфирования:

- при испытаниях без создания вакуума  $\zeta = 0,0293$ ;
- при испытаниях в условиях вакуума  $\zeta = 0,00164$ .

Таким образом, в ходе проведения исследований по определению коэффициентов демпфирования методом вынужденных колебаний было установлено, что воздух, окружающий лабораторный образец, оказывает существенное влияние на результаты определения коэффициентов демпфирования рассматриваемых ПСКМ. Использование вакуумной камеры является оправданным.

#### Список литературы:

1. Яблонский А.А., Никифорова В.М. Курс теоретической механики. Учеб.пособие для вузов: 13-е изд., исправ. – М.: Интеграл-Пресс, 2009. – 603с.
2. Муйземнек А.Ю. Исследование пористости полимерных слоистых композиционных материалов, полученных методом вакуумной инфузии / Е.Д. Карташова, М.А. Косова, А.А. Желудкова, А.Ю. Муйземнек // Инновации технических решений в машиностроении и транспорте: сборник статей IV Всероссийской научно-технической конференции для молодых ученых студентов с международным участием. – Пенза: ПГАУ, 2018.
3. Карташова Е.Д. Исследование сопротивления деформированию и разрушению полимерных слоистых композиционных материалов в зависимости от направления приложения нагрузки / Е.Д. Карташова, Д.В. Козлов, А.В. Родионова, А.Л. Савинкина, К.В. Соколова // Инновации технических решений в машиностроении и транспорте: сборник статей IV Всероссийской научно-технической конференции для молодых ученых и студентов международным участием. – Пенза: ПГАУ, 2018.

УДК 621.833

## КЛАССИФИКАЦИЯ ВИДОВ ПРОФИЛЬНОЙ МОДИФИКАЦИИ ЗУБЬЕВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС

**Грубка Р.М.** доц., канд. техн. наук, **Михайлов А.Н.** проф., д-р техн. наук,  
**Петряева И.А.** доц., канд. техн. наук

Донецкий национальный технический университет, г. Донецк, ДНР

*В статье представлена классификация видов профильной модификации зубьев цилиндрических колес. Все виды профильной модификации зубьев цилиндрических колес разделены в зависимости от назначения на две группы: функциональную и технологическую.*

**Ключевые слова:** цилиндрическое колесо, зуб, классификация, профильная модификация, боковая поверхность зубьев.

## CLASSIFICATION OF TYPES OF PROFILE MODIFICATION OF THE TEETH OF CYLINDRICAL WHEELS

**Grubka R. M., Mikhaylov A. N., Petryaeva I. A.**

*The article presents the classification of the types of the cylindrical wheels teeth profile modification. All types of cylindrical wheels teeth profile modification are divided into two groups, depending on the purpose: functional and technological.*

**Keywords:** cylindrical wheel, tooth, classification, profile modification, lateral surface of teeth.

Профильную модификацию зубьев по назначению можно разделить на (рис. 1): функциональную, направленную на повышение эксплуатационных характеристик передач путем компенсации негативного влияния ошибок изготовления, ошибок монтажа и деформаций зубьев под действием рабочей нагрузки и технологическую, которая предназначена для обеспечения нужного характера взаимодействия режущего инструмента и заготовки, или достижения требуемой точности и качества боковой поверхности зубьев при финишной обработке зубчатого венца шевингованием или шлифованием.

Функциональную профильную модификацию боковой поверхности зубьев выполняют для улучшения виброакустических характеристик передач, компенсации деформаций зубьев, устранения заедания, повышения плавности работы передачи, компенсации смещения зубчатых венцов и снижения износа боковых поверхностей зубьев.

Улучшение виброакустических характеристик приводит к уменьшению динамических нагрузок и снижению шума в передачах [1, 2].

Наличие погрешностей изготовления, монтажа и деформации от нагрузки приводит к тому, что эвольвентные профили в зацеплении не являются сопряженными. Введение профильной модификации зубьев колес приближают фактическое передаточное отношение к номинальному, а профили к сопряженным. Сопряжение профилей повышает плавность работы передачи за счет обеспечения контакта между двумя и более количеством пар зубьев, что приводит к перераспределению нагрузки между зубьями и в конечном итоге приводит к повышению нагрузочной и ком-

пенсирующей способности зубчатых передач [2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12].

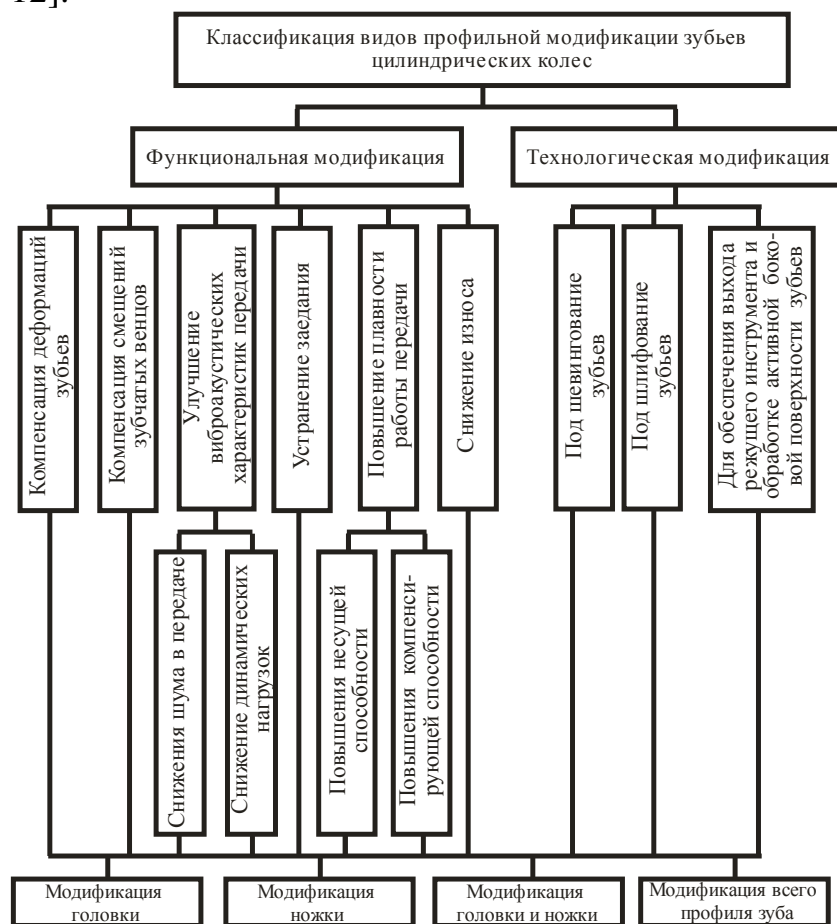


Рис. 1. Классификация видов профильной модификации зубьев цилиндрических колес

Устранение заедания, введением профильной модификации, позволяет повысить надежность работы передачи [13].

В работе зубчатой передачи под нагрузкой возникают деформации элементов зубчатого венца. В связи с этим шаг зубьев может изменяться от минимального до максимального значений. Повышение качества работы передачи при этом возможно за счет введения модификации профиля зубьев [14].

Повышение долговечности зубчатых передач при работе в средах, содержащих абразивные частицы, обеспечивается тем, что боковые поверхности зубьев колес за пределами активных участков занижены на глубину допустимого износа [15]. При работе передачи абразивные частицы, размещаются на участках занижения боковых поверхностей зубьев колес, что не способствует износу зубьев. Профильную модификацию зубьев вводят и для исключения контакта зубьев колес вне линии зацепления [16, 17, 18], что также приводит к уменьшению износа.

Зубчатые муфты работают в условиях наличия радиальных и угловых смещений валов. Смещения валов полумуфт приводит к неравномерному распределению зазоров между зубьями и как следствие к неравномерному распределению контактных напряжений. Профильная модификация зубьев втулки позволяет компенсировать радиальные погрешности монтажа зубчатых венцов муфт [3, 4].

Технологическую модификацию профиля зуба выполняют у зубчатых колес, подвергаемых шевингованию и зубошлифованию. Для обеспечения нормального протекания процесса шевингования профиль предварительно нарезанных зубьев отличается от эвольвентного. При нарезании колес под

шевингование [19] выполняют модификацию зуба колеса для свободного выхода головки зуба шевера и обработки шевингованием всего активного профиля зуба. Кроме того, для зубчатых колес с числом зубьев  $z < 20$  уменьшают припуск на головках зубьев.

Модифицированной может быть часть рабочего профиля зуба, только головка или ножка, головка и ножка одновременно, или профиль зуба по всей его высоте [1, 20]. Профильной модификации могут подвергаться зубья одного из сопряженных колес, или оба сопряженных колеса. Форма и размеры модификации головки зуба рассмотрены в работах [20, 21, 22, 23]. В работах [22, 24] рассматриваются модификации ножи зуба и использование переходной кривой зуба с поднутрением. Одновременная модификация головки и ножи выполняется с целью сокращения номенклатуры специального модифицированного режущего инструмента [24].

Таким образом, выполнены исследования видов профильной модификации зубьев цилиндрических колес, на основании которых разработана их классификация. В соответствии с предложенной классификацией все виды профильной модификации поделены на две основные группы: функциональную и технологическую профильную модификации.

### Список литературы

1. Пат. 1252573 СССР, МПК<sup>7</sup> F16H 1/06. Прямозубая цилиндрическая передача / Н. И. Дундин, Б.П. Тимофеев; заявитель и патентообладатель Ленинградский ордена Ленина политехнический институт - № 3847748/25-28; заявл. 14.01.85; опубл. 23.08.86, Бюл. № 31. - 4 с.: ил.
2. Пат. 1402738 СССР, МПК<sup>7</sup> F16H 1/06. Зубчатая передача / В. Д. Кабиольский — № 4154845/25-28; заявл. 28.11.86; опубл. 15.06.88, Бюл. № 22. - 3 с.: ил.
3. Айрапетов, Э. Л. Зубчатые соединительные муфты [Текст] / Э. Л. Айрапетов, Д. Б. Мирзаджанов. - М.: Наука, 1991. - 250 с.
4. Мирзаджанов, Д. Б. Конструктивные методы выравнивания зазоров и скоростей скольжения на боковых поверхностях зубьев муфт [Текст] / Д. Б. Мирзаджанов // Вестник машиностроения. - 1986. - №8. - С. 14 - 17.
5. Андожский, В. Д. Модификация головок внешних зубьев эвольвентных зубчатых колес [Текст] / В. Д. Андожский, Н. И. Рогачевский // Вестник машиностроения. - 1985. - № 7. - С. 15 - 17.
6. Андожский, В. Д. Геометрический расчет модификации головок зубьев [Текст] / В. Д. Андожский // Вестник машиностроения. - 1976. - № 5. - С. 39 - 42.
7. Андожский, В. Д. Модификация головок зубьев рейкой с линией модификации по дуге окружности [Текст] / В. Д. Андожский // Вестник машиностроения. - 1978. - № 8. - С. 26 - 29.
8. Дорофеев Д. В. Модификация зубчатых колес с коэффициентом перекрытия более двух [Электронный ресурс] / Д. В. Дорофеев, И. В. Шевченко // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана Электронный журнал, 2011. - №5 - С. 1-12. Режим доступа: <http://old.technomag.edu.ru/doc/180855.html> (14.10.2017г.)
9. Мироненко, А. И. Усовершенствование редукторов производства ГП НПКГ "Зоря"- "Машпроект" [Текст] / А. И. Мироненко и др. // Вестник Нац. техн. ун-та "ХПИ" : сб. науч. тр. Темат. вып. : Проблемы механического привода. - Харьков: НТУ "ХПИ", 2015. - № 35 (1144). - С. 95-100.

10. Кривошея, А. В. Особенности прямого и обратного формообразования эвольвентных цилиндрических зубчатых колес с модифицированным профилем у вершины зуба [Текст] / А. В. Кривошея и др. // Вестник Нац. техн. ун-та "ХПИ": сб. науч. тр. Темат. вып.: Проблемы механического привода. - Харьков: НТУ "ХПИ", 2012. - № 36. - С. 82-90.

11. Поветкин, В. В. К вопросу повышения долговечности крупномодульных тяжелонагруженных зубчатых передач / В. В. Поветкин, М. Ф. Керимжанова, А. Т. Альпеисов, З. А. Ибрагимова, И. Н. Исаева // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Международный сб. научных трудов. - Донецк: Донец. нац. техн. ун-т., 2016. - № 4(55). - С. 70 - 74.

12. Пат. 2222738 РФ, МПК<sup>7</sup> F16H55/08, F16H1/08. Косозубая зубчатая передача / В. А. Попов и др.; заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество "Северсталь" - заявл. 28.05.2002; опубл. 27.01.2004. - 5 с.: ил.

13. Пат. 945524 СССР, МПК<sup>7</sup> F16H 1/06. Эвольвентная зубчатая передача / И. А. Копф и др.; заявитель и патентообладатель Научно-производственное объединение по технологии машиностроения ЦНИИТМАШ - № 2972889/25-28; заявл. 18.08.80; опубл. 23.07.82, Бюл. № 27. - 3 с.: ил.

14. Пат. 1237822 СССР, МПК<sup>7</sup> F16H 1/06. Зубчатое колесо / В. И. Попов, В. С. Погорелов, Ю. М. Павленко - № 3829750/25-28; заявл. 27.12.84; опубл. 16.06.86, Бюл. № 22. - 2 с.: ил.

15. Пат. 953296 СССР, МПК<sup>7</sup> F16H 1/06. Зубчатая передача / А. П. Натаров; заявитель и патентообладатель Харьковский ордена Ленина политехнический институт им. В. И. Ленина - № 3234811/25-28; заявл. 16.01.81; опубл. 23.08.82, Бюл. № 31. - 2 с.: ил.

16. Поклад, В. А. Основные принципы расчета неизнашивающихся авиационных зубчатых передач [Текст] / В. А. Поклад, В. Л. Дорофеев // Сб. докладов международного конгресса «Механика и трибология транспортных систем-2003» в 2-х томах, - Ростов на Дону: Рост. гос. ун-т путей сообщения, Ростов на Дону, сентябрь 2003. - т. 2. - С. 232-235.

17. Дорофеев, В. Л. Модификация авиационных зубчатых передач с целью уменьшения износа контактной поверхности [Текст] / В. Л. Дорофеев, В. В. Голованов, С.Г. Гукасян // Актуальные вопросы технических наук: материалы Междунар. науч. конф. - Пермь: Меркурий, г. Пермь, июль 2011 г. - С. 66 - 68.

18. Дорофеев, В. Л. Математическая модель проектирования авиационных зубчатых передач [Текст] / В. Л. Дорофеев, В. В. Голованов, В. М. Ананьев // Авиационно-космическая техника и технология. - 2012. - № 10 (97) - С. 44 - 49.

19. Производство зубчатых колес. Справочник [Текст] / под. ред. Б. А. Тайца. - М.: Машиностроение, 1975. - 727с.

20. Авиационные зубчатые передачи и редукторы. Справочник [Текст] / под ред. Э. Б. Булгакова. - М.: Машиностроение, 1981. - 374с.

21. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач [Текст] / под ред. И. А. Болотовского. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1986. - 448 с.

22. Генкин, М.Д. Повышение надежности тяжело-нагруженных зубчатых передач [Текст] / М. Д. Генкин, М. А. Рыжов, Н. М. Рыжов. - М.: Машиностроение, 1981. - 232с.

23. Рязанцева, И. Л. О профильной модификации тяжелонагруженных зубчатых колес [Текст] / И. Л. Рязанцева // Омский научный вестник, 2000. - №2(100). - С. 73 - 76.

24. Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи внешнего зацепления [Текст] / И.А. Болотовский и др. - М.: Машиностроение, 1974. - 160с.

УДК 622.363.2:622.25

## СПОСОБ КОНТРОЛЯ ШЕРОХОВАТОСТИ ПОВЕРХНОСТИ ШАХТНЫХ СТВОЛОВ В СОЛЯНЫХ ПОРОДАХ

Загвоздкин И.В.<sup>1</sup>, Винокуров В.Е.<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Березниковский филиал Пермского Национального исследовательского политехнического университета г. Березники, Пермский край;

<sup>2</sup>Пермский Национальный исследовательский политехнический университет, г. Пермь

*Приведены причины осложнений при проходке шахтных стволов калийных рудников, одной из которых является качество обработки стенки ствола в зоне кейлькранцев. Предложен способ контроля шероховатости поверхности шахтных стволов в соляных породах.*

*Ключевые слова:* кейлькранец, пикотажный шов, контроль шероховатости поверхности, электрическая емкость воздушного зазора.

## METHOD OF CONTROLLING THE ROUGHNESS OF THE SURFACE OF MINE STAMS IN SALT RANGE

Zagvozdkin I.V., Vinokurov V.E.

*The causes of complications during the penetration of the mine shafts of potash mines are given, one of which is the quality of processing of the bore wall in the area of the Calcranis. A method for controlling the surface roughness of shafts in salt rocks is proposed.*

*Keywords:* keelkranets, pointed seam, control of surface roughness, air gap electrical capacity

Верхнекамское месторождение калийных и магниевых солей занимает площадь более 6500 км<sup>2</sup> и по своим запасам является величайшим в мире. Роль калийных и магниевых солей в промышленности и сельском хозяйстве известна во всем мире.

Более 25 лет на месторождении не велось строительство новых рудников, в то же время сложные гидрогеологические условия месторождения требуют особого подхода к проведению шахтных стволов. Соответственно возобновленное строительство на месторождении немислимо без учета опыта предыдущих лет.

Важным элементом каждой тюбинговой колонны в соляном массиве является система, состоящая из кейлькранца, герметизирующего материала и горной породы. При проходке ствола через обводнённые породы водонепроницаемая крепь уже находится в эксплуатации задолго до сдачи ствола в эксплуатацию. После возведения гидроизоляционных устройств и перевода замораживающей установки в режим растепления ледопородное ограждение оттаивает, и воздействие нагрузок на крепь увеличивается [1]. Кейлькранец состоит из 15 сегментов (литье из чугуна с шаровидным графитом). Оно является основанием тюбинговой колонны. Между его наружной поверхностью и стенкой ствола есть зазор толщиной около 100 мм. Этот зазор выполнен с помощью фрезерования до установки кейлькранца. Кейлькранец и его пробивка (пикотаж) в заранее определенном геологическом горизонте образуют узел, который должен герметизировать ствол от поступающих подземных вод. Пикотажный шов – это водонепроницаемое

кольцо из древесины. Футеровка из мягкой древесины служит подкладочным материалом для пикотажного шва, в который в определенном порядке забивают клинья из древесины твердых пород различных геометрических форм и размеров. Участок стены ствола, прилегающий к пикотажному шву, должен быть ровным и гладким, чтобы древесина плотно прилегала друг к другу и к стенке ствола (не должно оставаться никаких пустот), производимое давление при пробивке клиньев распределялось на стенку равномерно, а также, чтобы при возникновении водопритока происходило равномерное набухание пикотажного шва. Таким образом, подготовка и обработка стенки ствола оказывают значительное влияние на герметичные свойства участка пикотажного шва. Практика строительства шахтных стволов на калийных месторождениях показала, что не всегда пикотажные уплотнения кейлькранцев обеспечивают необходимую герметичность. В стволе № 4 Первого Березниковского рудоуправления после естественного оттаивания ледопородного ограждения в сентябре 1964 г. была обнаружена течь ниже кейлькранцев с дебитом 8 – 9 м<sup>3</sup>/час. Расследование причин негерметичности кейлькранцев в стволе № 3 Третьего Березниковского рудника в 1970 г. показало, что аварийным участком стала контактная зона между солью и пикотажным уплотнением. Такие аварийные участки возникли вследствие раздавливания поверхности соляной стенки, неравномерной обработки соляной стенки и как следствие концентрации напряжений. При этом возникли микротрещины шириной от 100 до 150 мкм, которые повлекли за собой движение по ним подземных вод и быстрое увеличение раскрытия трещин в породе за пикотажным уплотнением. Чтобы избежать такой ситуации стенки ствола обрабатываются специально изготовленной фрезой (рис. 1).

Сначала выполняется «грубая» обработка контуров ствола до заданного размера, затем поверхность выравнивается с помощью твердосплавных ножей. Чистовая обработка начиналась с глубины пропила в 15-20 мм и выполнялась в несколько этапов. Фреза была смонтирована на тюбинговом кольце перед установкой сегментов кейлькранца. Фрезу перемещали вдоль стенки ствола на опорной плите при помощи реечного домкрата. Перпендикулярно направлению резания на фрезе предусмотрен винт с трапецеидальной резьбой для регулировки глубины резания с точностью до 1 мм. Благодаря этому была достигнута равномерная обработка стенки ствола. [2].

После проведения окончательных работ по обработке стенки ствола переходят к контролю шероховатости поверхности. Способ контроля шероховатости поверхности шахтных стволов в соляных породах, включающий физическое воздействие на поверхность, измерение контролируемого параметра и определение на его основании степени шероховатости осуществляют следующим образом: в нескольких местах контролируемой поверхности с использованием измерительных инструментов определяют среднюю глубину впадин (рис. 2).



*Рис. 1. Место заложения кейлькранца в соляных породах*



*Рис. 2. Использование профилометра Hommel-Etamic W5*

Затем в этих же местах определяют значение электрической емкости воздушного зазора, образованного между поверхностью шахтного ствола, сложенного соляными породами, и поверхностью датчика прибора для измерения электрической емкости при размещении его на контролируемой поверхности (рис. 3).



*Рис. 3. Мостовой измеритель LCR MS5308*



После этого по полученным данным определяют зависимость величины электрической емкости воздушного зазора в нескольких местах контролируемой поверхности от глубины впадин на этих же участках и далее определяют электрическую емкость на всей боковой поверхности породной стенки в районе пикотажного уплотнения, после чего рассчитывают ее шероховатость. [3].

### **Список литературы**

1. Ольховиков Ю.П. Крепь капитальных выработок калийных и соляных рудников. – М.: Недра, 1984. - 238 с.
2. Коллектив авторов. Успешная оптимизация качества и скорости выполнения работ при сооружении традиционных кейлькранев при проходке двух стволов способом замораживания//Безопасность труда в промышленности. – 2015. - № 9. – С. 32-36.
3. Пат. 2612755 Рос. Федерация, G01N 27/22. Способ контроля шероховатости поверхности шахтных стволов в соляных породах/ И.В. Загвоздкин, В.В. Белкин; заявл. 23.10.2015; опубл. 13.03.2017.

УДК 621.9: 658.5

## ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТЕЙ СНИЖЕНИЯ СЕБЕСТОИМОСТИ ОБРАБОТКИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ СОТС

Ивченко Т.Г., Михайлов А.Н.

Донецкий национальный технический университет

*Обоснованы возможности снижения себестоимости токарной обработки за счет повышения стойкости режущего инструмента, снижения сил и температур резания, шероховатости обработанной поверхности при использовании смазочно-охлаждающих технологических сред.*

**Ключевые слова:** *смазочно-охлаждающая среда, температура резания, сила резания, шероховатость, стойкость, себестоимость.*

Использование смазочно-охлаждающих технологических сред (СОТС) является широко распространенным способом повышения эффективности механической обработки. В настоящее время накоплен достаточный опыт применения СОТС при обработке резанием [1].

В большинстве случаев оценка эффективности СОТС осуществляется по критериям повышения стойкости, снижения сил и температур резания, уменьшения шероховатости поверхности, определяемым, как правило, экспериментальным путем [2]. Наряду с этими показателями, весьма важна оценка возможностей интенсификации процесса резания при использовании СОТС, выполняемая на основании оптимизации режимов резания по различным критериям [3]. Наиболее объективным является количественное обоснование повышения производительности и снижения себестоимости при использовании СОТС [3].

Выполненные исследования по оценке эффективности использования СОТС [4] позволили количественно обосновать рост производительности механической обработки. Представляет интерес дальнейшее развитие этой методики применительно к показателям себестоимости.

Цель работы – обоснование возможностей снижения себестоимости чернового и чистового точения при использовании СОТС в различных условиях обработки.

Использование СОТС при механической обработке обеспечивает повышение стойкости режущего инструмента  $T$ , снижение температуры  $\theta$  и силы  $P_z$  резания, а так же шероховатости поверхности  $R_a$  в сравнении с соответствующими показателями для обработки без СОТС.

На основании установленных аналитических зависимостей оптимальных по критерию себестоимости подач  $S_o$  и скоростей резания  $V_o$  от параметров чистовой обработки и коэффициентов интенсификации режимов резания при использовании СОТС [3] определены коэффициенты снижения себестоимости при черновой  $K_{C1}$  и чистовой  $K_{C2}$  обработке:

$$K_{C1} = \begin{cases} \frac{1}{K_{\Theta}^{n_t} K_T^m K_{Pz}^{y_p n_t}}, \text{ при } K_{\Theta 01} \leq 1; \\ \frac{1-y_v}{K_T^{-m} K_{Pz}^{y_p}}, \text{ при } K_{\Theta 01} \geq 1; \end{cases} \quad K_{C2} = \begin{cases} \frac{1}{K_{\Theta}^{n_t} K_T^m K_R^{y_r n_t}}, \text{ при } K_{\Theta 02} \leq 1; \\ \frac{1-y_v}{K_T^{-m} K_R^{y_r}}, \text{ при } K_{\Theta 02} \geq 1; \end{cases}$$

$$K_{\Theta 01} = \Theta / C_{\Theta} K_{\Theta t}^{x_t} \left( \frac{m}{1-m} M K_T^{-1} \right)^{m n_t} \left( 34 c^{1,3} K_{\varphi} / C_P K_{P t}^{(x_p - 0,77)} \right)^{(y_v n_t - y_t) / y_r}; \quad (1)$$

$$K_{\Theta 02} = \Theta / C_{\Theta} K_{\Theta t}^{x_t} \left( m / (1-m) M K_T^{-1} \right)^{m n_t} (C_R K_R / R_a)^{(y_v n_t - y_t) / y_r},$$

где  $K_{Pz}$ ,  $K_R$ ,  $K_{\Theta}$ ,  $K_T$  – коэффициенты снижения силы резания  $P_z$ , шероховатости обработанной поверхности  $R$ , температуры резания  $\Theta$  и повышения стойкости инструмента  $T$  при использовании СОТС;  $C_V$ ,  $K_V$  – коэффициенты и  $x_v$ ,  $y_v$ ,  $m$  – показатели, характеризующие степень влияния глубины  $t$ , подачи  $S$  и стойкости  $T$  на скорость резания  $V$ ;  $C_P$ ,  $K_P$  – коэффициенты и  $x_p$ ,  $y_p$  – показатели, характеризующие степень влияния глубины  $t$  и подачи  $S$  на силу резания  $P_z$ ;  $c$  – толщина пластины;  $K_{\varphi} = (\sin 60^{\circ} / \sin \varphi)^{0,8}$  – коэффициент, учитывающий влияние главного угла в плане  $\varphi$  на силу резания  $P_z$ ;  $C_{\Theta}$  – коэффициент и  $n_t$ ,  $y_t$ ,  $x_t$  – показатели степени влияния скорости резания  $V$ , подачи  $S$  и глубины резания  $t$  на температуру резания  $\Theta$ ;  $C_R$  – коэффициент и  $y_r$  – показатель степени влияния подачи  $S$  на шероховатость обработанной поверхности  $R_a$ ;  $K_{\Theta 01}$ ,  $K_{\Theta 02}$  – граничные значения коэффициентов снижения температуры резания  $\Theta$ , определяющие необходимость учета температурных ограничений при черновой и чистовой обработке.

Учет температурных ограничений весьма важен для правильного расчета оптимальных режимов резания и указанных коэффициентов (рис. 1).

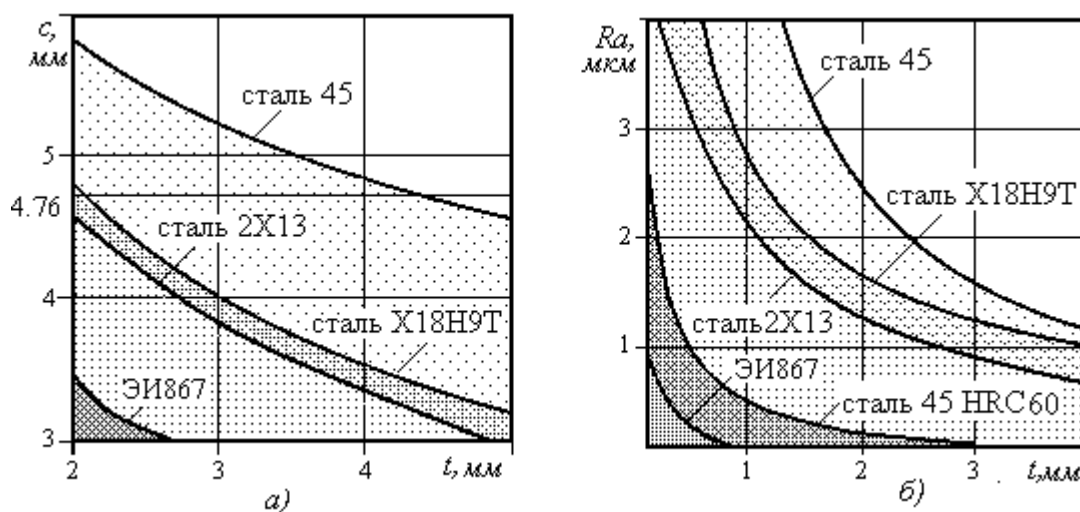


Рис. 1. Граничные значения коэффициентов снижения температуры резания, определяющие необходимость учета температурных ограничений при черновой  $K_{\Theta 01}(t, c)$  – а) и чистовой обработке  $K_{\Theta 02}(t, R_a)$  – б)

Схемы определения граничных значений коэффициентов представлены для токарной обработки нержавеющей стали X18H9T и 2X13, жаропрочного сплава ЭИ867 (твердосплавным инструментом), а так же закаленной стали 45 (сверхтвердым материалом - эльбором) в сравнении с конструкционной сталью 45.

На рис. 1 в виде линий уровня представлены графики двухпараметрических зависимостей граничных коэффициентов снижения температуры резания при черновой обработке  $K_{\Theta 1}(t, c)$  (от глубины резания  $t$  и толщины твердосплавной пластины  $c$ ), а также для чистовой обработки  $K_{\Theta 2}(t, R_a)$  (в зависимости от глубины резания  $t$  и шероховатости поверхности  $R_a$ ). Значения коэффициентов снижения температуры резания на указанных линиях соответствуют уровню  $K_{\Theta 1} = 1, K_{\Theta 2} = 1$ . Заштрихованные области слева от этих линий характеризуют сочетания параметров, при которых  $K_{\Theta 1} \geq 1$  и  $K_{\Theta 2} \geq 1$ , температурные ограничения отсутствуют. В областях, находящихся справа от этих линий  $K_{\Theta 1} \leq 1$  и  $K_{\Theta 2} \leq 1$ , что свидетельствует о необходимости учета температурных ограничений. Для стали 45 область, в которой следует учитывать температурные ограничения, значительно меньше, чем для сталей X18H9T и 2X13, сплава ЭИ867, закаленной стали 45.

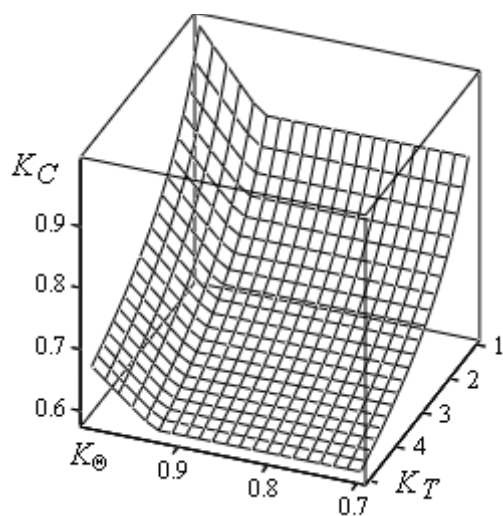


Рис. 2. График зависимости коэффициента снижения себестоимости  $K_C$  от коэффициентов снижения температуры резания  $K_{\Theta}$  и повышения стойкости инструмента  $K_T$

График двухпараметрической зависимости коэффициента снижения себестоимости  $K_C$  обработки стали 45 от коэффициентов снижения температуры резания  $K_{\Theta}$  и повышения стойкости инструмента  $K_T$  представлен на рис. 2 ( $K_{Pz} = 1; K_R = 1$ ). Рассмотрен пример чистовой токарной обработки стали 45.

В области действия температурных ограничений коэффициент снижения себестоимости  $K_C$  одновременно зависит от коэффициентов снижения температуры  $K_{\Theta}$  и повышения стойкости  $K_T$ . При снятии температурных ограничений (на рис. 2  $K_{\Theta} > 0,9$ ) коэффициент снижения себестоимости  $K_C$  зависит только от повышения стойкости  $K_T$ . С уменьшением коэффициентов  $K_{Pz}$  и  $K_R$  себестоимость будет снижаться.

Возможности повышения эффективности токарной обработки при использовании СОТС представлены в табл. 1. Для анализа использована СОТС на основе минерального масла МРУ-1 со смазочными свойствами, обеспечивающая наибольший эффект

как по снижнию температуры, так и силы резания в сравнении с другими исследованными СОТС [3, 4].

Таблица 1. Результаты оценки возможностей снижения себестоимости черного и чистового точения при использовании СОТС (МРУ-1).

Обрабатываемый материал	Коэффициенты повышения эффективности					
	повышения стойкости, $K_T$	снижения температуры, $K_\theta$	снижения шероховатости, $K_R$	снижения силы резания, $K_{Pz}$	снижения себестоимости	
					$K_{C1}$	$K_{C2}$
сталь 45	2,0	0,78	0,95	0,95	0,85	0,62
сталь X18H9T	3,0	0,73	0,90	0,95	0,59	0,56
сталь 2X13	2,2	0,80	0,85	0,95	0,62	0,59
сплав ЭИ 867	2,0	0,85	0,85	0,95	0,56	0,53
сталь 45 HRC 60	2,0	0,90	1	1	-	0,50

Коэффициенты повышения стойкости инструмента  $K_T$ , снижения температуры  $K_\theta$  и силы  $K_{Pz}$  резания, шероховатости поверхности  $K_R$  при использовании СОТС определяются расчетным или экспериментальным путем [2, 3]. Установлено, что применение СОТС снижает себестоимость до 2 раз, причем при обработке нержавеющей и закаленных сталей эффективность СОТС выше, чем для сталей конструкционных.

### Список литературы

1. Смазочно-охлаждающие технологические средства и их применение при обработке резанием: Справочник / Л.В. Худобин, А.П. Бабичев, Е.М. Булыжев и др. – М.: Машиностроение, 2006. – 544с.
2. Богуславский, В.А. Интенсификация процесса резания нержавеющей сталей при использовании СОТС / В.А. Богуславский, Т.Г. Ивченко // Производительность и надежность технологических систем в машиностроении: – Москва - Тула: ТулГУ, 2015. - С.188-193.
3. Ивченко, Т.Г. Оценка возможностей повышения эффективности обработки при использовании СОТС / Т.Г. Ивченко // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: – Донецк: ДонНТУ, 2018. Вып. 1 (60). – С.37-43.
4. Ивченко Т.Г., Михайлов А.Н. Обоснование резервов роста производительности механической обработки при использовании СОТС. Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: - Екатеринбург: Уральский государственный горный университет, 2018. - С.308-312.

УДК 621.44

## МОДИФИКАЦИЯ АДДИТИВНОЙ МОДЕЛИ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ТУРБОМАШИН

**Макаров Н.В.**<sup>1</sup>, канд. техн. наук, доц, **Макаров В.Н.**<sup>1</sup>, докт. техн. наук, проф.,  
**Лифанов А.В.**<sup>2</sup>, ген. директор, **Бельских А.М.**<sup>1</sup>, студент, **Вакулин В.Е.**<sup>1</sup>, студент,  
<sup>1</sup> ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»  
<sup>2</sup> ООО НПК «ОйлГазМаш»

*Предложена математическая модель, вращающейся круговой решетки аналитических аэрогазодинамических профилей произвольной формы с вихревым управлением циркуляцией. На базе теории присоединённых вихрей, методов конформного отображения и особых точек С. А. Чаплыгина сформулирована и решена задача ее аэродинамического расчета. Математически доказана единственность решения данной задачи с точностью до константы. На базе анализа предложенной теории аэродинамического расчета круговых решёток аэрогазодинамических профилей и построения радиальных аэродинамических схем с повышенной адаптивностью сформулированы основные пути дальнейшего совершенствования методики проектирования и создания шахтных адаптивных высоконагруженных радиальных вентиляторов. Подтверждена возможность существенного повышения аэродинамической нагруженности, адаптивности и экономичности шахтных вентиляторов, выполненных по радиальным аэродинамическим схемам с встроенными в лопатки рабочего колеса вихревыми камерами. С использованием предложенной методики разработан параметрический ряд адаптивных высоконагруженных шахтных радиально-прямоточных вентиляторов местного проветривания типа ВРВП для проветривания тупиковых выработок длиной более 1500 м.*

**Ключевые слова:** турбомашин, шахтный вентилятор, энергетический регулятор, аэродинамика, управляющий поток, регулирование режима работы турбомашин, адаптивность турбомашин, экономичность турбомашин

## MODIFICATION OF THE ADDITIVE MODEL AERODYNAMIC TURBOMACHINES

**Makarov N.V., Makarov V.N., Lifanov A.V., Belskih A.M., Vakulin V.E.**

*A mathematical model of a rotating circular grating of analytical air-gas-dynamic profiles of arbitrary shape with vortex circulation control is proposed. On the basis of the theory of associated vortices, methods of conformal mapping and special points of S.A. Chaplygin the problem of its aerodynamic calculation is formulated and solved. Mathematically the uniqueness of the solution of this problem is proved with exactness within a constant. Based on the analysis of the proposed theory of aerodynamic calculation of the circular gratings of air-gas dynamic profiles and the construction of radial aerodynamic schemes with increased adaptivity the main methods are formulated of further improvement of the methodology for designing and creating of shaft adaptive high-loaded radial fans are formulated. The possibility was confirmed of a significant increase in aerodynamic loading, adaptability and efficiency of mine fans made by radial aerodynamic schemes with vortex chambers built into the impeller blades, was confirmed. Using the suggested technique, a parametric series of adaptive high-loaded mine radial-direct-flow fans of local ventilation, such as VRVP, has been developed for airing dead-end excavations with a length of more than 1500 m.*

**Keywords:** turbomachines, mine fan, power regulator, aerodynamics, control flow, regulation of turbomachine operation mode regulation, adaptive turbomachinery, turbomachinery economy efficiency.

Конструктивные особенности шахтных радиальных вентиляторов позволяют реализовать в них активные вихревые методы управления циркуляцией с использованием круговых решеток аэрогазодинамических профилей. При этом, в качестве энергии вихреисточников аэрогазодинамиче-

ских профилей используется воздух полости высокого давления корпуса турбомашин[3].

Учитывая графическую модель, представленную на рис. 1, получим функцию комплексного отображения  $Z(\gamma)$  в виде [4, 7]:

$$n_n \ln z = \ln \frac{(\gamma_1 + \Phi)}{(\gamma - \Phi)} + e^{2i\beta_n + c} \ln \frac{(\gamma - \Phi_1^{-1} e^{i\theta_1})}{(\gamma - \Phi_2^{-1} e^{i\theta_2})}; \quad (1)$$

$$z = \left( \frac{(\gamma + \Phi)}{(\gamma - \Phi)} \right)^{1/n_n} \left( \frac{(\gamma - \Phi_1^{-1} e^{i\theta_1})}{(\gamma - \Phi_2^{-1} e^{i\theta_2})} \right)^{(2i\beta_n + c)/n_n}, \quad (2)$$

где  $z = r e^{i\nu}$ ,  $\gamma = c e^{i\theta}$  – комплексные координаты точек в областях  $D_z$  и  $D_\gamma$  соответственно;  $r, \nu$  – радиус и полярный угол на плоскости  $z$  соответственно;  $\rho, \theta$  – радиус и полярный угол на плоскости  $\gamma$  соответственно;  $\Phi$  – формпараметр эквивалентной круговой решетки профилей в виде отрезков логарифмических спиралей;  $\beta_n$  – угол логарифмической спирали эквивалентной решетки профилей;  $\gamma_1 = \Phi_1^{-1} e^{i\theta_1}$ ,  $\gamma_2 = \Phi_2^{-1} e^{i\theta_2}$ ,  $K_\Phi = e^{2i\beta_n + c}$  – комплексные параметры, определяющие форму профиля исходной круговой решетки аналитических профилей.

При нулевых расходах вихреисточников через входные и выходные каналы вихревых камер в области  $D_\gamma$  приходим к известной задаче обтекания круга единичного радиуса циркуляционны неограниченным потоком. В этом случае комплексный потенциал течения  $F_0[Z(\gamma)]$  имеет вид [6]:

$$F_0[z(\gamma)] = \Phi_0[z(\gamma)] + i\psi_0[z(\gamma)] = \frac{q \ln(\gamma + \Phi) \left( \gamma + \frac{1}{\Phi} \right)}{(\gamma - \Phi) \left( \gamma - \frac{1}{\Phi} \right)} - \frac{(\Gamma_0 - n_n \Gamma_n) i^{-1} \ln \left( \gamma - \frac{1}{\Phi} \right)}{\gamma - \Phi} - \frac{\Gamma_0 2\pi n_n}{(\gamma + \Phi) \left( \gamma + \frac{1}{\Phi} \right)} + \int V_B' [z(\gamma)] d\gamma - \int \left[ u_\tau(z) \frac{dz}{d\gamma} \right] d\gamma \quad (3)$$

где  $V_B$  – касательная составляющая скорости потока вытеснения на единичной окружности в области  $D_\gamma$  определяемая по известной функции  $Z(\gamma)$  с помощью интеграла Пуассона;  $q$  – коэффициент расхода источника, расположенного в центре круговой решетки аэрогазодинамических профилей в области  $D_z$ ;  $\Gamma_0$  – интенсивность вихря (циркуляция), расположенного в центре круговой решетки профилей в области  $D_z$ , при наличии предварительной закрутки потока на входе в круговую решетку;  $\Gamma_n$  – интенсивность вихря (циркуляция) вокруг профиля круговой решетки в плоскости  $D_z$ ;  $\varphi$  – функция потенциала течения в области  $D_\gamma$ ;  $\Psi$  – функция тока (линия тока) течения в области  $D_\gamma$ .

Дополнительный комплексный потенциал течения вне круга единичного радиуса области  $D_\gamma$  определяем с учетом свойств функций комплексного переменного и вышесказанных закономерностей (см. рис. 1). Таким требованиям удовлетворяет система особенностей, представленных на рис. 1.

После соответствующих преобразований, с учетом рис. 1, получим:

$$F_{A_k}(\gamma) = \Phi_{A_k}(\gamma) + i\psi_{A_k}(\gamma) = \pi^{-1}q_{A_k} \ln(\gamma - \tau_{A_k}) - 0,5\pi^{-1} \left[ q_{A_k} \ln(\gamma^2 - \Phi) + q_{A_k} \ln\left(\gamma^2 - \frac{1}{\Phi^2}\right) \right] \quad (4)$$

$$F_{B_k}(\gamma) = 0,5\pi^{-1}i^{-1}\Gamma_{B_k} \ln \frac{(\gamma - \Phi^{-1})}{\gamma - \Phi}. \quad (5)$$

С учетом свойства сопряженности, постулата Жуковского – Чаплыгина – Кутта, формула для расчета циркуляции  $\Gamma_l$  примет вид:

$$\Gamma_l = -4q \left[ 1 + n_l q' (\Phi^2 - 1)^2 (\Phi^2 + 2\cos\theta_{0(n^2+2)}) \right] \frac{\Phi(\Phi^2 + 1)\sin\theta_{0(n^2+2)}}{n_l(\Phi^2 - 1)^2(\Phi^2 + 2\cos\theta_{0(n^2+2)})} - \frac{(2\pi V'_a(n^2+2))(\Phi^2 - 2\cos\theta_{0(n^2+2)})}{(\Phi^2 - 1)} - \frac{4\Gamma_0 \Phi \cos\theta_{0(n^2+2)}}{n_l(\Phi^2 + 2\cos\theta_{0(n^2+2)})} + \frac{\Phi \sin\theta_{0(n^2+2)} \sum_{k=1}^{n'} q_{A_k}}{1 - \cos(\theta_{A_k} - \theta_{0(n^2+2)})} \quad (6)$$

Полученные уравнения позволяют в обобщенном виде описать аэродинамику обтекания широкого класса круговых решеток аэрогазодинамических профилей с вихревыми камерами, установить характерные закономерности данного класса потенциальных течений.

На базе предложенной модифицированной вихревой теории круговых решёток разработана и экспериментально проверена радиальная аэродинамическая схема Ц120-20, с использованием которой разработан параметрический ряд вентиляторов местного проветривания типа ВРВП. В таблице приведены основные показатели назначения параметрического ряда вышеуказанных вентиляторов в сравнении с наиболее совершенными осевыми двухступенчатыми вентиляторами и вентиляторами встречного вращения местного проветривания.

Параметр	ВМЭ-2-10	ВРВП-10	ВМЭ ВВ-12	ВРВП-12
Диаметр рабочего колеса, мм	1000	1000	1200	1200
Номинальная подача, м <sup>3</sup> /с	16	18,5	24	29
Полное давление, Па	380	450	500	610
КПД	0,86	0,86	0,84	0,86
Глубина экономичного регулирования	0,45	0,78	0,45	0,79



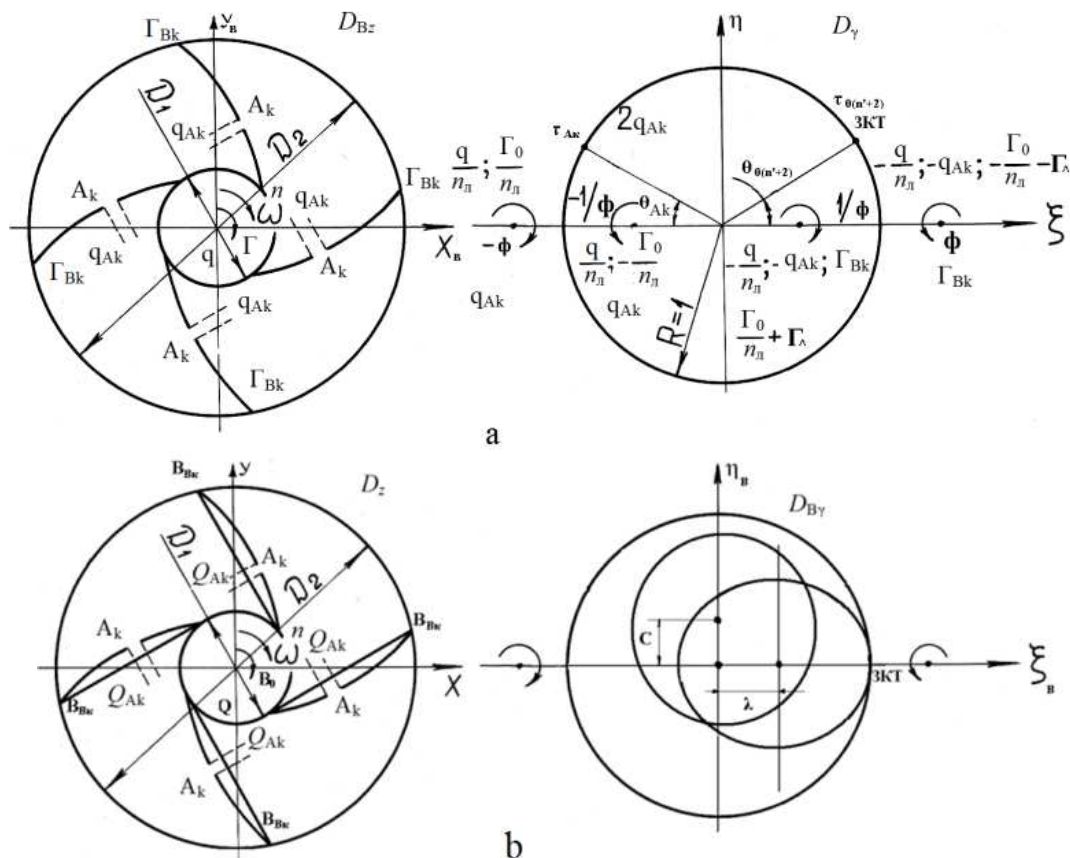


Рис 1. Принципиальная схема последовательности конформных преобразований: а – преобразование  $n$ -листной области  $D_\gamma$  в  $n$ -лиственную область  $D_{Bz}$ ; б – преобразование  $n$ -листной области  $D_{Bz}$  в  $(n'+1)$ -лиственную область  $D_z$

Применение предложенной аэродинамической схемы позволяет на 10-20 % повысить развиваемое номинальное давление вентилятора, а главное – более чем на 70% повысить адаптивность вентиляторов, обеспечить эффективное проветривание тупиковых выработок длиной более 1500 м.

### Список литературы

1. Патент РФ 2543638. Способ повышения давления и экономичности лопастных турбомашин радиального типа. Косарев Н.П., Макаров Н.В., Макаров В.Н. Опубл.: 10.03.2015, Бюл. №7.
2. Макаров В.Н., Горшкова Н.А, Волгжанин И.А. Математическое моделирование активного управления аэродинамикой шахтных центробежных вентиляторов. Горный информационно-аналитический бюллетень МГГУ. – 2016. - №4. С. 39 – 46.
3. Макаров В.Н., Макаров Н.В., Закиев Р.В. Идеальная аэродинамическая характеристика центробежного вентилятора с энергетическим регулятором. // Горный информационно-аналитический бюллетень. - МГГУ. – М., 2009, №12, Т. 16, – с. 349 – 354.
4. Kida T., Miyai Y. An Alternative Approach to the High Aspect Ratio Wing with Iet Flap by Matched Asymptotic Expansions. – Aeronautical Quarterly, 1978, v. 29, N 4, p. 227-250.
5. Mendelchall M.R., Spangler S.B. Calculation of the Longitudinal Aerodynamic Characteristics of Upper-Surface-Blow Wing-Flap Configurations. – AIAA, Paper, 1979, N 120. – 11 p.
6. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. М.: Наука, 1978.736 с.

УДК 621.791.92

## **АНАЛИЗ ТЕОРИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ**

**Жетесова Г.С.**, профессор, **Никонова Т.Ю.**, к.т.н., **Юрченко В.В.**, доктор PhD,  
**Моделина Е.Д.**, магистрант,

Карагандинский государственный технический университет, г. Караганда, Р.Казахстан

*Проведен анализ теории проектирования технологических процессов механической обработки с целью повышения надежности и эффективности работы горного оборудования. В результате экспериментальных исследований установлены оптимальные параметры конструкции и технологические параметры режима работы.*

***Ключевые слова:** горные машины, высокопрочные материалы, технологические процессы, расчетные параметры, диалоговый режим, технологический анализ.*

## **ANALYSIS OF THE THEORY OF DESIGN OF TECHNOLOGICAL PROCESSES OF MACHINING**

**Zhetessova G, Nikonova T., Yurchenko V., Modelina E.D.**

*The analysis of the theory of design of technological processes of machining for the purpose of increase in reliability and overall performance of the mountain equipment is carried out. As a result of pilot studies optimum parameters of a design and process parameters of an operating mode are set.*

***Keywords:** mining machines, high-strength materials, technological processes, calculated parameters, dialogue mode, technological analysis.*

Проблемы при производстве деталей горных машин возникают с большой массой и габаритами этих деталей, а также дополнительными требованиями, предъявляемыми исходя из жестких условий эксплуатации. При этом производство и емкость деталей горных машин является одним из самых крупных в Республике Казахстан. Интересы современного горного производства требуют, чтобы оборудование работало бесперебойно в течение достаточно длительного, заранее заданного межремонтного периода. Для достижения поставленной цели необходимо полностью исключить причины, вызывающие поломки деталей, и поднять до целесообразного уровня их износостойкость.

Опыт и вся история развития техники свидетельствуют о том, что производство горных машин высокой надежности является весьма длительным процессом. Этот процесс связан с необходимостью создания высокопрочных материалов, идущих на изготовление оборудования, требует коренного улучшения конструкций горных машин и технологии их производства, совершенствования технологии горных работ, роста квалификации рабочих кадров машиностроителей и эксплуатационников. Поэтому, наряду с решением этих задач, на данном этапе развития горного производства одним из путей быстрого повышения эффективности работы оборудования, повышения его надежности является организация своевременных и качественных профилактических ремонтов. Для этого имеются ремонтные мастерские, участки и цехи, ремонтные заводы, для которых

требуется оперативная разработка качественных и подробных технологических процессов механической обработки деталей.

Повышение надежности машин неразрывно связано с необходимостью повышения качества и оперативности изготовления деталей, что является одной из важнейших научно-технических проблем и усугубляется наличием большого разнообразия конструкций и требованиям, предъявляемых к этим деталям.

Пути повышения надежности машин различают конструктивные, технологические и эксплуатационные. В частности, к технологическим относятся применение упрочняющей обработки деталей и высокая точность изготовления деталей и узлов, обеспечивающая возможность их взаимной замены и обеспечивающих выполнение заданных требований эксплуатации. Важнейшим условием повышения надежности машин является высокая техническая культура машиностроительных, эксплуатационных и ремонтных предприятий, которая определяется научной организацией труда, наличием совершенного оборудования и прогрессивной технологией, технологической дисциплиной и технической грамотностью инженерных и рабочих кадров.

Значительная часть выпускаемых в стране горных машин идет не на расширение действующего парка, а на замену вышедших из строя машин. Поэтому увеличение их долговечности служит значительным вкладом в повышение технической вооруженности горнодобывающей промышленности, залогом повышения объемов добычи полезных ископаемых и безопасной их работы.

Разработка технологического процесса изготовления детали начинается с детального изучения ее служебного назначения в машине и технических условий, которым она должна удовлетворять [1]. Для этого изучаются сборочные чертежи машины или той сборочной единицы, в которую в качестве одного из взаимосвязанных звеньев входит обрабатываемая деталь, технические требования, нормы точности и требования технологии сборки. Это позволяет установить взаимосвязь между поверхностями детали, которые должны быть обработаны. Установить взаимосвязь обрабатываемой детали с другими деталями, правильно проставить размеры и допуски, наметить последовательность обработки отдельных поверхностей детали, рассчитать межоперационные размеры и допуски помогают выявленные схемы размерных цепей.

В зависимости от конструкции и масштаба выпуска технологический процесс изготовления деталей может быть различен. Применяются различные типовые схемы, решение о выборе конкретной схемы происходит на усмотрение технолога или исходя из опыта действующего производства.

Неоднозначность выбора определенных решений на промежуточных стадиях проектирования, приводит к необходимости в разработке большого количества вариантов технологических процессов, которые можно оце-

нить только в конце проектирования. При этом отсутствует достаточное количество критериев для объективной оценки получаемых вариантов, поэтому рекомендуется проводить окончательный, но уже субъективный выбор оптимального технологического процесса как минимум из трех наиболее подходящих решений. Из-за того, что сформированные варианты технологических процессов имеют огромное количество данных, технолог с большой долей вероятности примет неверное решение, приводящее в лучшем случае к отладке технологии в процессе производства, а в худшем получении брака и большим потерям, как материальном, так и денежном выражении.

При анализе на технологичность изготовления оцениваются различные стадии производства:

- рассмотрение технического задания – конструкция детали;
- методы изготовления заготовок;
- методы обработки;
- расход материалов;
- расход энергии;
- расход инструмента;
- и другие.

То есть технологу на текущий момент необходимо учитывать и анализировать факторы, которые возникают на последующих стадиях, причем технолог должен проводить долговременные расчеты в большинстве случаев множества вариантов в специализированных областях знаний, задействовав других технологов, специализирующихся в конкретной области.

Технологичность конструкции изделия зависит от типа производства и не является постоянной величиной. Одна и та же деталь в различных производственных условиях может являться как технологичной, так и нетехнологичной. Такое решение в общем случае может выдать только технолог, основываясь на свой опыт.

В процессе проектирования любая конструкция (машина, узел, деталь) должна быть самым тщательным образом проанализирована [2, 3]. Цель такого анализа — выявление недостатков конструкции по сведениям, содержащимся в чертежах и технических требованиях, а также возможное улучшение технологичности рассматриваемой конструкции.

Технологический анализ конструкции обеспечивает улучшение технико-экономических показателей разрабатываемого технологического процесса. Поэтому технологический анализ — один из важнейших этапов технологической разработки.

Основные задачи, решаемые при анализе технологичности конструкции обрабатываемой детали, сводятся к возможному уменьшению трудоемкости и металлоемкости, возможности обработки детали высокопроизводительными методами. Таким образом, улучшение технологичности конструкции позволяет снизить себестоимость ее изготовления без ущерба для служебного назначения.

С целью упрощения анализа технологичности предлагаются некоторые частные рекомендации для некоторых классификационных групп деталей. Рекомендации можно оценить только субъективно, так как критерии в формульном виде для них отсутствуют.

Таким образом, можно сделать вывод, что на сегодняшний день полную оценку технологичности без учета расчётных параметров можно провести только субъективно, на основе опыта технолога, а автоматизировать данный процесс можно только с применением диалогового режима.

### **Список литературы**

1. Бурцев В.М., Васильев А.С., Дальский А.М. Технология машиностроения: в 2 т. / под ред. А. М. Дальского. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. – Т.1. – 564 с.
2. Бурцев В.М., Васильев А.С., Деев О.М. и др. Технология машиностроения: в 2 т. / под ред. Г.Н.Мельникова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. – Т.2. – 445 с.
3. Митрофанов С.П., Куликов Д.Д., Миляев О.Н. Технологическая подготовка гибких производственных систем. – Л.: Машиностроение, 1987. – 478 с.

УДК 621.793/.795

## ПРИМЕНЕНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ВИБРАЦИОННОГО ДОРНОВАНИЯ

Никонова Т.Ю.<sup>1</sup>, Синько А.Н.<sup>1</sup>, Кривцова О.Н.<sup>2</sup>, Кузьминова Н.Ю.<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Карагандинский государственный технический университет,

<sup>2</sup>Карагандинский государственный индустриальный университет,

г. Караганда, Республика Казахстан

*В статье рассмотрена конструкция и принцип действия нового инструмента для статико-импульсного дорнования отверстий гидроцилиндров с наложением осевых вибраций. В результате экспериментальных исследований установлены оптимальные параметры конструкции и технологические параметры режима работы.*

**Ключевые слова:** *поверхностная пластическая деформация; статико-импульсное дорнование; упрочнение поверхности; энергия удара; сила поджатия.*

## APPLICATION OF VIBRATION MANDRELING TECHNOLOGY

Nikonova T. Yu., Sinko A. N., Krivtsova O. N., Kuzminova N. Yu.

*The substantiation and description of new construction and principle of operation of a new tool for static-pulse mandreling holes with the imposition of axial vibrations are described. As a result of experimental studies, the optimal design parameters and technological parameters of the operating mode are established.*

**Keywords:** *surface plastic deformation; static-pulse mandreling; surface hardening; impact energy; preload force*

Для повышения эксплуатационной надежности гидравлических цилиндров горно-шахтного оборудования в практике успешно применяются операции упрочнения поверхностным пластическим деформированием (ППД). Эффективность такой обработки определяется глубиной наклепанного слоя. Для тяжело нагруженных деталей типа полого цилиндра необходимо упрочнение на глубину до 3-5 мм и более. Для упрочнения отверстий большого диаметра более 100 мм, как правило, используют раскатывание, выглаживание, обработку дробью или центробежную, проводимые по традиционным кинематическим схемам. Для упрочнения меньших отверстий диаметром менее 100 мм эти способы не всегда применимы из-за ограниченного рабочего пространства, вызывающего трудности в ориентации инструмента относительно обрабатываемой поверхности.

Поэтому для обработки таких отверстий наиболее эффективным является дорнование. При этом дорн, диаметр которого превышает диаметр упрочняемого отверстия на величину натяга, проходя вдоль цилиндра формирует наклепанный слой с требуемой шероховатостью, твердостью и остаточными сжимающими напряжениями. Для движения дорна обычно используют статическую нагрузку, однако известно, что динамическое нагружение энергетически выгоднее. Однако существенным недостатком ударных методов ППД является то, что результаты упрочнения не всегда возможно точно прогнозировать (особенно при энергии ударов свыше 2...3 кДж), т.к. при одинаковой исходной кинетической энергии удара, энергия, расходуемая на упругопластическую деформацию может различаться. Из-

вестно, что при распределении энергии важную роль играют волновые процессы, возникающие в ударной системе после удара, и их управлением в очаге деформации можно создать ударный импульс такой формы, которая обеспечит максимальную передачу энергии удара нагружаемой среде.

Среди способов ППД, использующих для нагружения упрочняемой поверхности деталей горных машин энергию удара, регулировать форму ударного импульса при упругопластическом деформировании позволяет статико-импульсная обработка (СИО), при которой основным деформирующим воздействием является динамическое. Предыдущие исследования [1] показали, что статико-импульсная обработка внутренних цилиндрических поверхностей позволяет более чем в 2 раза повысить производительность, в 2,2 раза уменьшить потребляемую мощность в сравнении с обычным статическим дорнованием.

По этой причине в Карагандинском государственном техническом университете разработана конструкция нового инструмента для дорнования, представленная на рисунке 1.

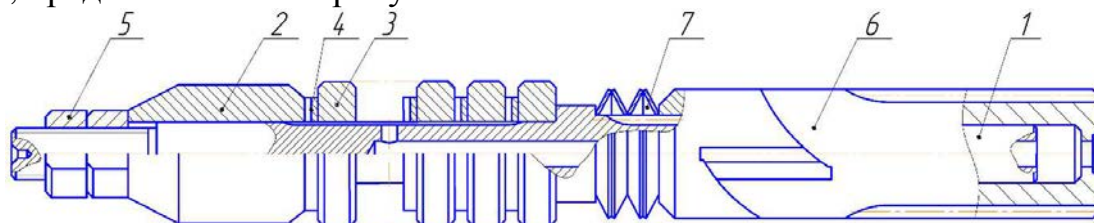


Рисунок 1 – Конструкция инструмента

Рассматриваемое устройство представляет собой сборный инструмент-дорн для обработки отверстий поверхностно-пластическим деформированием с наложением осевых вибраций в зону обработки.

Новый инструмент отличается от известного дорна [2], выполняется сборным, в виде соосно установленных частей: неподвижной части, жестко закрепленной на волноводе, и подвижной части, установленной на неподвижной части с помощью комплекта пластинчатых пружин из условия обеспечения ее возвратно-вращательного и возвратно-поступательного движения относительно продольной оси. Прикладывают периодическую импульсную нагрузку к дорну путем воздействия бойка на упомянутый волновод. Обеспечивают распределение натяга при обработке поверхности между неподвижной и подвижной частями поровну.

Однако в конструкции [2] происходит неравномерное распределение осевых деформаций, что приводит к появлению отклонения профиля продольного сечения в готовом изделии, а также недостатком конструкции является крепление пружин к зубьям инструмента.

Наиболее близким аналогом нового дорна по технической сущности и достигаемому результату является инструмент – сборная протяжка [3], содержащая корпус, в котором выполнено осевое отверстие, диаметральные продольные канавки и пазы, прорезанные в промежуточных шайбах, а также гайки, служащие для крепления зубьев протяжки на корпусе, втулку

с переходной конусной и передней направляющей частями и закрепленные секции зубьев.

Однако сборная протяжка [3] также имеет недостатки, а именно в процессе обработки при нагружении его статической силой и наложении вибраций в зону обработки, деформирование поверхностного слоя заготовки происходит в основном в осевом направлении из-за чего возникает неравномерное распределение напряжений в продольном и поперечном сечении и как следствие разная величина наклепа. Помимо этого, происходит выдавливание металла на торец заготовки.

Разработанная в КарГТУ конструкция дорна позволяет устранить выявленные недостатки аналогов, а также обеспечивает расширение технологических возможностей способа вибродорнования за счет использования новой конструкции инструмента, обеспечивающей возможность при наложении вибраций в зону обработки совместного вращательно-поступательного движения для равномерного распределения внутренних напряжений и обеспечения заданных геометрических свойств заготовки.

Это достигается тем, что инструмент, содержащий корпус, в котором выполнено осевое отверстие, диаметральные продольные канавки и пазы, прорезанные в промежуточных шайбах, а также гайки, служащие для крепления зубьев протяжки на корпусе, втулку с переходной конусной и передней направляющей частями и закрепленные секции зубьев характеризующаяся тем, что на корпус дополнительно установлена муфта подвижная 6 с торцевыми скошенными кулачками, поджатая набором тарельчатых пружин 7 (Рисунок 1).

Установка муфты обеспечивает совместное вращательно-поступательное движение при наложении вибраций в зону обработки для равномерного распределения внутренних напряжений и обеспечения заданных геометрических свойств заготовки.

Сущность устройства поясняется чертежом (см. рисунок 1), где показан инструмент в продольном сечении: Инструмент состоит из корпуса 1, на который устанавливаются элементы: комплект деформирующих зубьев, состоящий из направляющего заборного конуса 2 и твердосплавных зубьев 3, прорезных промежуточных шайбы 4, расположенных между зубьями. Для крепления элементов инструмента на корпусе предусмотрены гайки 5. На корпус дополнительно установлена муфта подвижная 6 с торцевыми скошенными кулачками, поджатая набором тарельчатых пружин 7.

Инструмент работает следующим образом: под действием наложения осевого усилия дорн совершает поступательное перемещение вдоль оси заготовки. При наложении вибрации в зону обработки происходит дополнительное увеличение осевого усилия, которое обеспечивает сжатие набора тарельчатых пружин 7, одновременное перемещение подвижной муфты 6 и поворот дорна вокруг оси заготовки за счет скошенных кулачков муфты 6.

Рабочий процесс завершается прохождением инструмента сквозь отверстие заготовки.



Статическое нагружение и продольная подача волновода и дорна осуществляется с помощью гидроцилиндра статического нагружения, поршень которого жестко связан штоком с корпусом гидравлического генератора импульсов (ГГИ).

Для обеспечения большой энергии ударов целесообразно применять ГГИ, которые характеризуются в 5-6 раз большим КПД, чем у пневматических и магнитоскрипных устройств и на порядок большей энергией удара (от 50 до 1000 Дж), малыми габаритными размерами, позволяющими без особых сложностей монтировать их на металлообрабатывающих станках, плавно регулировать частоту и энергию ударов. Увеличение давления рабочей жидкости гидроударника до 25 МПа позволяет приблизить конструкцию бойка к стержню с постоянным по длине поперечным сечением. Появляется возможность воздействовать на обрабатываемую поверхность импульсом с формой близкой к прямоугольной, который характеризуется наибольшей энергией удара. Чем выше энергия ударов, тем больше размеры и масса гидроударника. Основной проблемой при использовании ГГИ является невозможность осуществления независимого регулирования энергии и частоты ударов.

Таким образом, предлагаемая схема обработки позволяет получать максимально высокую величину хода инструмента, которая определяется ходом устройства, осуществляющего статическое поджатие к обрабатываемому отверстию. В данном случае при использовании гидроцилиндра, ход определялся ходом его штока. Сила статического поджатия осуществляемая таким гидроцилиндром составила 40 кПа.

В результате экспериментальных исследований конструкции нового инструмента было установлено, что оптимальная скорость вибродорнования должна находиться в пределах 4,5 - 27 м/мин, энергия ударов  $A = 160$  Дж, частота ударов  $f = 20$  Гц, сила статического поджатия  $P_{ст} = 40$  кН, относительная толщина стенки  $m = 10$  мм, суммирующий натяг  $i = 1,7$  мм, угол заборного конуса дорна  $\alpha = 7,5$ , количество зубьев дорна – 12.

Оценка энергоемкости описанной установки для вибродорнования отверстий показала, что ее потребляемая мощность, при максимальных режимах работы составляет не более 18 кВт, что в 2,2 раза меньше, чем у оборудования, применяемого при статическом дорновании для обработки аналогичных деталей.

### **Список литературы**

1. Киричек, А.В. Статико-импульсная обработка внутренних цилиндрических поверхностей [Текст] / А.В. Киричек, А.Г. Лазуткин, Д.Л. Соловьев, С.А. Силантьев // Известия ОрелГТУ. Машиностроение. Приборостроение. 2004. - № 3 – С.16-17.
2. Инновационный патент РК№22997/Никонова Т.Ю. Протяжка сборная
3. Патент РФ 2457098, МПК В24В39/02/ Лазуткин А.Г., Киричек А.В., Соловьев Д.Л. Способ статико-импульсного упрочнения длинномерных отверстий ППД. 95122309/02. 21.12.95. 20.09.97. Бюл. 26.

УДК 621.878/879

## О СОВРЕМЕННОМ СОСТОЯНИИ ПРОБЛЕМЫ ИЗНОСА ЭЛЕМЕНТОВ КАРЬЕРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

Побегайло П.А.<sup>1</sup>, с.н.с., к.т.н.; Гадолина И.В.<sup>1</sup>, с.н.с., к.т.н.; Крицкий Д.Ю.<sup>2</sup> инженер

<sup>1</sup> - ИМАШ им. А.А. Благонравова РАН, Москва, РФ;

<sup>2</sup> - АО "СУЭК-КРАСНОЯРСК", Красноярск, РФ

*В настоящей работе представлены некоторые основные результаты выполненного авторами анализа современного состояния проблемы износа различных поверхностей и элементов горнотранспортного оборудования. Установлено, что проблема актуальна; до конца практически не решена; теоретические исследования "застыли" на уровне конца 80-ых годов прошлого века; системно этой проблемой сейчас никто не занимается (эксплуатирующие организации оставлены с ней один на один). Очевидно, что в связи с крайней важностью проблемы износа её исследования нуждаются в существенной интенсификации и в обязательном подключении к этим исследованиям заводов изготовителей экскаваторов.*

**Ключевые слова:** карьерные экскаваторы; абразивный износ; износ элементов рабочего оборудования; средства борьбы с износом

## ABOUT MODERN CONDITION OF WEARING PROBLEM ELEMENTS OF MINING EXCAVATORS

Pobegailo P.A., Gadolina I.V., Kritckij D.Y.

*This paper presents some of the main results of the analysis performed by the authors of the current state of the problem of wear of various surfaces and elements of mining and transport equipment. It is established that the problem is relevant; until the end practically not solved; theoretical studies "froze" at the level of the late 80s of the last century; sys dark this problem now, no one is engaged (the operating organizations are left alone with her). Obviously, due to the extreme importance of the problem of wear, its research needs substantial intensification and the mandatory connection of excavator manufacturers to these studies.*

**Keywords:** mining excavators; abrasive wear; wear of working equipment items; anti-wear tools

**Введение.** В успешной жизнедеятельности человечества горные машины играют существенную роль, ведь только за счёт добычи полезных ископаемых обеспечивается высокий уровень жизни части населения и выживаемость всей цивилизации. Однако существует ряд явлений оказывающих негативное влияние на качество (производительность) эксплуатации горных машин. В их число входит износ различных элементов горных машин: элементов рабочего оборудования, опорно-поворотного устройства, гусеничного хода и т.д. Это, в свою очередь, приводит к существенным финансовым затратам и преувеличенно большому числу рабочих. Поэтому любые новые и позитивные достижения в борьбе с износом должны приветствоваться и активно внедряться. Однако невозможно идти вперед, не зная того, что уже есть сейчас и что было ранее. С этой целью нами и написан настоящий краткий обзор. При этом в его рамках невозможно рассмотреть все горные машины – поэтому мы будем говорить лишь об экскаваторах, как о типичных горных машинах имеющих широкое распространение.

**Основной текст.** Исследования проблемы износа различных элементов карьерных экскаваторов в прикладных задача опираются на фундамен-

тальные труды: Бабичева М.А., Давиденкова Н.Н., Дёмкина Н.Б., Дроздова Ю.Н., Гаркунова Д.Н., Кащеева В.Н., Крагельского И.В., Костецкого Б.И., Михина Н.М., Проникова А.С., Семенова А.П., Хрущова М.М., Чичинадзе А.В. и др.

Прикладные исследования вопросов касающихся износа в области создания и совершенствования горной техники велись и осуществляются следующими специалистами (указаны также некоторые авторы из "смежных" областей): Абезгауз В.Д., Акильев С.А., Банатов П.С., Барон Л.И., Боголюбов Б.Н., Браун Э.Д., Валова Л.С., Ветров Ю.А., Виноградов В.Н., Гриб В.В., Гринберг Н.А., Домбровская И.К., Евдокимов Ю.А., Зимин А.И., Зорин В.А., Икрамов У., Клейс И.Р., Кабашев Р.А., Ковальчук В.А., Кох П.И., Кравцов В.И., Ларионов В.П., Лещинер В.Б., Лифшиц Л.С., Лоренц В.Ф., Львов П.Н., Матвеевский Б.Р., Метлин Ю.К., Непомнящий Е.Ф., Новиков В.С., Петров И.В., Пристайло Ю.П., Рейш А.К., Севернев М.М., Солод Г.И., Сорокин Г.М., Тененбаум М.М., Ткачев В.Н., Торопов В.А., Фаддеев Б.В., Фролов П.Т., Харач Г.М., Чудаков К.П., Шрейнер Л.А., Ямпольский Г.Я. и др.

Проанализировав труды в области проблемы износа различных элементов экскаваторов можно сказать следующее:

- износ зубьев ковшей экскаваторов приводит к снижению их производительности на 20-30% из-за увеличения усилия резания пород почти в 2 раза. Ежегодные расходы, связанные с заменой изношенных рабочих органов, составляют от 1 до 5% стоимости машины;

- обычные меры по повышению надежности и долговечности рабочих органов экскаваторов это: термические и термохимические способы (закалка; поверхностная закалка; цементация, цианирование, азотирование); механическая обработка (дробеструйный наклеп, накатка роликами, наклеп взрывом); нанесение электролитических покрытий (хромирование, осталивание); наплавки износостойких сплавов (электронаплавка, газопламенная наплавка, термитная наплавка). Для получения прочного наплавочного слоя применяют в основном многокомпонентное легирование (иногда дешевле и проще для наплавки использовать высокоуглеродистые и высокохромистые износостойкие болты);

- форма наплавки зубьев зависит от динамичности абразивного изнашивания. При незначительной динамичности, когда наблюдается явление самозатачивания, наплавке подвергается верхняя часть зуба. При коэффициенте динамичности 1,5-2, когда радиус затупления возрастает, рекомендуется осуществлять корончатую наплавку зуба;

- легирование стали зубьев ковша хромом, титаном и ванадием обеспечивает повышение износостойкости {до 15%};

- известны отдельные попытки применения композиционных наплавочных материалов, что увеличивает долговечность зубьев в 2,5 раза, но что, по видимому, экономически не оправдано;

- часто зубья ковшей отливают из стали 110Г13Л. Такие зубья на-

плавляются с большим трудом;

- ковши экскаваторов непрерывного действия обычно оборудуются унифицированными зубьями из стали 40Х трех типоразмеров, каждый из которых подразделяется на два вида: зубья, упрочненные закалкой или наплавкой электродом Т-620 и применяемые для разработки талых грунтов, и зубья, оснащенные пластинами твердого сплава ВК-15. Максимальное расчётное давление на поверхность нового зуба составляет 150 МПа, среднее - 50-75 МПа;

- зубья многоковшовых экскаваторов имеют срок службы от нескольких часов и до нескольких месяцев;

- считается, что наиболее эффективны зубья с напайкой высокотемпературным припоем пластин карбида вольфрама;

- по данным на конец 80-ых годов зарубежные фирмы применяли существенно более дорогие материалы для зубьев ковшей (с высокой прочностью до 1500 МПа; с пределом текучести до 1000 МПа с повышенной ударной вязкостью; из высокомарганцовистых сталей с присадкой никелем; известны предложения о сплавах со связкой в виде целлюлозы и т.д.);

- ковши одноковшовых экскаваторов с механическим приводом без зубьев с полукруглой кромкой часто изготавливают из стали 35ГЛ или 25Л с последующей износостойкой наплавкой;

- при работе ковша подобного строительного экскаватора в тяжелых условиях износ козырька ковша составляет в среднем 70 мм через 500 часов работы. Далее скорость изнашивания несколько замедляется в связи с затуплением козырька. Средний износ козырька за 2000 часов работы достигает 150 мм. Скорость изнашивания изменяется в пределах 30-150 мкм/ч;

- срок службы ковша, определяется в основном долговечностью его передней стенки и в тяжелых условиях работы составляет 1-2 года; при средних и легких условиях - соответственно 3-4 и 5-6 лет;

- долговечность зубьев ковша экскаватора колеблется в значительных пределах в зависимости от условий работы. Так, при разработке мерзлого и скального грунта предельный износ наступает через 3-4 суток, а при работе в легких условиях - через 4 месяца и более;

- для зубьев ковшей характерна определенная форма износа, сохраняющаяся в течении всего времени их работы и зависящая от типа грунта: при работе на мелкодисперсных грунтах, обладающих высокой абразивностью, зуб заостряется, на крупнокусковых - затупляется. Существенно тут и влияние схемы принятой наплавки;

- проявлением абразивного изнашивания является появление царапин глубиной до 4-5 мм и длиной до 40-50 мм и вырывов глубиной до 3-5 мм площадью до 8-12 квадратных мм. Остальная площадь зуба покрыта макро- и микроцарапинами и вырывами глубиной до 0,2 мм. При полном износе зубьев угол их заострения увеличивается в 2-2,5 раза. Имеет

место и наклеп;

- по мнению Зимина А.И. абразивное изнашивание исполнительных органов происходит, чаще всего, в результате малоцикловой усталости при пластическом фрикционном контакте изнашиваемой поверхности с частицами абразива, что конечно нуждается в дополнительной проверке;

- считают, что с достаточной для практики точностью можно считать, что объемный износ не зависит от нагрузки при высоких её значениях;

- для одноковшовых экскаваторов с механическим приводом выявлено, что между удельным износом и интенсивностью изнашивания существует линейная зависимость, а закономерности, установленные для удельного износа, будут справедливы и для интенсивности изнашивания;

- кроме этого, ряд авторов указывает на наличие связи между интенсивностью изнашивания и структурой твердых сплавов (она, по видимому, во многом зависит от среднего расстояния между карбидными зёрнами);

- существенно влияние на интенсивность изнашивания и такой механической характеристики материала как его твердость (эмпирическая связь для твердых сплавов выражается степенной функцией, в которой показатель степени близок к минус 5) {заметим, что материалы этого и предыдущего пункта легитимны только в том случае, когда абразивом является кварц и взаимодействие между материалом и абразивом происходит без ударных нагрузок};

- выбор материала наплавки должен, по-видимому, производиться с обязательным учетом гранулометрического состава абразивной среды.

**Заключение.** В настоящее время проблема учёта, снижения и защиты металлических поверхностей горнотранспортного оборудования от износа не потеряла свою актуальность (в некотором смысле она стала еще более важной). Однако, несмотря на большое число попыток полностью решить её так и не удалось. В теоретическом плане проблема в основном "застыла" на уровне конца 80-ых годов прошлого века и системно ей никто не занимается - эксплуатирующие организации оставлены с ней один на один. С точки зрения академической науки, в первую очередь, необходимо рассмотреть появившиеся сейчас новые материалы и разобраться в новых теоретических построениях в рассматриваемой области (несомненный интерес представляют композитные материалы). Обязательным представляется подключения к этим исследованиям заводов изготовителей экскаваторов, ибо все новые способы и подходы к борьбе с износом должны быть органично вписаны в конструкцию экскаваторов. Отдельное и принципиальное место в кругу очерченных вопросов занимает проблема правильной и точной оценки производительности экскаваторов после применения того или иного нового технического решения. Несомненна потребность и в современной модели оценки технико-экономической эффективности.

УДК 621/ББК 30.3

## **ВАКУУМНАЯ КАМЕРА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ДЕМПФИРУЮЩИХ СВОЙСТВ ПОЛИМЕРНЫХ СЛОИСТЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ МЕТОДОМ СВОБОДНЫХ КОЛЕБАНИЙ**

**Рвянин А.А., Вайчук А.А., Муйземнек А.Ю.**, д.т.н., профессор  
Пензенский государственный университет, г. Пенза, Россия

*Приводятся описание вакуумной камеры для исследования демпфирующих свойств полимерных слоистых конструкционных материалов методом свободных колебаний, методика определения коэффициентов демпфирования, полученные значения коэффициентов.*

*Ключевые слова:* полимерные слоистые композиционные материалы, коэффициент демпфирования, вакуумная камера, исследование.

## **VACUUM CHAMBER FOR THE RESEARCH OF THE DAMPING PROPERTIES OF THE POLYMER LAYERED COMPOSITE MATERIAL BY THE FREE OSCILLATIONS METHOD**

**Rvyanin A.A., Vaychuk A.A., Muyzemnek A.Y.**

*The article describes the vacuum chamber for the research of damping properties of polymer layered structural materials by the free oscillations method, the method of determining the damping coefficients, the obtained values of the coefficients.*

*Keywords:* composite materials, damping coefficient, vacuum chamber.

В современном машиностроении идет постоянное обновление ассортимента используемых материалов и улучшение их свойств. Наиболее широко стали применяться полимерные слоистые композиционные материалы (ПСКМ), которые изготавливаются из синтетических волокон и эпоксидных смол. Данные материалы обладают высокой коррозионной стойкостью, достаточной удельной прочностью и другими свойствами.

При проектировании изделия из полимерных слоистых композиционных материалов и при расчетах его на прочность необходимо знать точные значения коэффициентов демпфирования. Если пренебречь этими коэффициентами или взять приближенные значения, то в дальнейших расчетах и при создании самого образца могут возникнуть серьезные ошибки, которые приведут к катастрофическим последствиям. Поэтому коэффициенты демпфирования играют важную роль в проектировании изделия из ПСКМ, а их определение является актуальной задачей в современном машиностроении.

Существует несколько методов определения коэффициентов демпфирования ПСКМ. Одним из таких является экспериментальное определение коэффициентов демпфирования ПСКМ методом свободных колебаний. Сущность метода заключается в возбуждении свободных колебаний в лабораторном образце из ПСКМ, регистрации этих колебаний, например, тензометрическим методом, определении коэффициентов демпфирования в результате обработки свободных колебаний. Одним из факторов, снижающих точность определения коэффициентов демпфирования, является

сопротивление окружающего лабораторный образец воздуха. Одним из способов устранения этого негативного фактора является проведение испытаний в вакуумной камере.

Цель данной работы заключается в создании вакуумной камеры для исследования демпфирующих свойств методом свободных колебаний, разработке методики определения коэффициентов демпфирования ПСКМ.

Предварительный анализ позволил сформулировать основные требования к вакуумной камере для исследования демпфирующих свойств ПСКМ:

- вакуумная камера должна обеспечивать регистрацию свободных колебаний лабораторного образца в условиях вакуума;
- вакуумная камера должна обеспечивать размещение в ней стандартного лабораторного образца;
- вакуумная камера должна обеспечивать надежное крепление на массивном основании;
- конструкция вакуумной камеры должна обеспечивать изготовление деталей на 3D-принтере (кроме штуцера и нити). Детали вакуумной камеры должны быть изготовлены из ABS пластика.

Если результаты испытаний напечатанной на 3D-принтере конструкции будут свидетельствовать о невозможности достижения вакуума из-за проникания воздуха через стенки вакуумной камеры, то созданный экземпляр будет считаться прототипом.

Если результаты испытаний лабораторных образцов из ПСКМ заданных структуры и толщины покажут незначительное влияние воздуха на свободные колебания лабораторных образцов, то вакуумная камера будет использоваться для испытаний образцов меньшей толщины.

Конструкция вакуумной камеры состоит из основания 1, корпуса 2 (рисунок 1). Основание 1 имеет паз для установки лабораторного образца и отверстие для установки штуцера 5. Откачка воздуха производится вакуумным насосом, который присоединяется к штуцеру. К основанию крепится корпус 2. Корпус 2 имеет отверстие для нити 7, с помощью которой будут возбуждаться колебания лабораторного образца, и канал для вывода проводов от тензорезистора 8.

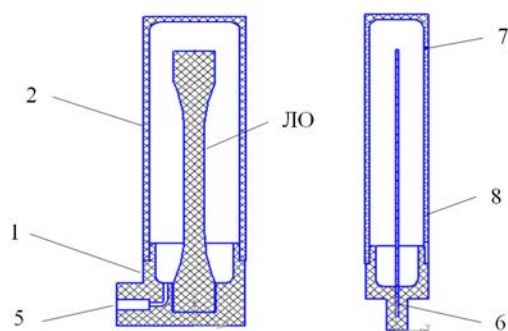


Рисунок 1 – Схема вакуумной камеры (ЛО – лабораторный образец)

Принцип работы вакуумной камеры заключается в закреплении основания 1 на массивном основании, установке в него лабораторного образца с наклеенным на его боковую поверхность тензорезистором, установке на основание 1 корпуса 2, создании вакуума, натяжении нити, привязанной к консольной части лабораторного образца, вплоть до разрыва

нити, регистрации сигнала, создаваемого тензорезистором, с помощью цифрового запоминающего осциллографа.

Для определения коэффициентов демпфирования ПСКМ разработана методика, которая представляет следующую последовательность действий:

1. Вставить штуцер в отверстие 6.
2. Установить основание 1 в массивное основание.
3. Присоединить шланг насоса к штуцеру.
4. Наклеить тензорезистор к лабораторному образцу.
5. Установить лабораторный образец в основание 1.
6. Закрепить нить на консольном конце лабораторного образца.
7. Одеть корпус 2 на основание 1 и вывести провода тензорезистора через канал в крышке.
8. Герметизировать отверстие в корпусе 2, штуцер, щель между основанием 1 и корпусом 2.
9. Собрать систему регистрации, проверить соединение тензорезистора с тензоусилителем и осциллографом.
10. С помощью вакуумного насоса откачать воздух из вакуумной камеры.
11. Натянуть нить до разрыва для возбуждения колебаний.
12. Записать осциллограмму на внешний носитель информации.
13. Определить коэффициент демпфирования путем обработки осциллограммы свободных колебаний.

Для определения коэффициентов демпфирования путём обработки осциллограммы свободных колебаний необходимо:

- по осциллограмме свободных колебаний определить декремент колебаний [1]

$$\delta = \frac{A_{i+1}}{A_i}, \quad (1)$$

где  $A_i, A_{i+1}$  – значения  $i$  и  $(i + 1)$  амплитуд (под амплитудами понимаются наибольшие положительное и отрицательное отклонения сигнала от среднего значения в течение каждого колебания);

- по декременту колебаний вычислить коэффициент релеевского демпфирования  $\beta$  [2]

$$\beta = -\frac{2}{\pi} \ln \delta; \quad (2)$$

- по декременту колебаний вычислить коэффициент демпфирования  $\zeta$ , равный отношению действительного демпфирования к критическому, по зависимости

$$\zeta = -\frac{\ln \delta}{2\pi}. \quad (3)$$

Методика экспериментального определения коэффициентов демпфирования ПСКМ апробирована на четырехслойном ПСКМ из углеткани



95 г/м<sup>2</sup>, плейн, 6К и эпоксидной системы Erolam 2017, полученного методом вакуумной инфузии [3, 4]. Использовались стандартные плоские образцы, имеющие ширину рабочей части 10 мм и длину – 150 мм. Толщина образцов соответствовала толщине пластины. Ориентация тканей в каждом лабораторном образце была одинаковой 45/-45/45/-45°. Лабораторные образцы устанавливались в вакуумную камеру таким образом, чтобы ось образца была направлена вдоль нитей основы.

В результате обработки осциллограмм получены следующие значения коэффициентов демпфирования:

- при испытаниях без создания вакуума  $\zeta = 0,026$ ;
- при испытаниях в условиях вакуума  $\zeta = 0,0176$ .

Таким образом, в ходе проведения исследований по определению коэффициентов демпфирования методом свободных колебаний было установлено, что воздух, окружающий лабораторный образец, оказывает существенное влияние на результаты определения коэффициентов демпфирования рассматриваемых ПСКМ. Использование вакуумной камеры является оправданным.

#### **Список литературы:**

1. Яблонский А.А., Никифорова В.М. Курс теоретической механики. Учеб.пособие для вузов: 13-е изд., исправ. – М.: Интеграл-Пресс, 2009. – 603с.
2. Cai C. Modeling of Material Damping Properties in ANSYS / C. Cai, H. Zheng, M. S. Khan, K. C. Hung // Defense Systems Division, Institute of High Performance Computing 89C Science Park Drive, Singapore Science Park I, Singapore 118261.
3. Муйземнек А.Ю. Исследование пористости полимерных слоистых композиционных материалов, полученных методом вакуумной инфузии / Е.Д. Карташова, М.А. Косова, А.А. Желудкова, А.Ю. Муйземнек // Инновации технических решений в машиностроении и транспорте: сборник статей IV Всероссийской научно-технической конференции для молодых ученых студентов с международным участием. – Пенза: ПГАУ, 2018.
4. Карташова Е.Д. Исследование сопротивления деформированию и разрушению полимерных слоистых композиционных материалов в зависимости от направления приложения нагрузки / Е.Д. Карташова, Д.В. Козлов, А.В. Родионова, А.Л. Савинкина, К.В. Соколова // Инновации технических решений в машиностроении и транспорте: сборник статей IV Всероссийской научно-технической конференции для молодых ученых и студентов международным участием. – Пенза: ПГАУ, 2018.

УДК 622.232.8

## СПЕКТРАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ВИБРАЦИЙ ПРИВОДА ОЧИСТНОГО КОМБАЙНА В ЗАДАЧАХ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Статников И.Н., Фирсов Г.И.

Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН

*Приведены результаты спектрального анализа вибрационных процессов в приводе комбайна, полученных в ходе стендовых ресурсных испытаний. Показано, что изменения в спектральном составе колебаний вызывается, в основном, непрерывно увеличивающимся питтингом (выкрашиванием) эвольвентных поверхностей зубчатых колес.*

*Ключевые слова: спектральный анализ, функция когерентности, огибающая, преобразование Гильберта, ресурсные испытания.*

## SPECTRAL ANALYSIS OF VIBRATIONS OF THE DRIVE OF THE CLEANING COMBINE IN THE PROBLEMS OF THE ESTIMATION OF THE TECHNICAL CONDITION OF GEARS

Statnikov I.N., Firsov G.I.

*The results of spectral analysis of vibration processes in the drive of the combine, obtained during the bench life tests are presented. It is shown that changes in the spectral composition of oscillations are caused mainly by continuously increasing pitting (chipping) of involute surfaces of gear wheels.*

*Keywords: spectral analysis, coherence function, envelope, Hilbert transform, life tests.*

Опыт работы в производственных условиях и исследование динамики проходческих комбайнов [1] показали, что во многих случаях возникают отказы, связанные с разрушением редукторных приводов, диагностика которых осложняется использованием в редукторах зубчатых колес сравнительно низкой степени точности (8-й и грубее) с большим разбросом параметров изготовления и сборки. Исходные погрешности зубчатых колес в сочетании с большими переменными нагрузками в процессе эксплуатации приводят к интенсивному разрушению контактирующих поверхностей высоконагруженных участков трансмиссии. Рассмотрим возможности безразборного контроля работоспособности редуктора комбайна на основании данных виброизмерений в процессе ресурсных стендовых испытаний режущей части очистного комбайна 1К101. Редукторный привод комбайна на стенде состоит из двух спаренных нерегулируемых асинхронных электродвигателей мощностью по 75 кВт и частотой вращения  $n = 1470$  об/мин. Крутящий момент на выходной вал редуктора передается с помощью 14-ти зубчатых колес, изготовленных из цементированной и закаленной стали 20Х2Н4А. В ходе ресурсных испытаний через каждые 150 ч работы осуществлялась контрольная разборка испытуемой трансмиссии для наблюдения за развитием повреждений. Основным видом повреждений зубчатых колес на стенде (как и в эксплуатации) является питтинг, развитие которого приводит к сколу вершин и торцов зубьев. Степень повреждения питтингом оценивалась путем снятия отпечатков на клейкую ленту со всех рабочих поверхностей зубьев основных зубчатых колес. По данным вычис-

лялась сумма отношений ширины питтингованной зоны к ширине пятна контакта и соответственно длины зоны к длине пятна контакта. Для проведения виброизмерений были установлены датчики ускорения на магнитных прихватах в трех наиболее удаленных друг от друга точках корпуса трансмиссии: I - точка над опорой выходного вала, II - точка на корпусе редуктора, в зоне блока шестерен 5-11, III - точка над опорой конической пары. Сигналы с вибродатчиков синхронно с сигналом отметчика оборотов, установленного на выходном валу, регистрировались в частотном диапазоне 0-10 кГц. Измерения вибраций производились через каждые 150 ч наработки при номинальной нагрузке на выходном валу (12 000 Нм) и на холостом ходу.

Предварительный спектральный анализ вибропроцессов показал, что возбуждаемые колебания в редукторе имеют сложный полигармонический характер. Каждая пара колес, находящихся в зацеплении, генерирует периодическую последовательность модулированных по амплитуде и фазе импульсов, следующих с соответствующей зубцовой частотой. В спектрах вибрации всех точек редуктора при нагрузке и на холостом ходу доминируют составляющие гармонического ряда частоты 344 Гц, определяемые зубчатой парой 1-2, уровень которых с наработкой меняется случайно. Поскольку при ревизии технического состояния редуктора не обнаружено существенного ухудшения качества поверхностей зубьев указанных колес, можно предположить, что это явление связано с неконтролируемыми в ходе эксперимента дефектами привода (дисбаланс ротора, перекос или несоосность валов и т.п.). В ходе ресурсных испытаний влияние времени наработки проявляется главным образом в спектрах вибраций, измеряемых на холостом ходу и содержащих помимо гармонических составляющих шумовую компоненту. Общими тенденциями являются: первоначальное снижение уровней дискретных составляющих до времени наработки  $T = 588$  ч, связанное, очевидно, с приработкой колес; постоянное увеличение уровня шумовой компоненты к концу ресурсных испытаний (до 8-10 дБ), определяемое износом элементов редуктора; увеличение глубины низкочастотной модуляции гармоник зубцовой частоты (например, модуляция зубцовой частоты блока шестерен 5-11  $f_z = 35,7$  Гц гармониками оборотной частоты  $f_{об} = 2,5$  Гц).

Анализ спектров в диапазоне частот 0-5 кГц с разрешением по частоте  $\Delta f = 12,5$  Гц и временем усреднения  $\Delta T = 22,9$  с, а также общего уровня (дисперсии) исследуемых вибраций в каждой точке позволяет сделать вывод о том, что условия эксперимента не обеспечивали необходимую длительность реализаций для количественной оценки низкочастотной модуляции. Негативное влияние оказывали переборки редуктора, нарушающие его кинематику и соответственно динамику и виброактивность, в результате чего наблюдался большой разброс виброхарактеристик от эксперимента к эксперименту.

Рассчитанные значения функции когерентности на частотах гармо-

ники зубцовых частот зависят от сочетания номеров пары измерительных точек: когерентность близко расположенных точек (I-II) больше, чем удаленных (I-III). Для получения более достоверной информации о виброакустических процессах интересующего нас узла механизма датчик целесообразно размещать в непосредственной близости от источника возбуждения.

Для оценки поведения огибающей вибросигнала выполнены операции цифровой фильтрации вибросигнала и преобразование Гильберта [2,3]. Были рассчитаны мгновенные значения огибающей сигнала  $A(t)$ . Анализ графиков текущей огибающей вибросигнала точки 1 в полосе  $\Delta f = 20$  Гц в окрестности частоты  $f_0 = 344$  Гц позволяет заключить, что на начальном этапе работы трансмиссии выбросы амплитуды следуют с периодом, соответствующим оборотной частоте входного вала (24,6 Гц) и зубцовой частоте колеса 5 (35,7 Гц). Через 918 ч наработки выбросы амплитуды следуют с периодом оборотной частоты (2,55 Гц) шестерен 4 и 5, находящихся на одном валу. Необходимо отметить, что максимальные значения огибающей следуют друг за другом не через равные интервалы. Отклонение от среднего периода, достигающее в некоторых случаях 15% и более, можно объяснить неравномерной частотой вращения вала передачи на холостом ходу. Такая своеобразная частотная модуляция усложняет наблюдаемые явления, затрудняющие постановку диагноза и подтверждает целесообразность проведения синхронного следящего анализа виброакустических процессов в зубчатых передачах.

Таблица 1

Статистические оценки огибающей узкополосного сигнала

Датчик	$T$ , ч	$\bar{A}$ , см/с <sup>2</sup>	$\sigma_A$ , см/с <sup>2</sup>	$A_{\max}$ , см/с <sup>2</sup>	$\Pi_{\Phi}$	$\nu_A$	$\mu_A$
I	151	10,9	7,6	42,7	5,6	0,69	1
	918	16,9	17,1	150,9	8,8	1,01	2,6
II	300	1519	676,3	3480	5,1	0,44	0,2
	918	170,5	100,5	573,6	5,7	0,59	0,7

В табл. 1 приведены значения статистических оценок огибающей узкополосного ( $345 \pm 10$ ) Гц сигнала, измеренного в двух точках на режиме холостого хода комбайна в начале и в конце ресурсных испытаний. Помимо математического ожидания  $\bar{A}$ , среднего квадратического  $\sigma_A$  и пикового  $A_{\max}$  значений, приведены значения пик-фактора амплитуды  $\Pi_{\Phi} = A_{\max}/\sigma_A$ , коэффициента вариации  $\nu_A = \sigma_A/\bar{A}$  и асимметрии распределения амплитуды  $\mu_A$ . За время наработки значение пик-фактора, показывающего, во сколько раз максимальное значение (пик) огибающей  $A_{\max}$  превосходит среднее квадратическое отклонение амплитуды  $\sigma_A$ , возросло на 10-40%; коэффициент вариации, характеризующий степень рассеяния амплитуды относительно ее математического ожидания, также возрос примерно на 10 - 40%, а коэффициент асимметрии распределения - в 2,5 - 3,5 раза. Эти обстоятельства говорят о существенном перераспределении энергии флуктуации амплитуды, т.е. о появлении редких высоких пиков, увеличиваю-

щих меру рассеяния и положительную асимметрию огибающей. При синхронном выделении второй гармоники оборотной частоты уменьшено влияние исходных погрешностей функционирования редуктора: дисбаланса ротора и накопленной кинематической погрешности зубчатой пары. Чтобы объяснить природу и применить в диагностике обнаруженное явление модуляции с частотой вращения колеса, необходимо рассмотреть основные дефекты, возникающие в приводе в ходе ресурсных испытаний. Результаты проверок состояния передачи, выполняемых через каждые 150 ч наработки, выявили непрерывно увеличивающийся питтинг (выкрашивание) эвольвентных поверхностей зубчатых колес. Если предположить, что величина питтинга меняется от зуба к зубу по окружности колеса, причем наибольшие разрушения в одном участке окружности соответствуют наименьшим разрушениям в диаметрально противоположном участке, то можно объяснить возникновение модуляции вибраций с частотой вращения колеса. В данном случае контроль состояния редуктора выявил наличие скола вершины только одного зуба 5-го колеса в конце испытаний. Возникшее повреждение существенно изменило наблюдаемые вибрации и явилось причиной модуляции колебаний с оборотной частотой этого колеса. Использование вибросигналов с целью выявления предельных состояний редуктора угольного комбайна осложняется тем, что разрушение зубьев в первую очередь происходит в высоконагруженных ступенях редуктора, где оборотные частоты имеют значения 0,5-2,5 Гц, а зубцовые 20-35,6 Гц, и где динамика зубчатого зацепления проявляется слабо. В то же время, в редукторе есть достаточно высокооборотные, но слабо нагруженные колеса, например пара колес 1-2, одна из оборотных частот которой равна 24,5 Гц, а зубцовая - 343 Гц. Уровень вибраций, возбуждаемых этой парой, намного превышает сигнал от низкооборотных ступеней, что затрудняет выделение информативной компоненты, характеризующей наибольшее разрушение зубьев трансмиссии. Исследование вибраций при разной нагрузке осложняется также значительными помехами, вызываемыми низким качеством изготовления и монтажа колес, и регулярными переборками редуктора при его контроле, нарушающими кинематику зацепления. Несмотря на это, выполненные исследования позволили проанализировать поведение различных статистических характеристик при изменении времени наработки редуктора и выявить наиболее информативные компоненты вибросигнала.

### **Список литературы**

1. Герике Б.Л., Абрамов И.Л., Герике П.Б. Вибродиагностика горных машин и оборудования. - Кемерово, ГУ КузГТУ 2007. - 167 с.
2. Добрынин С.А., Фельдман М.С., Фирсов Г.И. Методы автоматизированного исследования вибраций машин. - М.: Машиностроение, 1987. - 224 с.
3. Feldman M.S. Hilbert Transform Applications in Mechanical Vibrations. - Chichester: Wiley, 2011. - 292 p.

УДК 622.445

## ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ ДЛИННОМЕРНЫХ КОМПОЗИТНЫХ ЛОПАТОК ОСЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ СИСТЕМ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Таугер В.М.<sup>1</sup>, канд. техн. наук., доц, Матеров А.Ю.<sup>2</sup>, руководитель группы, Макаров В.Н.<sup>1</sup>, докт. техн. наук, проф., Макаров Н.В.<sup>1</sup>, канд. техн. наук., доц, Бельских А.М.<sup>1</sup>, студент

<sup>1</sup> ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

<sup>2</sup> ООО «Научно-Производственный Комплекс «ОйлГазМаш»

*Конструктивная особенность машин данной категории состоит в том, что их длинномерные лопатки выполняются из полимерных композиционных материалов, которые имеют меньшую, чем металлы, жёсткость. Лопатки сильнее деформируются и обладают низкой частотой собственных колебаний. Указанные качества обуславливают оптимизацию конструкции лопатки, заключающуюся в достижении минимальной массы пера с одновременным выполнением заданных физико-механических требований. В результате исследования разработаны компоненты математической модели напряжённого состояния лопатки, учитывающие совокупность основных нагрузок и позволяющие выполнить её прочностной расчёт.*

**Ключевые слова:** осевой вентилятор, рабочая лопатка, композит, прочность, жёсткость, аэродинамическая нагрузка, центробежная сила, нормальное напряжение.

## OPTIMIZATION OF CONSTRUCTION OF LONG-DIMENSIONAL COMPOSITE RODS OF AXIAL VENTILATION SYSTEMS OF AIR COOLING

Tauger V.M., Materov A.Yu., Makarov V.N., Makarov N.V., Belskikh A.M.

*The design feature of the machines of this category is that their long blades are made of polymer composite materials, which are less rigid than metals. The blades are more deformed and have a low frequency of natural oscillations. These qualities determine the optimization of the design of the blade, which consists in achieving a minimum pen mass with simultaneous fulfillment of specified physical and mechanical requirements. As a result of the study, the components of the mathematical model of the stress state of the blade were developed, taking into account the totality of the main loads and allowing it to perform strength analysis.*

**Keywords:** axial fan, working blade, composite, strength, stiffness, aerodynamic load, centrifugal force, normal stress.

В системах вентиляции и охлаждения предприятий горной и нефтегазовой промышленности используются осевые вентиляторы высокой быстроходности, имеющие диаметры 1,5 – 10,4 м, втулочное отношение 0,16 – 0,48 и число лопаток рабочего колеса 2 – 8 [1]. Особенностью машин данной категории является изготовление лопаток из полимерных композитных материалов [2], которые характеризуются меньшей, чем у металлов, жёсткостью и соответственно большей склонностью к деформации и низкой частотой собственных колебаний. В связи с указанными специфическими качествами актуальной становится задача наиболее полного изучения напряжённого состояния длинномерной лопатки с целью достижения заданных прочностных характеристик при минимальной массе. Одним из путей уменьшения массы лопатки является снижение её объёма за счёт

минимизации площади поперечных сечений пера по критериям прочности и жёсткости.

Наиболее сложное напряжённое состояние лопатки возникает в период разгона двигателя. Лопатка испытывает растяжение центробежными силами, изгиб аэродинамическими силами, силами инерции и собственного веса. Центробежные силы обуславливают также возникновение крутящего момента, направленного в сторону уменьшения угла закрутки пера. Наибольшую опасность представляют нормальные напряжения растяжения центробежными и изгиба аэродинамическими силами, поэтому именно им и уделяется первоочередное внимание.

А поскольку оси вращения рассматриваемых вентиляторов ориентированы, как правило, вертикально, то интерес представляет также влияние собственного веса лопатки. Поэтому далее рассматривается предельный случай, когда суммарное максимальное напряжение в корневом сечении равно

$$\sigma_{0\max} = \sigma_{a0} + \sigma_{G0} + \sigma_{p0} = [\sigma],$$

(1) где  $\sigma_{a0}$  – напряжение от аэродинамических сил;  $\sigma_{G0}$  – напряжение от собственного веса;  $\sigma_{p0}$  – растягивающее напряжение от центробежных сил;  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение для композита.

Принята расчётная модель лопатки, обладающая линейной зависимостью площади  $A$  поперечного сечения пера лопатки от координаты  $x$  (рис. 1, а):

$$A(x) = A_0 \left( 1 - k_A \frac{x}{l} \right), \quad (2)$$

где  $k_A = 1 - \frac{A_l}{A_0}$  – постоянный коэффициент;  $A_0, A_l$  – площадь корневого и концевое сечения соответственно;  $l = R - r_0$  – длина лопатки;  $R$  – внешний радиус колеса;  $r_0$  – радиус втулки.

Результаты исследования относятся в основном к «монолитной» лопатке, однако могут быть распространены и на конструкцию с полым пером.

Изгибающий момент от аэродинамических сил в произвольном сечении показан в виде вектора  $\bar{M}_a$  на рис. 1, б. Он может быть представлен в виде суммы векторов  $\bar{M}_{a\xi}$  и  $\bar{M}_{a\lambda}$  относительно главных центральных осей сечения  $\xi$  и  $\lambda$ , причём ось  $\xi$  параллельна, а ось  $\lambda$  перпендикулярна хорде профиля, расположенной под углом  $\alpha$  к торцовой плоскости  $t - t$ .

Модули составляющих моментов в корневом сечении равны

$$\begin{aligned} M_{a\xi}^0 &= M_{a0} \sin \alpha_0; \\ M_{a\lambda}^0 &= M_{a0} \cos \alpha_0, \end{aligned} \quad (3)$$

где  $\alpha_0$  – угол установки корневого сечения.

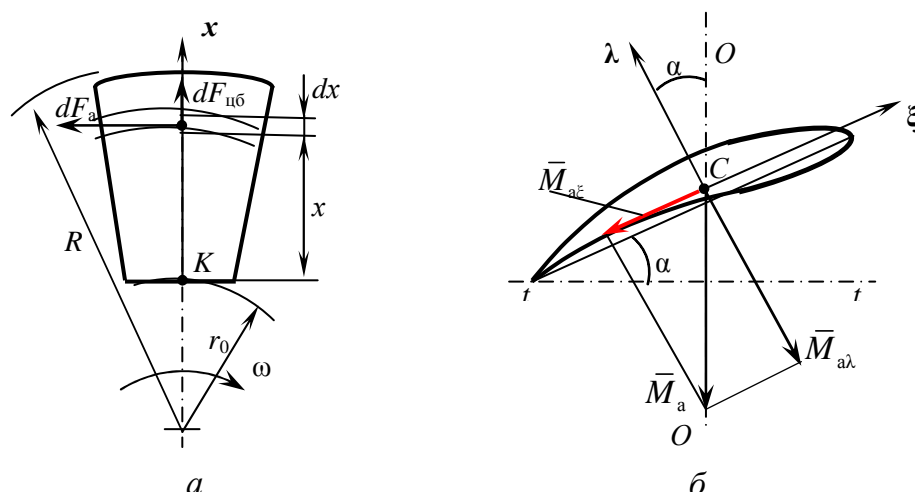


Рис. 1. Действие аэродинамических сил на перо лопатки:  
 а – вид на лопатку по оси вращения колеса; б – разложение момента аэродинамических сил на составляющие

Наибольшие напряжения и деформации вызывает составляющая  $M_{a\xi}^0$ , т.к. момент сопротивления сечения изгибу относительно оси  $\xi$  значительно меньше, чем относительно оси  $\lambda$  [3]. Интегрированием выражения момента от элементарной аэродинамической силы  $dF_a$  получена формула

$$M_{a\xi}^0 = \frac{P_{\text{расч}} l}{\omega z (2r_0 + l)} \sin \alpha_0, \quad (4)$$

где  $P_{\text{расч}}$  – расчётная мощность вентилятора;  $\omega$  – угловая скорость колеса;  $z$  – число рабочих лопаток.

Центробежная сила в корневом сечении выражена как интеграл элементарной силы  $dF_{\text{цб}}$ , действующей на слой  $dx$  (рис. 1, а):

$$F_{\text{цб}}^0 = \rho \omega^2 A_0 l [r_0 (1 - 0,5k_A) + l(0,5 - 0,33k_A)], \quad (5)$$

где  $\rho$  – плотность композита.

Изгибающий момент от собственного веса лопатки в корневом сечении найден аналогично моменту от аэродинамических сил и представлен формулой

$$M_{G\xi}^0 = \rho g A_0 l^2 (0,5 - 0,33k_A) \cos \alpha_0, \quad (6)$$

где  $g$  – ускорение свободного падения.

Предельное состояние лопатки выражается формулой

$$\frac{F_{\text{цб}}^0}{A_0} + \frac{M_{a\xi}^0 \pm M_{G\xi}^0}{W_\xi} = [\sigma], \quad (7)$$

где  $W_\xi$  – меньший из моментов сопротивления изгибу корневому сечению в системе координат  $\xi C \lambda$ .

Выражение (7) получено в результате преобразований равенства (1).

Выполнение условия (7) означает, что при прочих равных параметрах лопатка имеет наименьшую по условию прочности площадь корневого



сечения и, следовательно, минимальную массу. Если же равенство не выполняется, то необходимо изменить либо материал лопатки (то есть  $[\sigma]$ ), либо её размеры.

Пусть материал лопатки остаётся без изменения. Тогда единственным её варьируемым размером является толщина корневого сечения  $\delta_0$ , т.к. все остальные размеры лопатки определяются аэродинамическим расчётом. Таким образом, для получения лопатки минимальной массы необходимо уравнение (7) решить относительно  $\delta_0$ .

Результатом преобразований выражения (7) явилось квадратное уравнение

$$\delta_0^2 - C_1\delta_0 - C_2 = 0, \quad (8)$$

где  $C_1, C_2$  – постоянные коэффициенты, определяемые алгебраически с учётом соотношений (3) – (6).

Решение уравнения

$$\delta_0 = \frac{C_1}{2} + \sqrt{\frac{C_1^2}{4} + C_2} \quad (9)$$

есть наименьшее по условию прочности значение толщины профиля корневого сечения лопатки.

Полученные в результате исследования соотношения входят как расчётный компонент в математическую модель напряжённого состояния, учитывающую совокупность основных нагрузок на лопатку и позволяющую минимизировать её массу с обеспечением заданных прочностных характеристик.

#### Список литературы

1. <http://acs-nnov.ru/ventilyatory-gradirni.html>.
2. Таугер В.М., Холодников Ю.В., Альшиц Л. Прогрессивные технологии производства композитных изделий. Универсальность и высокая производительность. – Саарбрюккен (ФРГ): LAP, 2014. – 110 с.
3. Александров А.В., Потапов В.Д., Державин Б.П. Сопротивление материалов: учебник для вузов. /Под ред. А.В. Александрова. – М.: Высш. шк., 2003. – 560 с.

УДК 622.23.05

## **НАНОСТРУКТУРИРОВАННЫЕ МЕТАЛЛИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ОБРАБОТКИ КАМНЯ**

**Хазин М. Л., проф., Апакашев Р. А. проф.**  
Уральский государственный горный университет

*Рассматриваются физико-механические свойства, существующие и перспективные направления применения наноструктурированных металлических материалов, а также их значение для металлопотребляющих отраслей промышленности, включая горное машиностроение.*

**Ключевые слова:** *металлические материалы, наноструктурирование, эксплуатационные свойства, промышленное значение.*

## **NANOSTRUCTURED METAL MATERIALS FOR STONE HANDLING**

**Khazin M. L., Apakashev R. A.**

*Under consider are physical and mechanical properties, current and future trends of nanostructured metallic materials and their importance for the metal consuming industries, including mining engineering.*

**Keywords:** *metal materials, nanostructuring, physical and mechanical properties, industrial importance.*

Основные отрасли промышленности Российской Федерации – машиностроение, добыча и переработка полезных ископаемых, строительство, а также другие, являются металлопотребляющими. В настоящее время в мировой практике при получении большинства металлов и сплавов их требуемые свойства обеспечиваются за счет управления формированием структуры. При этом микро- и наноструктурированные материалы составляют передовое направление технологического развития. Физико-механические свойства металлов и сплавов при их наноструктурировании заметно улучшаются, а ресурс изделий различного назначения при их изготовлении из наноструктурированных металлов и сплавов может увеличиваться в несколько раз [1-3]. Применение металлических наноматериалов делает возможным инновационное перевооружение горнодобывающей и перерабатывающей отраслей промышленности, транспортного и горного машиностроения.

Машиностроение является основным потребителем наноструктурированных металлических материалов, способствующих повышению эксплуатационных характеристик и конкурентоспособности машин и оборудования для добычи и переработки полезных ископаемых. Так, наноструктурированные объемные металлические материалы конструкционного назначения отличаются повышенной прочностью при статическом и усталостном нагружении, а также твердостью [4,5]. Предел текучести наноструктурированных металлов и сплавов увеличивается в 2,5-3 раза, а пластичность – либо незначительно уменьшается, либо даже возрастает [4,6]. Значительный экономический эффект ожидается от нанесения износ- и коррозионностойких наноструктурированных металлических покрытий на детали машин при их изготовлении и ремонте [7].

Перспективным является использование наноразмерных материалов в качестве компонентов композитов различного назначения. Добавление наноразмерных порошков к обычным порошкам при производстве сталей и сплавов методами порошковой металлургии позволяет снизить пористость изделий и улучшить комплекс механических свойств [4,8]. Наноструктурированные инструментальные сплавы являются, как правило, более износостойкими [3,4]. В случае наноструктурированных инструментальных сплавов экономический эффект достигается при нанесении подобных покрытий на режущие инструменты, штампы и пресс - формы. Уникальный буровой инструмент, не имеющий аналогов по стойкости, создан на основе стандартных быстрорежущих сталей и твердых сплавов типа ВК и ВМ за счет их наноструктурирования и ионного синтеза SiC и SiO<sub>2</sub> из плазмы кремния [1,9].

Анализ литературы показывает высокую перспективность исследований в области создания и практического применения наноструктурированных материалов. Использование таких материалов в машиностроении позволяет значительно улучшить качество работы машин и оборудования.

В рамках проекта «Организация производства высокотехнологичного оборудования для добычи природного камня открытым способом», выполнявшегося по Постановлению Правительства РФ от 09 апреля 2010 г. № 218, авторами настоящей работы проводились эксперименты по наноструктурированию стали для повышения ресурса звеньев режущей цепи баровой камнерезной машины.

Известно, что для изготовления режущего инструмента в основном применяют четыре группы инструментальных материалов: инструментальные стали, твердые сплавы, режущая керамика и сверхтвердые материалы. Как показывает практика, ни один из данных инструментальных материалов не является универсальным и по значениям вязкости, прочности, износостойкости и твердости не всегда удовлетворяет требованиям потребителя.

В последнее время в мире и в России наметились определенные тенденции по внедрению достижений нанотехнологий в производство режущего инструмента. Наиболее перспективными нанотехнологиями в производстве режущего инструмента являются: нанесение наноструктурных покрытий; наномодификация поверхностного слоя; компактирование нанодисперсных порошков; производство режущего инструмента из объемных наноструктурных материалов; производство инструмента из нанопорошков алмаза и сверхтвердых материалов и др. Все большее применение в производстве режущего инструмента находят наноструктурные твердые материалы. Другим направлением применения нанотехнологий в производстве режущего инструмента является нанесение наноструктурных покрытий на его режущую часть.

При работе баровых машин их рабочие органы интенсивно изнашиваются, причем наиболее слабым элементом является режущая цепь, по-

скольку твердосплавные вставки по мере необходимости могут заменяться. Наиболее перспективный путь совершенствования камнерезной баровой машины - повышение ресурса и надёжности исполнительного органа, что в настоящее время достигается заменой цепи гибким несущим элементом, применением сверхтвёрдых материалов и алмазов и т. п. Однако отмеченные мероприятия оказывают положительное влияние только на ресурс режущих элементов баровой цепи, не увеличивая износостойкость ее несущих звеньев [10,11]. Поэтому одним из основных требований к стали, используемой для изготовления таких деталей, как режущая цепь, является высокая прочность и износостойкость.

В ФГБОУ ВО «УГГУ» разрабатываются научно-технические основы энергосберегающего технологического метода получения микро- и наноструктурированных металлов и сплавов [12]. Применение данного метода для стали 12ХНЗА показало, что формирование нанокристаллической структуры повышает твердость стали на 17–20 %, износостойкость – на 14-18 %. При этом отмечена возможность получения заготовок износостойчивых несущих звеньев режущей цепи методом литья, позволяющего повысить коэффициент использования металла [10].

Снижение себестоимости наноструктурированных металлов и сплавов способно расширить их потребление уже в текущий момент. Металлы и сплавы с улучшенными в результате наноструктурирования физико-механическими свойствами будут иметь конкурентные преимущества на товарном рынке. Расширение потребления металлов и сплавов с улучшенными свойствами положительно скажется на качестве конечной металлопродукции.

### **Список литературы**

1. Кочанов Д. И. Наноматериалы и нанотехнологии для машиностроения: состояние и перспективы применения // Нанотехника. – 2011. – №. 2. – С. 30-34.
2. Быков Ю. А. Конструкционные наноматериалы // Металлургия машиностроения. 2011. № 1. С. 9-19.
3. Хазин М. Л., Апакашев Р. А., Копачев В. Ф. и др. Наноструктурированные металлические материалы: состояние и перспективы // Изв. вузов. Горный журнал. – 2013. – №5, С. 134–140.
4. Yu S., Zhang Y., Wang C., Lee W. Characterization and design of functional quasi-random nanostructured materials using spectral density function //Journal of Mechanical Design. – 2017. – Т. 139. – №. 7. – С. 071401.
5. Kosarev N., Khazin M., Apakashev R., Valiev N. Mechanical properties of micro- and nanostructured copper films //Journal of materials science and chemical engineering, 2013. 1. P. 7-10.
6. Hu N., Feng X.Q., Fu S.Y., Yan C., Zhang G.P. et al. Mechanical behavior of nanostructured materials //Journal of Nanomaterials. – 2015. – Т. 2015. С. 32-34.

7. Хазин М. Л. Проблемы и задачи триботехники в горном машиностроении // Изв. вузов. Горный журнал. 2006. № 6. С. 79-82.

8. Song Xiaoyan, Gao Yang, Liu Xuemei, Wei Chongbin, Wang Haibin, Xu Wenwu. Effect of interfacial characteristics on toughness of nanocrystalline cemented carbides // Acta Materialia. 2013. V. 61. № 6. P. 2154–2162.

9. Хазин М. Л. Зубов В. В. Повышение износостойкости твердосплавного бурового инструмента // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2015. № 6. С. 168-170.

10. Валиев Н. Г., Апакашев Р. А., Симисинов Д. И., Лагунова Ю. А. Применение технологии целенаправленного формирования микро- и нанокристаллической структуры конструкционной стали для повышения ресурса режущей цепи камнерезной машины // Горное оборудование и электромеханика. 2012. № 8. С. 7-

11. Hassinger I., Li X., Zhao H., Xu H., Huang Y. Toward the development of a quantitative tool for predicting dispersion of nanocomposites under non-equilibrium processing conditions // Journal of materials science. – 2016. – Т. 51. – №. 9. – С. 4238-4249.

12. Апакашев Р. А. Влияние предкристаллизационного течения расплавов меди и алюминия на механические свойства получаемых слитков // Известия высших учебных заведений. Цветная металлургия. 2010. № 2. С. 41 – 44.

УДК 622.022

## АДДИТИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И ОБРАТНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

**Абдулкаримов М.К.**, ст. преподаватель

Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург

*Рассмотрены возможности аддитивных технологий на основе 3D-печати. Показано применение 3D-печати на примере создания задней стенки-крышки гидравлического насоса. Дана оценка эффективности использования нового изделия, созданного с использованием аддитивных технологий.*

**Ключевые слова:** аддитивные технологии, 3D печать, проектирование, прототипирование, горное оборудование.

## ADDITIVE TECHNOLOGIES AND REVERSE DESIGN

**Abdulkarimov M.K.**

*The possibilities of additive technologies based on 3D printing are considered. The use of 3D printing is shown by the example of creating a back wall-cover of a hydraulic pump. An assessment is made of the effectiveness of the use of a new product created using additive technologies.*

**Keywords:** additive technologies, 3D printing, design, prototyping, mining equipment.

Еще 6-8 лет назад услышать об аддитивных или АФ-технологиях и их применении можно было довольно редко. В основном речь шла об очень крупных отраслях, таких как: авиационная, космическая и строительная.

3D-печать или «аддитивное производство» – процесс создания цельных трехмерных объектов различной геометрической формы на основе цифровой модели. 3D-печать – это построение объекта последовательно наносимыми слоями, отображающими контуры модели. Аддитивное производство является противоположностью таких традиционных методов механического производства и обработки, как фрезеровка или токарная обработка, где формирование облика изделия происходит за счет удаления лишнего материала (т.н. «субтрактивное производство») [1]. В отличие от технологической проработки, при которой создаются специальные приспособления, оснастка, и, наконец, прототип, процесс проектирования 3D-модели изделия происходит быстро и относительно недорого [2].

3D-принтерами называют станки с программным управлением, выполняющие построение детали аддитивным способом (рис.1).

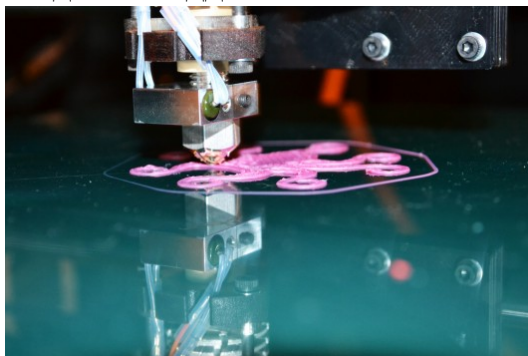


Рис.1. Процесс аддитивного производства

Модели, изготовленные аддитивным методом, могут применяться на любом производственном этапе – как для изготовления опытных образцов (так называемое, быстрое прототипирование), так и в качестве самих готовых изделий (так называемое, быстрое производство) [1].

В настоящее время существуют почти два десятка различных технологий быстрого прототипирования, считающихся различными, но все они могут быть объединены в следующие крупные классы:

- Fused Deposition Modeling (нанесение пластин термопласта);
- MJM Multi Jet Modeling (технология многосопельного прототипирования);
- Solid Ground Curing (отверждение в сосуде с веществом);
- Ballistic Particle Manufacturing (распыление термопласта);
- Laminated Object Modeling (при помощи склейки);
- Selective Laser Sintering (селективное лазерное спекание порошков).

Эти способы отличны видами исходных материалов и методом нанесения слоев. Чаще всего применяют:

SLS – сыпучее вещество спекается по краю всех слоев по очереди лазерным лучом. Используют: металлический порошок, керамику, сложные полимеры.

FDM – на контур будущей модели послойно накладывается поликарбонатная или восковая нить, которая нагревается до полуплавления, проходя сквозь экструзионную головку. Это и служит основой образования монолитной поверхности.

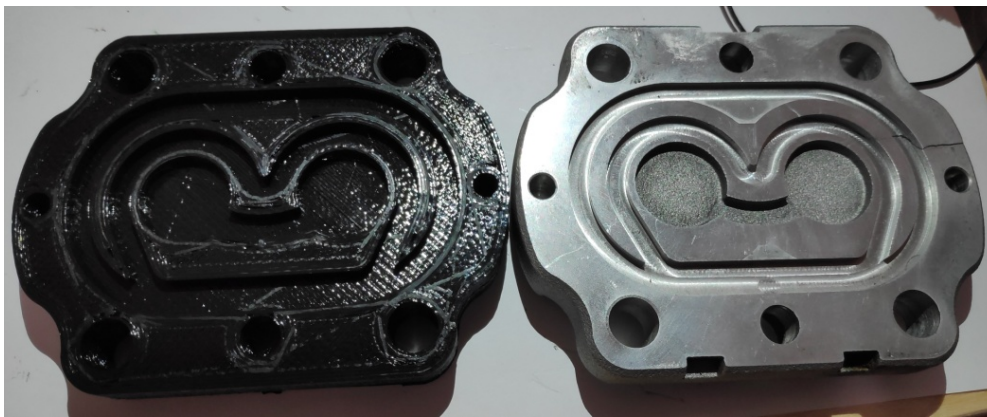
Первый метод используется для создания металлических образцов, второй применяется для медицинских, ювелирных изделий, макетов изделий и другой продукции.

В 2013-2014 г. на кафедре горных машин и комплексов был установлен 3D принтер.

В процессе изучения технологий 3D печати возникла идея использовать принтер не только в качестве создания пробных образцов и макетов для проектов на кафедре, но также для создания реальных рабочих моделей-деталей, применяемых в различных узлах и механизмах горных машин и оборудования.

Одним из таких применений стал механизм гидравлической системы подъемного агрегата камнерезного станка. В процессе эксплуатации задняя стенка-крышка гидравлического насоса дала трещину, и в системе не поддерживалось необходимое рабочее давление (рис. 2).

По известной модели было проведено обратное проектирование и получена 3D модель. На рисунке 3 изображен насос и процесс обратного проектирования крышки насоса. По 3D модели наращиванием получили готовую деталь (рис. 2). При печати использовался материал PLA (полилактид).



*Рис.2. Готовая крышка и исходная деформированная*



*Рис.3. Обратное проектирование*

Полученная деталь была установлена на насос, проведены испытания в рабочем режиме, длившиеся 100 часов. Подтеков и течи масла замечено не было, сохранялось рабочее давление.

Полученные практические результаты подтвердили, что аддитивные технологии, а именно печать методом послойного наплавления (FDM) можно использовать и в горном оборудовании. Развитие аддитивных технологий позволит в будущем создать на крупных горно-обогатительных предприятиях собственные мастерские по оперативному изготовлению вышедших из строя деталей и сократить зависимость от поставщиков запчастей горного оборудования. Это, в свою очередь, повысит конкуренцию на рынке запчастей и, как следствие, снижение их стоимости.

### **Список литературы**

1. Материалы сайта: [https://3dtoday.ru/wiki/3D\\_print\\_technology/](https://3dtoday.ru/wiki/3D_print_technology/), дата обращения 12.03.2019.
2. Материалы сайта: <http://mlbp.narod.ru/gr.htm>, дата обращения 12.03.2019.



**РЕМОНТ, СЕРВИСНОЕ  
ОБСЛУЖИВАНИЕ  
И ДИАГНОСТИКА ГОРНОГО  
ОБОРУДОВАНИЯ**

*Чтобы о́жил экскаватор,  
Чтоб дробилка ожилá,  
Должен мастер-реставратор  
В их наведаться тела!*

Доц. П.А. Жиганов

УДК 622.002

## ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕМОНТНОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ ОБОГАТИТЕЛЬНОЙ ФАБРИКИ\*

Андреева Л.И.<sup>1</sup> гл. науч. сотр., д-р техн. наук,  
Мартынов В.Ю.<sup>2</sup>, нач. отдела, канд.техн.наук.

<sup>1</sup>Челябинский филиал Института горного дела УрО РАН, г. Челябинск.

<sup>2</sup>АО «Ковдорский ГОК», г. Ковдор

*Проведено исследование и анализ эффективности деятельности ремонтной службы обогатительной фабрики на одном из горнодобывающих предприятий севера. Рассмотрен методический подход к оценке потерь времени ремонтным персоналом и динамика простоев оборудования обогатительной фабрики во взаимосвязи с качеством организации ремонтных работ. Установлено соотношение плановых, фактически выполненных и unplanned (в результате отказа оборудования) ремонтов оборудования. Приведены результаты анализа простоев обогатительного оборудования в цепочке «природа-причина-следствие-прогноз». Приведены рекомендации по совершенствованию процесса учета отказов деталей, узлов и агрегатов, позволяющие освоить ремонтным и эксплуатационным персоналом опережающий тип контроля технического состояния оборудования и повысить эффективность ремонтной и эксплуатационной служб.*

**Ключевые слова:** обогатительное оборудование, потери времени персоналом, простои, природа-причина-следствие, учет отказов, контроль технического состояния.

\*Статья выполнена в рамках госзадания №075-00581-19-00. Тема № 0405-2019-0005. Тема 1. Методы учета переходных процессов технологического развития при освоении глубокозалегающих сложно-структурных месторождений полезных ископаемых

## EVALUATION OF THE EFFICIENCY OF REPAIR SERVICE OF EQUIPMENT OF THE PROCESSING FACTORY

Andreeva L.I., Martynov V.Y.

*A study and analysis of the effectiveness of the maintenance service of the concentration plant at one of the mining companies in the north has been carried out. The methodical approach to estimating the loss of time by maintenance personnel and the dynamics of downtime of the equipment of the processing plant in conjunction with the quality of the organization of repair work are considered. The ratio of planned, actually performed and unplanned (as a result of equipment failure) equipment repairs has been established. The results of the analysis of downtime of the processing equipment in the nature-cause-effect-forecast chain are presented. Recommendations for improving the process of accounting for failures of parts, components and assemblies are given, which allow the repair and operating personnel to master the advanced type of monitoring the technical condition of equipment and improve the efficiency of repair and maintenance services.*

**Keywords:** mineral processing equipment, loss of staff time, downtime, nature-cause-effect, failure accounting, control of the technical condition.

Эффективность основного производства в полной мере зависит от того, как организована и как устойчиво и эффективно работает система технического обслуживания и ремонта (ТОиР) горной техники[1]. Деятельность ремонтной службы, как совокупность взаимосвязанных управленческих, организационных, технических и технологических процессов должна быть направлена на восстановление и поддержание основного и вспомогательного оборудования в работоспособном состоянии.

Практика показывает, что не всегда это условие выполняется. По данным наших исследований суммарные потери времени при эксплуатации оборудования обогатительной фабрики в среднем по секциях составили до 920 часов (10%) от календарного фонда времени. В результате коэффициент технического использования ( $K_{ТИ}$ ) составил – 0,89, что на 5% ниже, чем отчетный. Коэффициент технического использования обогатительного оборудования при измельчении руды в стержневых и шаровых мельницах в две стадии по нормам технологического проектирования составляет -0,92 [2]. Таким образом, существует резерв повышения эффективности использования оборудования фабрики (9%) возможен за счет сокращения времени простоев и потерь времени в различного вида ремонтах (таблица 1).

Таблица 1. Потери времени при выполнении ремонтных работ оборудования обогатительного комплекса.

Плановые простои	Участок обогащения		Участок сушки и погрузки	
	Линейные руководители	Рабочие	Линейные руководители	Рабочие
ППР	10-15 %	15-20 %	10-15 %	30-40 %
Плановые остановки	2-3 %	3-5 %	5 %	3-5 %
Межремонтное обслуживание	5-10 %	10-15 %	**	2-3 %
Капитальный ремонт	*	*	*	*
Среднее	28 %		30 %	

*Примечание:*  
 Интервал значений потерь времени принят как усредненный показатель.  
 \* капитальный ремонт производится сторонними организациями.  
 \*\* МРО по оценке начальника участка не целесообразно.

Разница в оценке доли потерь времени при ремонте оборудования между линейными руководителями и рабочими на двух участках существенна и составляет на обогащении 1,4 раза; на сушке и погрузке – 2,8 раза.

В результате анализа данных по плановым и фактически выполненным ремонтам определено, что невыполнение в полном объеме плановых ремонтных работ привело к увеличению неплановых остановок, в большей части по отказу механической и электрической частей.

Фактическое время выполненных ремонтных работ по отношению к запланированному времени отличается в 1,2-3,1 раза в сторону снижения в различные месяцы года. Сокращение времени ремонта относительно запланированного обусловлено следующими причинами (рисунок 2):

- неточное планирование ТОиР без учета технического состояния оборудования;
- «затянутые» сроки ремонтов (ожидание запасных частей и т.д.);
- намеренно заложенный «резерв времени» при планировании ТОиР.

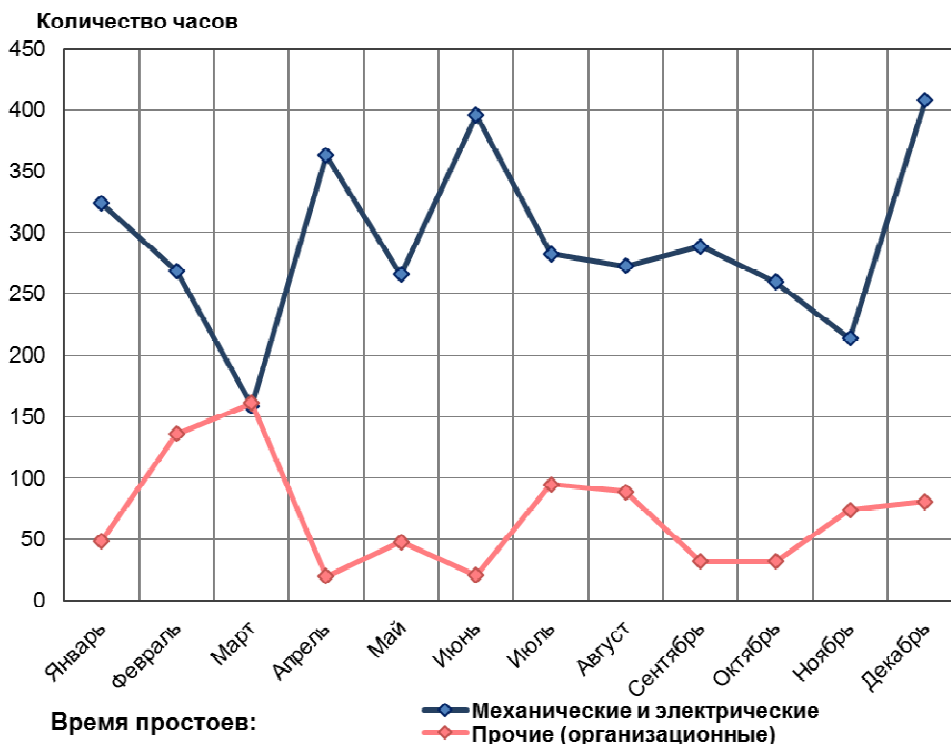


Рис. 1 – Динамика простоев оборудования фабрики за год.

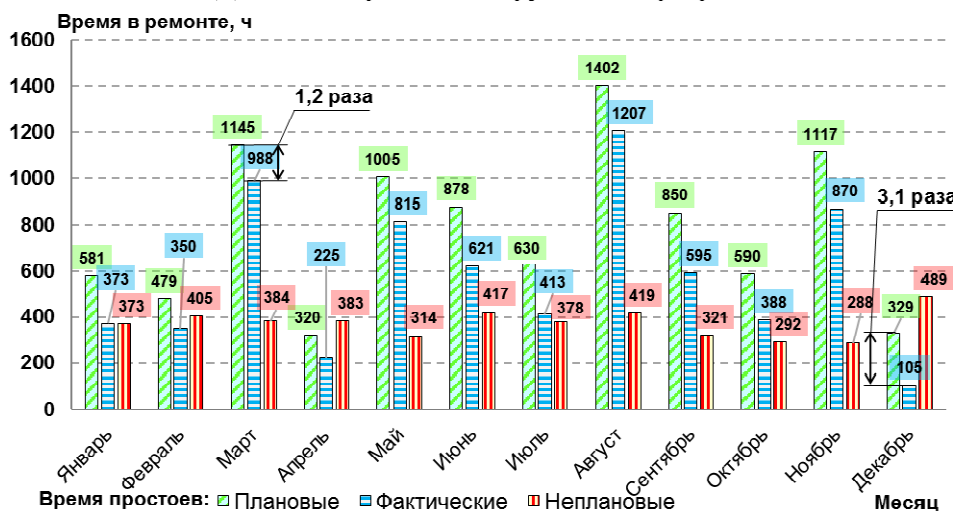


Рис. 2 – Планируемые и фактически выполненные ремонты оборудования.

В большей части, причины простоев оборудования зафиксированы как «следствие», а не как фактическая причина или «природа» возникновения отказа/аварийной остановки. Для полного анализа, позволяющего выявить причинно-следственную связь, приводящую к возникновению отказов оборудования фабрики, следует наладить учет соответствующей структуры данных (Природа → Причина → Следствие → Прогноз)[3,5].

Анализ ведомости «Причины неплановых простоев» оборудования фабрики (3 мес.) позволил выявить позиции (около 15% от общего количества), которые относятся к какому-либо виду ремонта (Т1, Т2, Т3), а не к ремонту по отказу оборудования. Анализ отказов следует проводить исходя из причинно-следственной связи с учетом природы возникновения отказа. Это позволит на раннем этапе фиксировать развитие дефекта [4, 6, 7].

По предложенной методике, персоналом ремонтной службы, обслуживающим обогатительное оборудование, произведен анализ отказа грейферного крана на участке сушки и погрузки (рисунок 3).

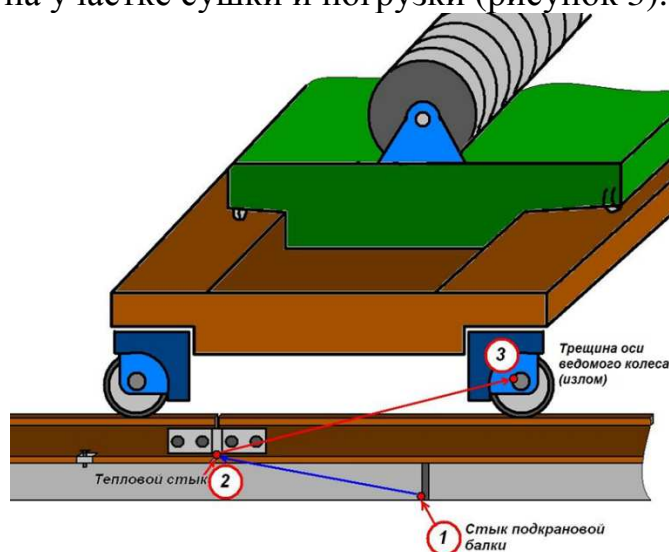


Рис. 3 – Развитие дефекта оси ведомого колеса грейферного крана №2.

**Природа:**

- нагруженность (напряженность) крана выше допустимого при перемещении с грузом;
- состояние подкрановых путей (удары, стуки при передвижении по тепловым стыкам);
- несоблюдение режима работы грейферными кранами;
- отсутствие самоходных бункеров.

**Причина:**

- скрытый дефект (качество изготовления запчастей);
- человеческий фактор (эксплуатация, ремонт).

**Следствие:**

- излом оси ведомого колеса
- выход из строя агрегата (аварийный отказ).

**Решение:**

- ежесменный контроль состояния подкрановых балок, тепловых стыков рельсов;
- равномерная поочередность работы кранами;
- периодическая замена рельсов подкрановых путей с учетом их состояния;
- приобретение (изготовление) качественных запасных частей;
- своевременное выполнение ремонта с контролем его качества.

**Прогноз развития дефекта:**

Просажены подкрановые балки → увеличение и перепады тепловых стыков рельсов → трещины на головках рельс → ударные нагрузки на ведущие и ведомые колеса моста крана → изгиб оси колеса → трещина на оси (излом) колеса → аварийная остановка крана

**Комментарий:**

На примере аварийного отказа (разрыв ведомого колеса грейферного крана) сделан анализ дефекта по цепочке «Природа-причина-следствие». Было определено, что «природой» возникновения дефекта стало состояние подкрановых путей и несоблюдение режима работы крана, что в итоге повлияло на зарождение, развитие и реализацию дефекта. Следует отметить, что «состояние» и «несоблюдение» относятся к организации процесса и свидетельствует о ненадлежащем контроле подкрановых путей.

Таким образом, совершенствование процесса учёта отказов деталей, узлов и агрегатов, своевременный анализ причин отказов, строгий контроль продолжительности ремонтных воздействий, позволит освоить опережающий тип контроля технического состояния и повысить эффективность эксплуатации оборудования фабрики.

### **Список литературы**

1. Галкина Н.В. Социально-экономическая адаптация угледобывающего предприятия к инновационной модели технологического развития/Н.В.Галкина, отв.Ред. А.И.Татаркин; ин-т экономики УрО РАН, Чел.гос.Ун-т НТЦ НИИОГР.-М.: Издательство «Экономика», 20017.
2. Петров В.А. Проектирование обогатительных фабрик, М., 2009г.
3. Артемьев В.Б., Галкин В.А., Кравчук И.Л. Безопасность производства (организационный аспект) – М.: Издательство «Горная книга», 2015г.
4. Ошаров А.В. и др. Анализ структуры рабочего времени руководителя угольного разреза/ А.В.Ошаров, С.И.Захаров//Организация и управление горным предприятием. Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2014г. №ОВ5.
5. Килин А.Б., Азев В.А., Сухарьков И.Н., Фукс С.Г., Волкова Т.Ю. Результаты реализации специальной экономической политики в АО «Черногорский РМЗ»//Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – М. Горная книга. 2015г. №11 – спецвыпуск, №62.
6. Пивоваров И.В. и др. Расчет вероятности отказа обогатительного оборудования/И.В.Пивоваров, А.А. Лахин, И.В. Марьясов, В.А. Хажиев// Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – М. Горная книга. 2015г. - №11 – спецвыпуск, №62.
7. Лагунова Ю.А., Груздев А.В., Лазарев Е.А. Механизация технического обслуживания и ремонта корпусных деталей. // Горные машины и автоматика, 2004. - № 3. – С. 47-49

УДК 331.45

## ОПАСНЫЕ ПРОИЗВОДСТВЕННЫЕ СИТУАЦИИ ПРИ РЕМОНТЕ ГОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Андреева Л.И.<sup>1</sup>, гл. научный сотрудник, д.т.н., Красникова Т. И.<sup>2</sup>, научный сотрудник, Мелихов Д. С.<sup>3</sup>, ведущий специалист отдела промышленной безопасности,

<sup>1</sup>Челябинский филиал Института горного дела Уро РАН, г. Челябинск

<sup>2</sup>ООО «Научно-исследовательский институт эффективности и безопасности горного производства» (ООО «НИИОГР»), г. Челябинск

<sup>3</sup>АО «Ковдорский ГОК», г. Ковдор

*Рассмотрены признаки, факторы возникновения ОПС (опасных производственных ситуаций) при ремонте горного оборудования. Раскрыто понятие ОПС и обозначены стадии ее существования, которые характеризуются временем и скоростью развития ОПС. Приведен перечень мероприятий, позволяющий снизить риск возникновения ОПС в ремонтных подразделениях горнодобывающих предприятий.*

**Ключевые слова:** опасная производственная ситуация, ремонтный персонал, ремонт горного оборудования.

## HAZARDOUS PRODUCTION SITUATIONS IN REPAIRING MINING EQUIPMENT

Andreeva L.I., Krasnikova T.I., Melihov D.S.

*The signs, factors of occurrence of HIS (hazardous industrial situations) in the repair of mining equipment are considered. The concept of HIS is disclosed and the stages of its existence are indicated, which are characterized by the time and speed of HIS development. A list of measures is given to reduce the risk of HIS in the repair units of mining enterprises.*

**Keywords:** hazardous industrial situations, maintenance personnel, repair of mining equipment.

В настоящее время большинство горнодобывающих предприятий сталкиваются с необходимостью повышения уровня безопасности в своей работе. Особенно острая необходимость в повышении уровня безопасности существует в ремонтных подразделениях предприятий в части снижения количества травм персонала при ремонте горного оборудования, поскольку их доля составляет 47% от общего количества производственных травм [1].

На одном из горнодобывающих предприятий с персоналом ремонтной службы с целью проработки понимания «Что такое ОПС?», «Что такое негативное событие?» проведен моделирующий семинар. Результаты рассмотрения этих вопросов позволили проработать с персоналом определение опасной производственной ситуации и выделить основные факторы ее реализации.

Опасная производственная ситуация – это совокупность факторов, которые могут привести к инциденту, травме или аварии и к негативному событию [2-5].

---

\*Статья выполнена в рамках госзадания №075-00581-19-00. Тема № 0405-2019-0005. Тема 1. Методы учета переходных процессов технологического развития при освоении глубокозалегающих сложно-структурных месторождений полезных ископаемых.

Для выявления факторов, влияющих на уровень травматизма, проведено анкетирование ремонтного персонала участков (мастера, электрогазосварщики, слесари по ремонту). Результаты представлены на рисунке 1.

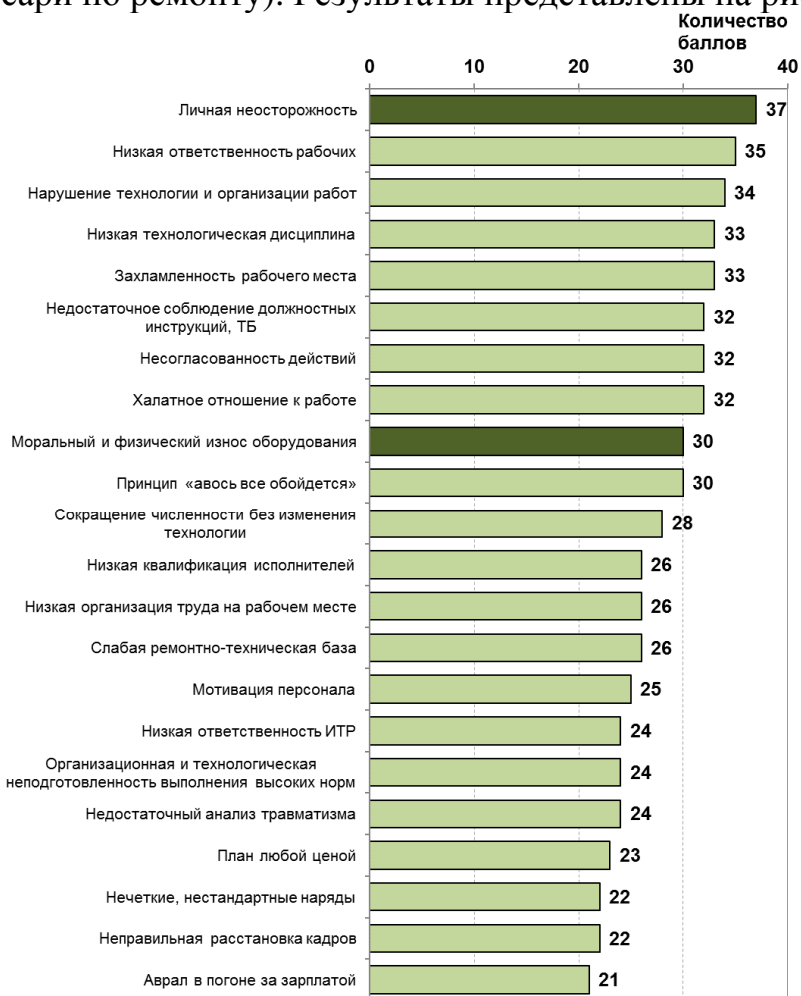


Рис.1. Факторы, влияющие на уровень травматизма

Из 619 баллов, которые в сумме дают 22 фактора, обуславливающих уровень аварийности и травматизма выделены:

**не организационные факторы** – 10% (67 баллов): «моральный и физический износ оборудования», «непреодолимые свойства человека», «личная неосторожность пострадавшего»;

**организационные факторы** – 90% (552 балла) «низкая ответственность рабочих», «низкая технологическая дисциплина», «халатное отношение к работе» и т.д. – по уровню аварийности и травматизма определены, как наиболее значимые.

Обозначенные персоналом факторы, влияющие на уровень травматизма, в основном, являются организационно-технологическими.

На одном из моделирующих семинаров ремонтным персоналом были обозначены основные признаки возникновения ОПС:

- нарушение трудовой дисциплины;
- выполнение работ не по регламенту;
- личная неосторожность;



- неэффективная организация работ (некачественное наряд-здание);
- отклонение от стандартов и норм организации рабочего места (СНиП);
- применение несоответствующего процессу инструмента, приспособлений и оснастки;
- нарушение инструкций по ТБ и пожарной безопасности;
- применение в технологическом процессе неэффективных предупреждающих сигналов и знаков.

Критическая комбинация приведенных факторов является запускающим механизмом к формированию и реализации ОПС в негативное событие.

В качестве примера можно привести факт расследования происшествия с дробильщиком участка по переработке руды обогатительного комплекса (Акт расследования происшествия от 24.08.2018 г.).

Таблица 1

Пример комбинации факторов реализовавшейся в ОПС

Факторы	Следствия	Область ответственности
Подача не дробимого материала (зуб ковша) в дробилку	Бригада дробильщиков вынуждена извлечь не дробимое тело из зева дробилки. Дробильщик спустился в зев дробилки.	Горный мастер текущей смены
Для водителя автосамосвала не выставлен знак, запрещающий разгрузку	Водитель, не увидев запрещающего знака, начал производить разгрузку питания дробилки	Мастер производства и бункеровщик, водитель автосамосвала
Отсутствовал разрешающий световой сигнал (зеленый свет светофора)		
Не согласованы действия водителя и дробильщика, оставшегося на поверхности	Дробильщик на поверхности не успел подать сигнал дробильщику, находившемуся в зеве дробилки. Существует риск реализации негативного события (гибель дробильщика, находящегося в зеве дробилки)	Гл. инженер цеха технол. тр-та, гл. инженер обогатит. комплекса, начальник участка, мастер участка, водитель автосамосвала

Основным признаком формирования ОПС, по мнению участников, является «нарушение трудовой дисциплины», что неизбежно приводит к вероятности возникновения негативного события. Это подтверждается актами расследования происшествий на предприятии.

ОПС имеет три стадии существования: зарождения, развитие и реализация. Стадии ОПС характеризуются:

- разным временем существования. Самой продолжительной стадией является зарождение (существует от нескольких месяцев до нескольких лет), самой короткой – реализация (существует от нескольких часов до нескольких миллисекунд);

- возрастающей скоростью увеличения риска возникновения негативного события: самая низкая скорость наблюдается на стадии зарождения, самая высокая – на стадии реализации.

В ремонтном цехе одного из горнодобывающих предприятий севера во время оценки уровня безопасности рабочих мест зафиксирован ряд ОПС (рис 2-3)



*Рис. 2 Пример ОПС в одном из подразделений горнодобывающего предприятия*

**Комментарий:** вдоль прохода персонала размещены связки металлических стержней, обвязанные распущенной металлической проволокой. Место строповки обвязки стержней на грузовой крюк деформировано и смято.



*Рис.3 Пример устранения ОПС в ремонтном цехе*

**Комментарий:** расстояние между острием крюка и корпусом передвижной вентиляционной установки не более 50см. Ступени в цокольный этаж покрыты мелко-дисперсионной пылью.

**p.s:** через 7 минут после фиксации - крюки были частично срезаны.

По результатам фиксации ОПС в ремонтных подразделениях предприятия и выявлению факторов их возникновения ремонтным персоналом предложены меры по устранению ОПС на рабочих местах:

- инструктажи по работе на высоте, пожарной безопасности и т.д. проводить циклами с привлечением специалистов;
- перекрестные аудиты между цехами (предприятиями) по идентификации ОПС для корректирующих действий;

- установка дублирующих сигналов светофоров для водителей автосамосвалов.

Отмечено, что основная доля травм приходится на категорию работников, проработавших на предприятии от 1 года до 3-х лет и свыше 15 лет. Такое распределение является закономерным явлением, поскольку человек, отработавший на предприятии значительное время, не так остро воспринимает опасности, постоянно присутствующие на рабочем месте. В связи с этим травмирование более опытных рабочих в ремонтной зоне происходит гораздо чаще, нежели чем у менее опытных. Следовательно, проверка знаний требований охраны труда и промышленной безопасности для этой категории персонала не должна носить формальный характер.

Таким образом, для снижения риска возникновения ОПС необходимо организовать и ежемесячно проводить процедуру выдачи сменного задания с использованием фотографий и схем, отражающих текущее состояние рабочих мест с точки зрения опасностей, а также контролировать допуск к работе персонала посредством проверки у каждого рабочего соответствующего разрешения (документа).

### **Список литературы**

1. Кулецкий, В.Н. и др. Подход к повышению безопасности труда посредством стандартизации процессов и операций ремонта карьерных автосамосвалов // В.Н. Кулецкий, А.И. Каинов, А.В. Горохов, П.П. Яньков, А.В. Галкин. Уголь – №7. 2013. – 46-49 с.

2. Кравчук И.Л., Гришин В.Ю., Смолин А.В. Горный информационно-аналитический бюллетень выпуск 6, специальный выпуск 28 «Риск негативных событий, обусловленный нарушениями требований безопасности, и способ его снижения» / М.: Горная книга, 2010.

3. Шаповаленко Г.Н., Радионов С.Н., Галкин А.В. Повышение уровня безопасности производства на основе выявления и устранения опасных производственных ситуаций // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал), специальный выпуск 62, 2015, С. 84.

4. А.Б. Килин, В.А. Азев, А.С. Костарев, и др. Эффективное развитие угледобывающего производственного объединения: практика и методы, 2019, С. 267.

5. Борисов Г.В., Константинов А.В. Горный информационно-аналитический бюллетень, вып. 62, «Методические основы идентификации признаков и методология подхода к прогнозированию возможности возникновения опасной производственной ситуации». М.: Горная книга, 2015.

УДК 629.1.05

## ПРИМЕНЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ МЕТОДОВ ИССЛЕДОВАНИЯ УЗЛОВ И МЕХАНИЗМОВ ГОРНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Макарова В.В.<sup>1</sup>, асс., Лукашук О.А.<sup>1</sup>, доц. к.т.н., Жегульский В.П.<sup>1</sup>, доц. к.т.н.

<sup>1</sup>Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина

*В статье рассмотрены вопросы применения тензометрической станции для изучения действительных условий работы и нагружения деталей и узлов, экспериментальных исследований процессов, возникающих при эксплуатации горных и грузоподъемных механизмов и машин. В частности, для изучения характеристик и динамических нагрузок механизма подъема.*

**Ключевые слова:** тензометрическая станция, тензорезисторы, динамические нагрузки

## APPLICATION OF EXPERIMENTAL RESEARCH METHODS TO UNITS AND MECHANISMS OF MINING-TRANSPORT MACHINES

Makarova V. V., Lukashuk, O. A., Zhegulsky V. P.

*The paper considers the problem of using a tensometric system to study actual operating conditions and forces acting on machine parts and units or experimentally analyze processes which occur while mining and lifting mechanisms and machines are utilized. Specifically, it is proposed to use the system for the purposes of assessing characteristics and dynamic loads of a lifting mechanism.*

**Keywords:** tensometric system, resistive-strain sensors, dynamic loads

Современные расчетные методы позволяют моделировать детали или узлы практически любой формы, имитировать различные условия внешнего нагружения – статические, динамические, температурные, определить напряженно-деформированное состояние практически в любой точке детали. Точность расчетов очень высока и позволяет проектировать детали с высокой долговечностью и надежностью.

Вместе с тем в расчетных условиях не всегда представляется возможным правильно назначить действительные условия нагружения деталей – величины нагрузок, закономерности их проявления. Не всегда расчетная модель учитывает особенности формы детали, или используемые расчетные методы учитывают не все механизмы нагружения деталей в условиях эксплуатации [1]. Поэтому экспериментальная оценка НДС деталей, хотя бы в отдельных, наиболее опасных точках является непременным, обязательным и завершающим этапом в исследовании работоспособности, долговечности и надежности деталей и узлов конструкций горно-транспортных машин.

При изучении процессов, происходящих при работе горных и подъемно-транспортных машин используются разные аппаратные средства. Еще лет 10 назад применялись световые осциллографы и усилители сигнала. На смену им пришли разработки аналогово-цифровых преобразователей на основе аппаратно-программных средств, которые зачастую создавались «умельцами» под конкретную задачу. В настоящее время чаще всего для исследования сложных конструкций используется тензометрическое оборудование. Сейчас оно выпускается специализированными фирмами и

имеет богатый набор функций. Тензометрические станции отличаются друг от друга количеством каналов, функциями, диапазоном частот, регулированием характеристик, сложностью эксплуатации, точностью измерений, компактностью, мобильностью и т.д.

При выборе тензометрической аппаратуры следует учесть:

- диапазон частот сигнала;
- количество точек измерения;
- возможность установки аппаратуры вблизи объекта исследования;
- разумные требования к точности;
- синхронизированные измерения по разным каналам аппаратуры;
- программное обеспечение (должна быть обеспечена возможность сбора обработки данных в стандартных пакетах).

Тензометрическая станция (рис. 1; [2]) — аппаратура, предназначенная для регистрации и обработки спектральной структуры сигналов, генерации сигналов синусоидальной формы, полученных с различных первичных преобразователей — тензодатчиков, датчиков силы, датчиков крутящего момента, датчиков перемещения, а также схем, реализованных на тензорезисторах. Тензостанция является частью комплекса измерительной аппаратуры, используемой в тензометрии.



*Рис. 1. Тензостанция ZET 017-T8, производство компании ООО «Электронные технологии и метрологические системы» (г. Москва)*

В качестве примера рассмотрим применение тензостанции для измерения характеристик и динамических нагрузок механизма подъема.

Для определения характеристик двигателя и тормоза механизма используется тахогенератор постоянного тока. Подключение (рис.2.) осуществляется через контакты "Вход -" и "Вход +", образующие дифференциальный вход тензостанции, на который поступает сигнал с датчика (тензомоста), а также заземление, чтобы снизить возможные помехи.

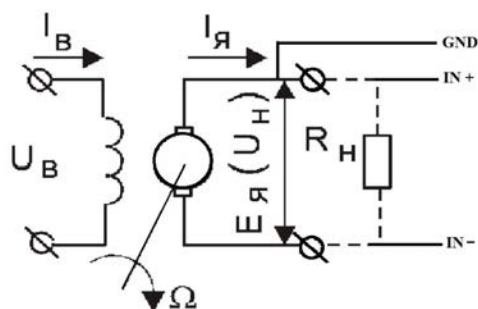


Рис. 2. Схема подключения тахогенератора ( $\Omega$  – угловая скорость вращения вала тахогенератора,  $R_H$  – сопротивление нагрузки,  $I_Я = U / R_H$  – ток якоря,  $E_Я = k_e \Phi \omega$  – электродвижущая сила якоря тахогенератора,  $\Phi$  – магнитный поток возбуждения)

Существует множество различных схем подключения тензорезисторов к тензометрической станции [4]. Тензорезисторы предназначены для измерения напряжений, возникающих на поверхности различных деталей. С помощью тензорезисторов [5-8] измеряют степень сжатия и растяжения, скручивания, изгиба, и рассчитывать прикладываемые к изделию силы. Для определения динамических нагрузок используется полумостовая схема (рис. 3) с применением тензорезисторов с малым температурным коэффициентом сопротивления для дополнения схемы до полного моста.

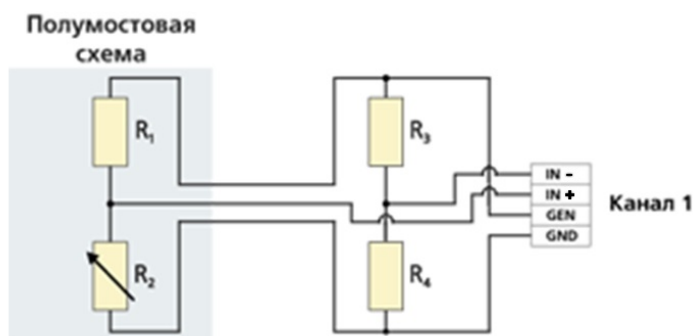


Рис. 3. Полумостовая схема:  $R_1$  – термокомпенсационный;  $R_2$  – измерительный;  $R_3, R_4$  – постоянные с малым ТКС;  $R_1 \approx R_2 \approx R_3 \approx R_4$

Тензометрическую аппаратуру и предложенные схемы можно использовать для исследования функционирования узлов и механизмов горно-транспортных машин, например с целью определения значений различных параметров главных механизмов карьерного экскаватора или ленточных конвейеров. Так для карьерного экскаватора тахогенератор может быть подключен к приводам механизмов подъема и напора для фиксирования изменения их скоростей в процессе экскавации горных пород в разных частях рабочей зоны и при разных траекториях копания. С другой стороны, тензометрические датчики и соответствующие схемы позволят определить усилия подъема и напора. Сбор подобных статистических данных позволяет произвести анализ рабочего процесса, выявить критические зоны, составить новую модель управления перемещением ковша или подтвердить существующую.



Рис. 4. Пример подключения первичных преобразователей для определения характеристик: а) размещение тензометрических датчиков, б) подключение тахогенератора

Применение тензометрических станций для изучения действительных условий работы и нагружения деталей и узлов горно-транспортных машин также позволяет определять с большей точностью действительное НДС элементов, деталей и узлов, возникающее при эксплуатационных или специальных режимах работы конструкции, способствует более точному измерению деформаций и напряжений в узлах и деталях, возникающих при работе; идентификации и оптимизации математических моделей, используемых для анализа НДС расчетными методами; определению количественных показателей надежности деталей и узлов при нормальной эксплуатации и при специальных режимах работы.

### Список литературы

1. Леонтьев М.К. Тензометрирование в авиационных газотурбинных двигателях: Учебное пособие. - М.: Изд-во МАИ, 2000. - 36 с.
2. Анализатор спектра ZET017-T8. Тензостанция. Руководство по эксплуатации ЗТМС.411168.004 РЭ, 20 с.
3. Подключение мостовых схем к тензостанции <https://zetlab.com/podklyuchenie-mostovykh-skhem-k-tenzostantsii/>
4. Макаров Р.А., Ренский Л.Б. и др. Тензометрия в машиностроении. Справочное пособие. М., изд-во «Машиностроение», 1975, 288 с.
5. Тензометрический метод измерения деформаций: учеб. пособие / В.А. Мехеда. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011. – 56 с.
6. Петухов П.З., Казанцев А.В. Применение тензометрии в машиностроении. М.: Машгиз, 1956, 366 с.
7. «Методы и средства натурной тензометрии». Дайчик М.Л., Пригоровский Н.И., Хуршудов Х., Справочник. – М. Машиностроение. 1989, 240с.
8. «Тензорезисторы. Теория, методики расчета, разработки», Н. Клокова, 1990, 104с.
9. «Тензометрия в машиностроении. Справочное пособие», под редакцией кандидата технических наук Р.А. Макаров, Л.Б. Ренский, 1975, 185с
10. Либерман Я.Л., Летнев К.Ю. Автоматическое устранение колебаний груза на гибкой подвеске при подъеме и опускании. Екатеринбург: УрФУ, 2012. 215 с.

УДК 622.611

## **ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ШАХТНЫХ САМОХОДНЫХ ВАГОНОВ НА ОСНОВЕ ДАННЫХ КОМПЛЕКСНОГО КОНТРОЛЯ**

**Романов В.А.**, аспирант,

Пермский национальный исследовательский политехнический университет, г. Пермь

*Шахтный самоходный вагон, как техническое устройство, применяемое на опасном производственном объекте, подлежит экспертизе промышленной безопасности по истечении нормативного срока службы. В рамках проведения экспертизы промышленной безопасности необходимо определять наработку и выполнять расчет назначенного срока службы ШСВ. Разработана методика определения назначенного срока службы шахтных самоходных вагонов на основании данных приборного контроля в условиях калийных рудников.*

**Ключевые слова:** *остаточный ресурс, шахтные самоходные вагоны, измерительный программно-регистрационный комплекс, дефектоскопия, экспертиза промышленной безопасности.*

## **IMPROVING THE EFFICIENCY OPERATION OF MINE SHUTTLE CARS BASED ON INTEGRATED CONTROL**

**Romanov V.A.**

*Mine shuttle car, as a technical device used at a hazardous production facility, is subject to industrial safety expertise upon expiration of the standard service life. In the framework of the examination of industrial safety, it is necessary to determine the operating time and to perform the calculation of the designated life time of the mine shuttle cars.*

**Keywords:** *residual resource, mine shuttle cars, measuring software-recording system, flaw detection, expertise of industrial safety.*

Для предприятий калийной промышленности актуальными являются задачи повышения надёжности рудничного транспортирующего оборудования, увеличения производительности и снижения затрат на эксплуатацию, обслуживание и ремонт машин [1]. Отсутствие научно-обоснованных методик оценки величины наработки и остаточного ресурса узлов механических трансмиссий доставочных машин, низкая информативность и сложность реализации используемых методов контроля технического состояния приводят к росту количества аварийных отказов, устранение которых сопровождается длительными простоями не только конкретной транспортирующей машины, но и оборудования, работающего в комплексе с ней. От устойчивой работы шахтного самоходного вагона (ШСВ) зависит производительность всего добычного комплекса, поэтому необходимо обеспечить эффективную и бесперебойную работу ШСВ.

К настоящему времени, на предприятиях Верхнекамского месторождения калийно-магниевых солей (ВМКМС) применяются самоходные вагоны типа 10BC-15 и BC-30 производства компании ООО «УК «Рудгор-маш». При действующей камерной системе разработки месторождения ШСВ являются основным видом транспорта горной массы от проходческо-очистного комбайна к участковым или магистральным транспортным средствам. ШСВ характеризуются высокой производительностью и мо-



бильностью, могут использоваться для доставки пустой породы при ведении закладочных работ, крепления кровли, доставки материалов и оборудования при выполнении вспомогательных работ.

Однако указанные вагоны проектировались 30–40 лет назад. Увеличивающаяся производительность современных выемочных машин обуславливает повышение нагруженности элементов ШСВ, что приводит к росту интенсивности возникновения аварийных отказов.

Отсутствие бортовых систем мониторинга на самоходных вагонах осложняет выполнение оценки эксплуатационной нагруженности узлов самоходного вагона, что затрудняет определение величины наработки и расчет остаточного ресурса горнотранспортной машины, не позволяет осуществлять своевременные ремонтные воздействия, направленные на предупреждение аварийных отказов ШСВ.

В настоящее время наиболее перспективным способом контроля технического состояния и параметров работы ШСВ является анализ величины и характера нагрузок, действующих на приводы самоходных вагонов. Величины мгновенных нагрузок приводов определяются посредством замеров напряжений, токов и мощностей, потребляемых электродвигателями ШСВ. Значения и характер изменения энергетических параметров приводных двигателей являются наиболее достоверной и доступной первичной информацией для дальнейшего диагностирования [2, 3].

Исследования величины и характера изменения нагруженности приводов самоходных вагонов 10ВС-15 с использованием программно-регистрирующего комплекса «Ватур» проводились на одном из рудников ПАО «Уралкалий».

В момент трогания с места вагона 10ВС-15 (рис. 1) происходит падение напряжения до 611 В, пусковая мощность, потребляемая двумя электродвигателями хода, составляет 276 кВт. Кратковременное увеличение мощности до 179 кВт и падение напряжения до 646 В наблюдается при переключении электродвигателей на вторую скорость.

Таким образом, участок разгона ШСВ характеризуется наличием сверхнормативных нагрузок тяговых электродвигателей. При переключении привода на вторую скорость пиковая нагрузка по амплитуде меньше, чем при трогании вагона, но более продолжительная. Участок движения самоходного вагона (С-Д) на второй скорости характеризуется номинальным режимом работы приводов и отсутствием сверхнормативных нагрузок. На конечном участке трассы (D-E) оператор самоходного вагона переключает ходовые двигатели на первую скорость для комфортного и безопасного подъезда к рудоспускной скважине.

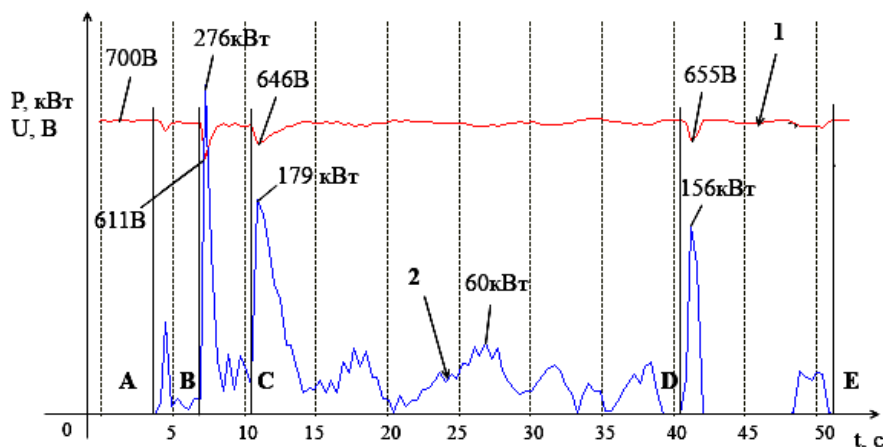


Рисунок 1 – Графики изменения энергетических параметров приводных электродвигателей груженого вагона 10BC-15: 1 – график напряжения; 2 – график суммы активных мощностей тяговых электродвигателей вагона; A-B – пуск электродвигателей хода; B-C – движение ШСВ на первой скорости; C-D – равномерное движение ШСВ на второй скорости; D-E – подъезд вагона к рудоспуску на первой скорости

В рамках проведения экспертизы промышленной безопасности необходимо определить наработку ШСВ и величину назначенного срока службы – календарного периода, на время которого может быть продолжена эксплуатация ШСВ [4,5].

Известно, что постепенные и внезапные отказы оборудования, вызванные износом, деформацией и поломками деталей, можно описать с единой энергетической точки зрения [6]. Исследования усталостного разрушения металлов показывают, что объем материала детали разрушается при достижении критического значения внутренней энергии. Следовательно, каждый элемент ШСВ характеризуется заданной величиной энергетической наработки (в кВт·ч), которую можно определить количественно, зная величину нормативного срока службы и параметры режима работы самоходного вагона.

Фактическая наработка привода хода ШСВ, выраженная в кВт·ч, определяется по счетчику электроэнергии или по непрерывной записи активной мощности, потребляемой двигателем контролируемого привода хода.

При расчете величины назначенного срока службы ШСВ необходимо учитывать ряд внешних факторов: агрессивная шахтная атмосфера, штыб, пыль, оказывают негативное влияние на узлы и механизмы ШСВ, подвергая их засорению, коррозии, и, как следствие, выходу из строя.

Незаменимым, базовым элементом ШСВ является кузов, как несущая металлоконструкция, испытывающая большие нагрузки, а ее ремонт не предусмотрен нормативной технической документацией завода-изготовителя и эксплуатирующего предприятия. Кузов ШСВ аварийно не разрушается, а изнашивается постепенно.

На кузов вагона (а именно на днище скребкового конвейера) действует коррозионный, усталостный и абразивный износ, обусловленный действием веса и истирающим воздействием горной массы. Указанный износ

приводит к потере толщины металла, который может контролироваться в условиях шахты с помощью специализированного оборудования. По остаточной толщине металлоконструкции кузова оцениваем степень его износа.

Определение остаточной толщины  $l_{\text{тек}}$  днища кузова самоходного вагона осуществляется по данным приборного контроля – ультразвуковой толщинометрии. Абразивный износ кузова ШСВ происходит неравномерно: наибольшие потери металла фиксируются в месте загрузки руды в ШСВ, минимальный износ – в области разгрузки.

Для расчета значения назначенного срока службы выбирается минимальное значение остаточной толщины днища кузова вагона  $l_{\text{тек}}$ . Предельно допустимая толщина днища кузова  $l_{\text{пр}}$  определяется по результатам прочностных расчетов.

При малом назначенном сроке службы, для менее интенсивного расходования ресурса ШСВ, могут быть даны рекомендации о снижении его производительности, изменении режима работы, переводе вагона в стационарное состояние для работы в качестве пункта перегрузки руды.

### Список литературы

1. Романов В.А. Опыт эксплуатации шахтных самоходных вагонов на рудниках Верхнекамского месторождения калийно-магниевых солей / В.А. Романов, Д.И. Шишлянников, А.К. Муравский // Горное оборудование и электромеханика. 2016. № 9. С. 29-33.
2. Исследование нагруженности и возможности прогнозирования энергоресурса приводов исполнительных органов комбайна «Урал-20Р» / Г.Д. Трифанов, А.А. Князев, Н.В. Чекмасов, Д.И. Шишлянников // Горное оборудование и электромеханика. 2013. № 2. С. 41-44.
3. Повышение эффективности эксплуатации проходческо-очистных комбайнов калийных рудников на основе анализа записей регистраторов параметров / Д.И. Шишлянников, Н.В. Чекмасов, М.Г. Трифанов, В.В. Габов, С.Л. Иванов, С.А. Асонов // Горное оборудование и электромеханика. 2015. № 4 (113). С. 3-10.
4. ГОСТ 27.002–2015. Надежность в технике: Основные понятия. Термины и определения. – М.: Стандартинформ, 2016. – 28 с.
5. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила безопасности при ведении горных работ и переработке твердых полезных ископаемых» (утверждены приказом Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору от 11 декабря 2013 г. № 599; зарегистрировано в Минюсте России 2 июня 2014 г., рег. № 32935), 2013. – 108 с.
6. Обоснование рационального способа контроля параметров работы и технического состояния проходческо-очистных комбайнов калийных рудников / Д.И. Шишлянников, Н.В. Чекмасов, М.Г. Трифанов, С.Л. Иванов, И.Е. Звонарев // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2015. № 3. С. 110-115

УДК 622.7.01

**ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РЕСУРСОВ  
ПРИ РЕМОНТНОМ ОБСЛУЖИВАНИИ ОБОРУДОВАНИЯ  
ОБОГАТИТЕЛЬНОЙ ФАБРИКИ (методический подход)\***

Андреева Л.И.<sup>1</sup>, гл.н.с., д-р. техн. наук, Ушаков Ю.Ю.<sup>2</sup>, н.с., канд. техн. наук,

Мартынов В.Ю.<sup>3</sup>, нач. отд. операционной эффективности, канд. техн. наук

<sup>1</sup>Челябинский филиал Института горного дела УрО РАН, г. Челябинск,

<sup>2</sup>Научно-исследовательский институт эффективности и безопасности горного  
производства (ООО «НИИОГР»), г. Челябинск,

<sup>3</sup>ОАО «Ковдорский ГОК», г. Ковдор.

*В рамках проведения экспресс-аудита обогатительной фабрики одного из предприятий Севера выполнен анализ производительности основного оборудования с учётом причин потерь календарного фонда времени при эксплуатации и ремонте техники. Также произведен расчет условных потерь при обогащении руды, связанных с организацией процессов и профессионализмом работников.*

**Ключевые слова:** эффективность, оборудование обогатительной фабрики, производительность, организация ремонта, потери времени.

\*Статья выполнена в рамках госзадания №075-00581-19-00. Тема № 0405-2019-0005. Тема 1. Методы учета переходных процессов технологического развития при освоении глубокозалегающих сложно-структурных месторождений полезных ископаемых.

**EFFICIENCY OF THE USE OF RESOURCES IN THE REPAIR  
SERVICE OF EQUIPMENT OF THE PROCESSING FACTORY  
(methodical approach)**

**Andreeva L.I., Ushakov Y.Y., Martynov V.Y.**

*As part of an express audit of the processing plant of one of the enterprises of the North, an analysis of the performance of the main equipment was carried out, taking into account the reasons for the loss of the calendar time fund during the operation and repair of equipment. Also, the calculation of conditional losses in ore beneficiation related to the organization of processes and professionalism of workers was made.*

**Keywords:** efficiency, equipment of the processing plant, productivity, organization of repair, loss of time.

Сложившаяся традиционно практика повышения эффективности производства с ориентацией на техническое перевооружение, увеличение единичной мощности оборудования, осуществляемая без должного изменения организации производства, системы планирования ремонтного обслуживания, приводит к неэффективному использованию рабочего времени персоналом, что в свою очередь влияет на выпуск конечного продукта [1,2]. В связи с тем, что на одном из горнодобывающих предприятий Севера ведётся целенаправленная работа по повышению эффективности работы оборудования обогатительной фабрики преимущественно за счёт поиска и реализации организационных резервов предприятия был проведён экспресс-аудит оборудования фабрики по схеме, представленной на рис. 1. Для выявления возможных внутрипроизводственных резервов произведен анализ календарного фонда времени производственной эксплуатации оборудова-

ния обогатительной фабрики и определены потери времени в составляющих учета календарного фонда времени (КФВ) при ремонтном обслуживании оборудования. С этой целью проведено анкетирование руководителей и специалистов о наличии потерь в плановых остановках оборудования за 2017 г. Плановые ремонты, по мнению руководителей и специалистов предприятия выполняются не в полном объеме в силу приоритетов основного производства, в результате часть (30 %) ремонтов по отказу механической и электрической частей выполняется во время, предназначенное для производства плановых ремонтов (ППР).

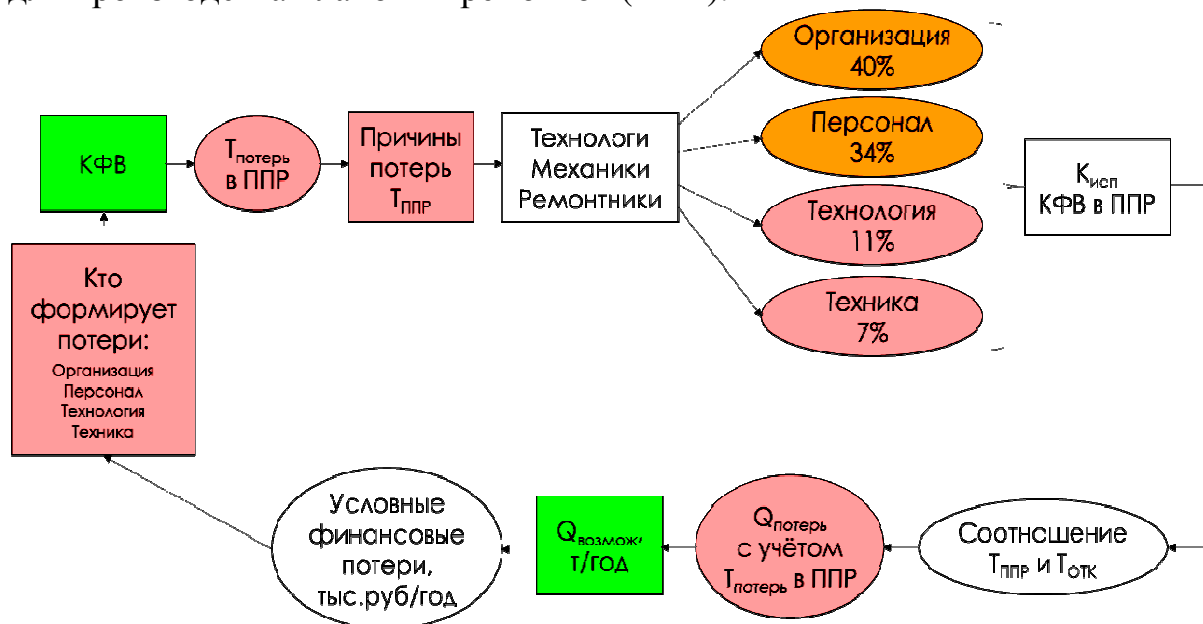


Рис. 1. Схема формирования потерь производительности оборудования обогатительной фабрики:

$T_{потерь}$  – потери времени, ч;  $Q_{возмож}$  – возможная производительность;  $Q_{потерь}$  – потери производительности;  $T_{ППР}$  – время планово-предупредительных ремонтов (ППР);  $T_{отк}$  – время простоев оборудования, связанное с отказом;  $K_{исп}$  – коэффициент использования календарного фонда времени

Анкетирование руководителей и специалистов (15 чел.) также позволило выявить основные причины, которые, по мнению работников, существенно влияют на потери времени при эксплуатации и ремонте оборудования обогатительной фабрики (табл. 1).

Несмотря на множество различных причин в ответах специалистов (ремонтники, технологи, механики), в целом, существенную долю причин, обуславливающих потери времени, составляют: организация – от 40 до 50 % и персонал – от 31 до 41 %.

С учётом экспертной оценки времени ремонта оборудования обогатительной фабрики, связанного с отказом техники, была определена доля потерь времени в таких составляющих учёта КФВ, как ППР (плановые остановки, без учёта капитального ремонта) и неплановые простои (по механической и электрической частям). Схема соотношения времени работы оборудования, плановых ремонтов и ремонтов по отказу представлена в таблице 2.

Таблица 1

Отнесение причин потерь времени к элементам производственной системы

Причины потерь времени (по представлениям персонала)	Элемент производственной системы
1. Отсутствие персональной ответственности линейного персонала ремонтных служб 2. Низкая квалификация ремонтного и технологического персонала 3. Невыполнение высшим и средним звеньям цеха в требуемой мере своего функционала в части планирования и организации работ 4. Неэффективное использование рабочего времени ремонтным и технологическим персоналом 5. Отсутствие наставничества 6. Культура производства	Персонал – <b>31-41%</b>
1. Несогласованность действий ремонтного и технологического персонала 2. Слабая организация работы линейного персонала на смене 3. Отсутствие действенного механизма мотивации труда 4. Недостаточная численность ремонтного персонала 5. Дефицит машинистов крана 6. Неэффективные приемы труда 7. Неэффективный механизм стимулирования труда ремонтного персонала 8. Неактуальные технологические регламенты на ремонт оборудования 9. Выполнение незапланированных работ при ремонте оборудования 10. Несвоевременная подготовка оборудования к ремонту	Организация – <b>40-50%</b>
1. Моральный и физический износ технологического оборудования	Техника – <b>3-8%</b>
1. Выполнение незапланированных работ при ремонте оборудования 2. Несовершенство технологии ремонта оборудования 3. Корректировка графиков ремонта в пользу плана производства	Технология – <b>6-21%</b>
1. Отсутствие рынка труда 2. Политика управляющей компании 3. Несовершенство справочника ЕТКС	Внешние факторы – <b>4-6%</b>

Результаты расчётов свидетельствуют о наличии производственных резервов в размере 7,5 % от КФВ (665 часов в среднем на одну секцию) по причине аварийных остановок оборудования и потерь в плановых ремонтах.

Потери в производительности оборудования обогатительной фабрики определялись как объемы руды (шихты), не переработанные в следствии простоев оборудования участка обогащения.

Расчёт потерь времени в плановых и неплановых простоях оборудования произведен в следующем порядке:

- Суммарные потери времени рассчитываются по формуле:

$$T_{\text{пот}} = T_{\text{пл}} + T_{\text{непл}}, \text{ ч}$$

где  $T_{\text{пл}}$  – потери времени в плановых простоях (30 % от плановых простоев или 2,5 % от КФВ), ч;  $T_{\text{непл}}$  – время неплановых простоев (5 % от КФВ), ч.

- Потери в производительности рассчитываются по формуле:

$$V_{\text{пот}} = T_{\text{пот}} \cdot Q_{\text{ч}}, \text{ ч},$$

где  $Q_{\text{ч}}$  – производительность секции участка обогащения (среднее значение), т/ч. За 12 месяцев 2017 г.  $Q_{\text{ч}} = 336,4$  т/ч.

3. Фактический объем переработанной руды определяется по формуле:

$$V_{\text{пер}} = T_{\text{раб}} \cdot Q_{\text{ч}}, \text{ ч},$$

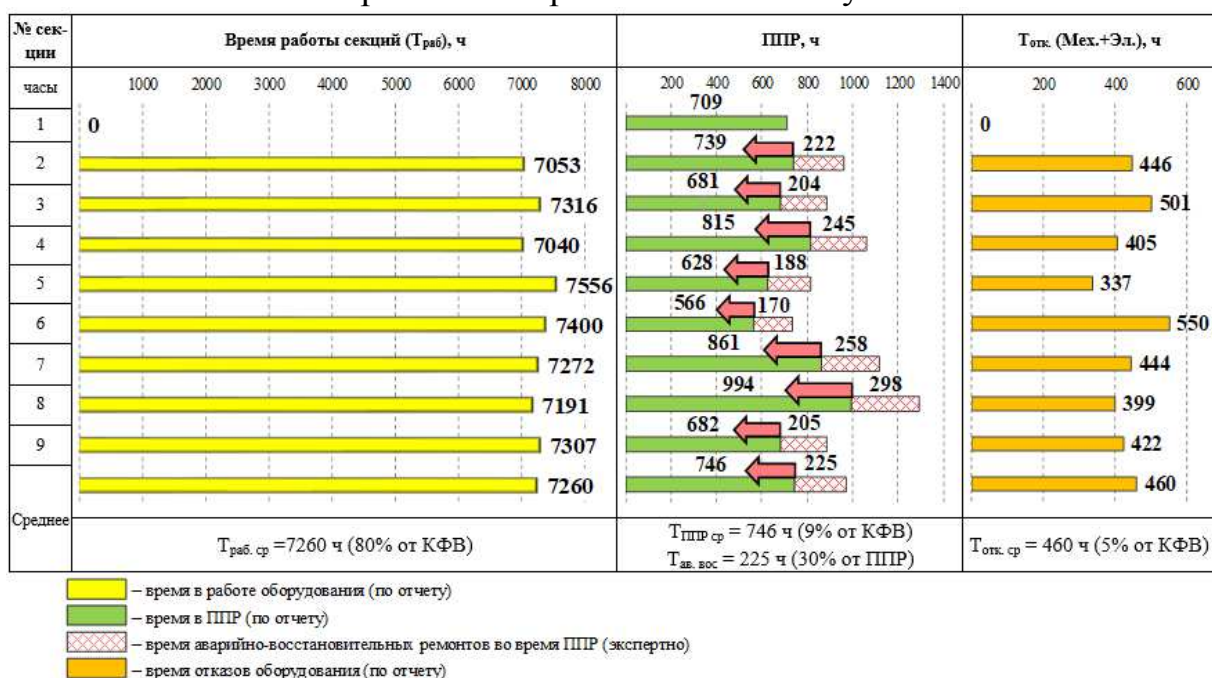
где  $T_{\text{раб}}$  – время основной работы оборудования секций участка обогащения, ч;

4. Возможные объемы переработки руды определяются по формуле:

$$V_{\text{воз}} = V_{\text{пер}} + V_{\text{пот}}, \text{ ч}.$$

Таблица 2

Схема соотношения времени работы оборудования, плановых ремонтов и ремонтов по отказу



В результате расчётов определено наличие значительных резервов (7 %...10 % от объемов переработанной руды за 2017 г.) повышения производительности оборудования секций обогатительной фабрики, в том числе мельниц (МШР, МСЦ) за счёт сокращения времени простоев оборудования в ремонтах по отказу, а также повышения эффективности использования времени в плановых ремонтах. Возможные объемы переработки руды за 2017 г. по участку обогащения составили 21 337 тыс. тонн при текущем уровне 19 554 тыс. тонн (рис. 2).

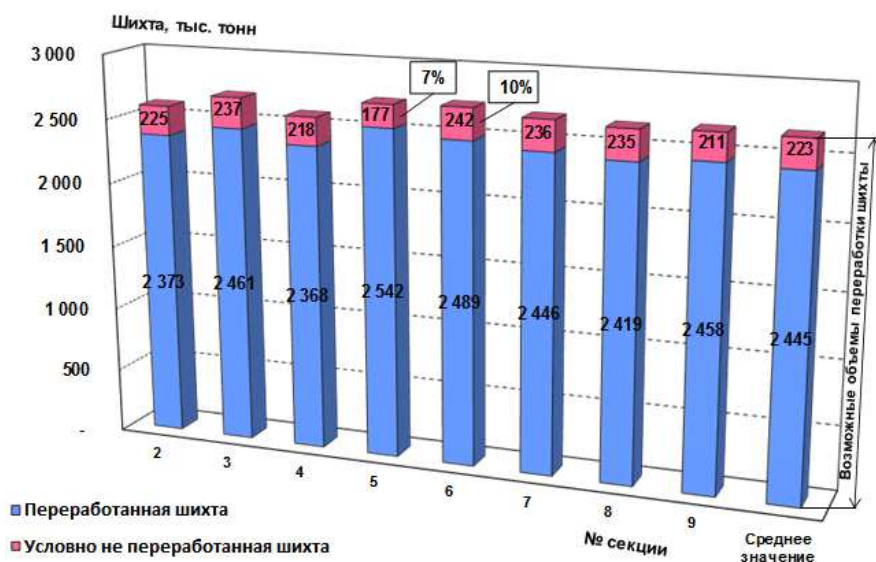


Рис. 2. Возможное и фактическое количество руды, переработанной на участке обогащения за 2017 г.

По отчётным данным за 2017 г. количество сухого железорудного концентрата (ЖРК) от общего объема перерабатываемой руды составило 30,7 %. В соответствии с этим потери ЖРК за 2017 год составили:

$$V_{\text{пот}} \text{ ЖРК} = V_{\text{пот}} \cdot 30,7 \% = 1\,780\,834 \cdot 30,7 \% = 546\,716 \text{ т.}$$

В среднем на одну секцию потери ЖРК составили:

$$V_{\text{пот}} \text{ ЖРК на 1 секцию} = \frac{V_{\text{пот}} \text{ ЖРК}}{8} = 68\,340 \text{ т.}$$

Таким образом, использование методического подхода к определению резервов повышения эффективности оборудования обогатительной фабрики позволило определить основные причины потерь времени, связанные с организацией процессов эксплуатации и ремонта оборудования, увидеть возможности повышения производительности оборудования за счёт изменения организации производства работ при ремонте оборудования. Следующим шагом является разработка первоочередных мер по устранению непроизводительных затрат времени, таких как разработка технологических регламентов на ремонт оборудования, создания положения о мотивации ремонтного и эксплуатационного персонала и положения о взаимодействии подразделений предприятия.

#### Список литературы

1. Андреева Л. И. Методология формирования технического сервиса горнотранспортного оборудования на угледобывающем предприятии: дис. докт. техн. наук / Л. И. Андреева. – Екатеринбург, 2004. – 297 с.
2. Эффективное развитие угледобывающего производственного объединения: практика и методы / А.Б. Килин, В.А. Азев, А.С. Костарев, И.А. Баев, Н.В. Галкина; под ред. В.Б. Артемьева. – М.: Издательство «Горная книга», 2019. – 280 с.



УДК 62-752

## **ВНЕДРЕНИЕ СИСТЕМЫ ВИБРОДИАГНОСТИКИ И ВИБРОЗАЩИТЫ ОБОРУДОВАНИЯ И КОНСТРУКЦИЙ В УСЛОВИЯХ ОБОГАТИТЕЛЬНОЙ ФАБРИКИ Г.ЖЕЗКАЗГАН**

**Жетесова Г.С., Байыршаева Ж.Б., Никонова Т.Ю.**

Карагандинский государственный технический университет, г. Караганда, Р.Казахстан

*В статье рассмотрены влияние технического состояния узлов на динамические характеристики оборудования, устранение возникновения опасных вибраций, которые приводят к быстрому изнашиванию узлов и снижению долговечности деталей. Предложено внедрить систему гасителя вибраций на Жезказганской обогатительной фабрике.*

**Ключевые слова:** конусные дробилки, грохоты, эксплуатационные запасы, конвейеры, инерционный элемент.

## **INTRODUCTION OF THE SYSTEM OF VIBRODIAGNOSTICS AND VIBRATION PROTECTION OF EQUIPMENT AND CONSTRUCTIONS IN THE CONDITIONS OF THE ZHEZKAZGAN ENRICHING FACTORY**

**Zhetesova G.S., Bairshaeva J.B., Nikonova T.Yu.**

*The article examines the impact of technical condition of the nodes on equipment dynamic characteristics, eliminating the occurrence of dangerous vibrations, which lead to rapid wear of the nodes and reduce the durability of parts. It has been proposed to introduce a vibration damper system at the Zhezkazgan enriching factory.*

**Keywords:** gyratory-cone crusher, cribble, proven reserves, conveyor, transit-time element.

Современное предприятие цветной металлургии представляет собой сложный комплекс технологического оборудования. Жезказганская обогатительная фабрика высокомеханизированное предприятие с большим числом параллельно действующих машин и механизмов. Все технологическое оборудование на ОФ – от машин крупного дробления до устройства выдачи конечной продукции – связана конвейерами и гидротранспортом в единую механизированную систему, механотехнологическую цепь. Каждое звено из этой цепи должно обеспечить длительную непрерывную работу, так как неполадки в оборудовании нарушают технологический процесс, приводят к снижению извлечения металла из руды и к увеличению его потерь.

Производительность ЖОФ составляет от 30-67 тыс.т/сутки и выше. Фабрика оборудована типовыми и стандартизированными машинами, - это дробилки, мельницы и другие машины. Добытая на рудниках руда доставляется на обогатительную фабрику для последующей её переработки и обогащения. Руда поступает в думпкарах грузоподъёмностью 95 т. Разгрузка происходит в бункеры дробилок крупного дробления ККД 1500/180. После дробления руда транспортируется питателями ПС 24\*150 на конвейере КПЕ- 2000, затем попадает в бункеры дробилок среднего дробления КСД – 2200Гр и посредством конвейеров дроблёный продукт попадает в склад руды.

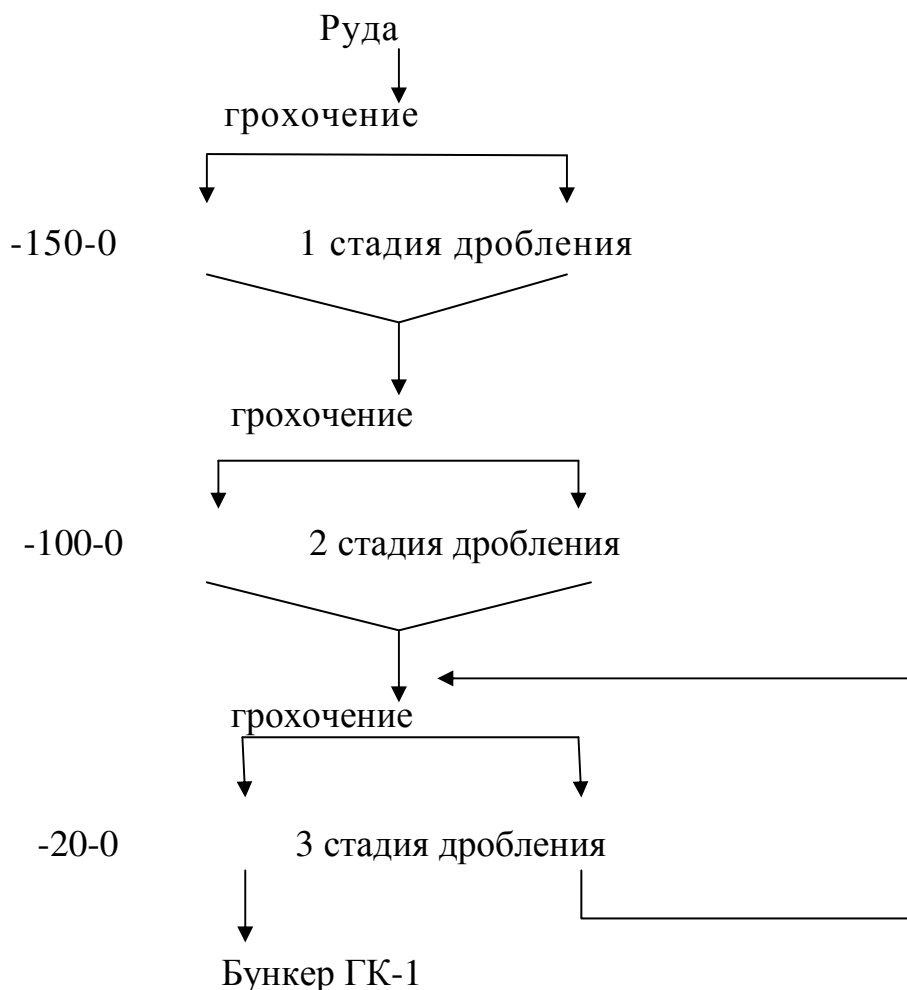


Рисунок 1 - Описание технологического процесса

На Жезказганской обогатительной фабрике дробилки работают в тяжелых условиях: подвергаются ударной нагрузке и интенсивному абразивному износу. В большинстве случаев руды поступают на обогатительную фабрику в виде кусков, представляющих сростки минералов. Без предварительного разрушения этих сростков невозможно отделить один минерал от другого и осуществить обогащение руды.

Основное внимание в этой статье уделено использованию только конусных дробилок, с использованием самых современных технологических решений, т.к. они в наибольшей степени способствуют достижению наивысшей производительности и минимальных эксплуатационных затрат.

Наличие дробилок на 01.01.18г.

Типы дробилок	ЖОФ №1	ЖОФ №2	ЖОФ №1,2
ККД	2	2	4
КСД	5	8	13
КМД	8	13	21

В процессе работы дробилка испытывает большие нагрузки, рабочие поверхности в зоне дробления и приёма руды подвергаются сильному ударно-абразивному воздействию. Как следствие показало, нередко случаи "внезапных" отказов технологического оборудования. Вместе с этим, на

обогажительных фабриках практически не уделяется внимание оценке текущего состояния технологического оборудования, что зачастую приводит к необоснованным ремонтам, ведущим к перерасходу запасных частей и простою всей фабрики в целом. Сложившаяся ситуация требует проведения исследований с целью разработки как теоретических основ оценки состояния технологического оборудования обогажительных фабрик на основе замеров вибросигнала, так и программной реализации полученных моделей программ, реализованного на компьютере, позволяющего оперативно определять текущее состояние оборудования, выявлять дефекты и выдать рекомендации по срокам ремонта вовремя.

Простая разборка и сборка оборудования, даже без замены деталей, может уменьшить ресурс его работы, так как неизвестно, будут ли при ремонте установлены комплектующие лучшего качества, и неизбежна после-ремонтная приработка узлов агрегата, после которой возможно ухудшение его рабочих характеристики. Однако нерационально откладывать необходимый ремонт, так как все дефекты имеют тенденцию к дальнейшему саморазвитию. Наиболее оптимально своевременно устранить первопричины аварии.

Возникновение вибраций при технологическом процессе обогащения руды характеризуется возмущающим и силами и свойствам и упругой системы. Соотношение между этим и параметрами определяет возможность возникновения опасных вибраций и их интенсивность. Появление возмущений в упругой системе сопровождается изменением закона движения рабочего органа, что вызывает запаздывание в изменении силы. Наличие запаздывающих сил, раскачивающих замкнутую технологическую систему, или систему с обратной связью, вызывает возникновение автоколебаний в процессе работы горной машины, что сопровождается повышением интенсивности изнашивания узлов и снижением ее долговечности.

Наличие вибраций обуславливает ухудшение рабочих характеристик горной машины, что, в свою очередь, приводит к снижению производительности и ограничению технологических возможностей. Для решения этой проблемы Иркутскими учеными был предложен новый подход к решению задачи обеспечения максимально возможного межремонтного срока эксплуатации оборудования обогажительных фабрик за счет применения современных технологий обнаружения и подавления источников отказов.

Для минимизации времени обработки собранных виброданных, был разработан комплекс программ Vibration Analyzer (VibrAn), ориентированный на оборудование обогажительных фабрик. Эта программа позволяет устанавливать базу данных и работать с ней по каждому узлу фабрики, то есть по отдельным цехам и агрегатам. Еще важные функции создание маршрута обходов агрегатов для измерений вибрации, история поломок – эта функция служит для систематизации и архивирования документации и отчетов о состоянии и проводимых ремонтах агрегата в процессе эксплуатации. Она обеспечивает хранение информации о дефекте агрегата: теку-

щее состояние, описание дефекта, затраты на устранение дефекта. Преимущество этой функции дает возможность быстро найти данные об объекте. Самая главная функция это автоматизированная диагностика, которая обеспечивает сканирование собранных в базе данных распознавание состояния оборудования, извлечение оборудования с тревожным признаком состояния, анализ и предполагаемых развивающихся или развитых дефектов. И этими же учеными была разработана конструкция динамического гасителя колебаний, обеспечивающая возможность оперативной подстройки рабочих характеристик гасителя.

Динамические гасители колебаний являются наиболее приемлемым вариантом снижения уровня вибраций, поскольку: не требуют значительных вложений; компактны по размерам. Таким образом, регулярное проведение измерений вибрации оборудования позволяет выявлять неисправности на ранней стадии возникновения, отслеживать динамику их развития, определять рациональные сроки проведения ремонтов. Внедрение системы диагностики дает реальный экономический эффект: достигается уменьшение числа ремонтов и обслуживаний до десяти раз при снижении общей стоимости проводимых ремонтов в два-четыре раза. Исходя из выше сказанного, своей статье хотелось бы внедрить эту систему на Жезказганской обогатительной фабрике, оно имеет очень важное народно-хозяйственное значение, обеспечивает увеличение эффективности использования технологических агрегатов

#### **Список литературы**

1. Костюков В.Н. Мониторинг безопасности производства. 2002. 224 с.
2. Джунусов И.Ш. Технологическое оборудование обогатительных фабрик, 2014. – 69-102с.
3. Лагунова Ю.А. Проектирование обогатительных машин: учебник. Екатеринбург: Издательство УГГУ. – 2009.
4. Палев П.П. Виброактивность и виброзащита машин и механизмов, 2003.
5. Гольдин А.С. Вибрация роторных машин.2000. 344с.
6. Бакиров Ж.Б. Динамика машин. Часть II. Караганда: КарГТУ, 2008. – 123 с.
7. Жетесова Г.С., Жетесов С.С. и др. Основы инженерных расчетов и пути развития технологических машин для горного производства: Учеб. пособие–Караганда: Изд-во КарГТУ, 2007. - 93с.

УДК 658.336

## ОЦЕНКА ДЕЛОВОГО ПОТЕНЦИАЛА РЕМОНТНОГО ПЕРСОНАЛА ГДП\*

Андреева Л.И.<sup>1</sup>, гл. науч. сотр., д.т.н, Васильева Я.В.<sup>2</sup>, экономист,  
Мартынов В.Ю.<sup>3</sup>, нач. отдела, канд. техн. наук

<sup>1</sup>Челябинский филиал Института горного дела УрО РАН.

<sup>2</sup> Научно-исследовательский институт эффективности и безопасности горного производства («НИИОГР»), г. Челябинск; <sup>3</sup>АО «Ковдорский ГОК», г. Ковдор

*Представлен пример проведения оценки делового потенциала ремонтного персонала для повышения уровня компетенции работников. Рекомендуется к применению для руководящего состава предприятия при принятии управленческих решений.*

**Ключевые слова:** деловой потенциал, эффективность технического обслуживания и ремонта, полномочия, метод, развивающая аттестация.

## EVALUATION OF THE BUSINESS POTENTIAL OF THE REPAIR STAFF OF MINING ENTERPRISES

Andreeva L.I., Vasilieva Ya.V., Martynov V.Yu.

*An example of an assessment of the business potential of maintenance personnel to increase the level of competence of workers is presented. Recommended for use for the management of the enterprise when making management decisions.*

**Keywords:** business opportunities, efficiency of maintenance and repair, authorities, method, developing attestation.

С целью контроля уровня профессионализма и выявления компетенции персонала на ГДП периодически проводится оценка делового потенциала. Под этой работой понимается цикличное проведение индивидуального тестирования экспертной группой для определения уровня квалификации работников. Цель оценки профессионализма состоит не только в том, чтобы получать актуальную картину состояния качественного состава персонала, но и предвидеть возможные пути управленческой деятельности.[1,2]

За последние годы постепенно проявляется интерес к развитию и грамотному подбору ремонтного персонала. Но подавляющее большинство представителей руководящего персонала не отступает от позиции – абсолютная модернизация ремонтного парка и необоснованное увеличение заработной платы ремонтного персонала является панацеей при частых аварийных или неплановых ремонтах. Почему важно включить оценку делового потенциала (ОДП) в жизнь предприятия?

Большинство предприятий России существующих сегодня были построены на принципе передачи опыта и знаний между персоналом, имеющиеся технологические карты соответствовали реальности и желание обучаться по ним исходило от самих работников. На сегодняшний день 9

---

\*Статья выполнена в рамках госзадания №075-00581-19-00. Тема № 0405-2019-0005. Тема 1. Методы учета переходных процессов технологического развития при освоении глубокозалегающих сложно-структурных месторождений полезных ископаемых.

из 10 работников говорят о необходимости обновления технологических регламентов на оборудование, что свидетельствует о явном устаревании имеющейся документации. В результате смены регламентирующих документов на ремонт оборудования, есть необходимость проверки усвоения материала персоналом [3,4]. Фрагмент результатов оценки знаний представлен на рисунке 1.

На примере (рис.1) можно увидеть уровень знаний не только по техническим вопросам, но и по вопросам профессионализма (функционал, техника безопасности) работника. Рассмотрение нескольких направлений при оценке знаний позволяет увидеть более полную картину.

Цикличное проведение оценки знаний ремонтного персонала в период с 2014-2017 было отмечено работниками предприятия как возможность расширить кругозор в технической сфере. Было замечено не только улучшение знаний, но и несоответствие некоторых работников занимаемой должности, что послужило основой разработки проекта работы по оценке делового потенциала работников. Проведение оценки делового потенциала разделено на этапы: самооценка персонала; оценка деловых качеств руководителей участков(цеха) работниками участков; индивидуальное собеседование.

Самооценка деловых качеств руководителей и специалистов (рис.2) и оценка деловых качеств начальников работниками позволяет увидеть и проанализировать настроение, взаимоотношение и размещение работника в коллективе, что играет немаловажную роль в создании рабочей атмосферы. Для анализа самооценки персонала применяется методика, позволяющая оценить важные характеристики различных категорий персонала с позиции выполнения им своего функционала. Самооценка проводится по критериям: самостоятельность принятия решений, стрессоустойчивость, адаптивность, желание развиваться, умение находить компромисс и взаимодействие и по 3-х балльной шкале: 1 балл – низкая, 2 балла - средняя, 3 балла – высокая.

Показатели самооценки персонала свидетельствует о сложившейся в цехе напряженной обстановке, что, возможно, связано с не налаженными взаимоотношениями внутри цеха, с неэффективной организацией рабочих процессов, низкой квалификацией части работников (слесарей, мастеров). Следствием этого является отсутствие инициативы принятия решений на уровне линейных руководителей и избегание ответственности, что в итоге существенно снижает эффективность результатов деятельности всего цеха.

С целью определения пробелов в знаниях работников по ключевым вопросам, составляющим компетенцию руководителей и специалистов ремонтного подразделения ГДП было организовано собеседование экспертов комиссии с каждым работником индивидуально (табл.1).

Индивидуальная работа с персоналом ремонтного цеха и выявила нечеткое понимание вопросов, связанных с организацией процесса ремонта (стратегия ремонта, ее виды, на основе чего планируется ремонт); с эконо-

микой (что такое экономика относительно обеспечения работоспособности оборудования); с пониманием вопросов, связанных с формированием опасных производственных ситуаций в ремонтной зоне; с функционалом (кто такой руководитель и кто специалист). Такая ситуация, возможно, связана с отсутствием острой необходимости у руководителей предприятия целенаправленно повышать уровень образованности работников цехов.

Знание вопросов, связанных с экономикой труда, эффективной организацией процесса и рабочего места, знание признаков формирования опасных производственных ситуаций (ОПС) и своего функционала повысит культуру производства, позволит достичь более высоких показателей, повысит ценность каждого работника, его востребованность и, соответственно, повлияет на оплату результатов его труда.

Таким образом, проведение оценки делового потенциала на одном из горно-добывающих предприятиях севера позволило обосновать целесообразность кадровых перестановок и необходимость пополнения качественного и количественного состава ремонтных участков. Проведение комплексной работы по оценке делового потенциала (профессионализма) циклично позволяет отслеживать не только явные позитивные тенденции повышения уровня знаний ремонтного персонала, но существенные отставания, влияющие на ремонт техники и предприятие в целом.

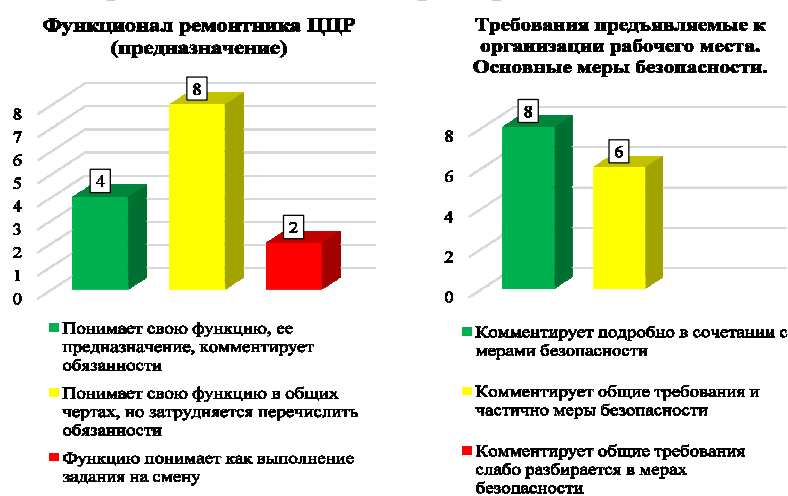


Рис. 1 – Результаты оценки знаний ремонтного персонала (слесари 14 человек).



Рис. 2 – Сводная самооценка руководителей и специалистов ремонтного цеха.

Таблица 1

Результаты индивидуальной аттестации (фрагмент)

Мастер по ремонту оборудования – Петров И.И.

Вопросы	Оценки			
	Эксперт 1	Эксперт 2	Эксперт 3	Эксперт 4
Что Вы понимаете под термином «подготовка» к ремонту?	4	4	4	4
Что относится к организационной, материальной и технической подготовке ремонтов?	3	4	3	4
Сколько по времени занимает планирование, подготовка и проведение ремонта? Отклонения.	4	3	4	3
Ведется ли оперативно(время)-количественный учет наличия и использования вторичных узлов и деталей?	3	2	3	2
Что такое агрегатно-узловой метод ремонт? Его преимущества?	4	3	4	4
Что такое обезличенный и необезличенный ремонт?	4	4	4	5
Какие виды контроля Вы применяете?	5	3	4	4
Для чего необходимо контролировать процесс ремонта?	3	3	3	3
На основании каких факторов планируются ремонтные воздействия?	3	4	4	4
Какая используется стратегия ремонта? Виды стратегий? (КФВ, норматив)	3	3	3	3
Согласуются ли график ремонта техники с основным производством? Отклонения от графика.	4	3	3	3
Как Вы оцениваете эффективность взаимодействия между участками, службами?	4	4	4	5
Какова динамика взаимодействия участков, служб (лучше-хуже)?	4	4	3	5
На чем основано взаимодействие между подразделениями цеха? (Положения, инструкции)	4	3	4	4
Кто такой «руководитель»? Его отличие от «специалиста»?	3	3	3	3
Ставите ли Вы задачи перед подчиненными? (Их масштабы?)	3	3	4	3
Как Вы оцениваете качество своего руководства? (успехи-неудачи)	4	4	5	4
Вы планируете свою деятельность как руководитель?	4	3	4	4
Что такое «экономика» относительно обеспечения работоспособности ГТО?	2	2	1	3
Как Вы связываете результат труда с оплатой? (свой-персонала)	3	3	3	3
Какие различия между ценой и ценностью труда?	5	5	5	5
Какие опасные факторы могут проявиться при ремонте техники?	4	3	4	4
Как формируются опасные производственные ситуации (ОПС) и реализуются в негативное событие?	4	3	3	4
Что необходимо сделать для предотвращения ОПС?	4	4	4	4

Список литературы

1. Вортман М., Лившиц А. Методы оценки персонала и подбор кадров //Кадры. – 1995. – № 12. – С.11.
2. Моргунов Е., Сергаев С. Метод субъективного оценивания квалификационных требований. //Управление персоналом. – 2000. №8. – С.44-49.
3. Лабунский Л.В. Развитие компетенций персонала горнодобывающего предприятия. – Екатеринбург: УрО РАН, 2003. – 221с.



УДК 621.43.068

## **СИСТЕМАТИЗАЦИЯ ПРИЧИН ОТКАЗОВ КАРЬЕРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ И ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ РЕСУРСОопРЕДЕЛЯЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ ИХ ТРАНСМИССИЙ ОРГАНИЗАЦИЕЙ СИСТЕМЫ СМАЗКИ**

**Князькина В.И.<sup>1</sup>, Иванов С.Л.<sup>1</sup>**

<sup>1</sup>Санкт-Петербургский Горный университет, г. Санкт-Петербург

*Произведен анализ отказов, влияющих на эффективность работы карьерных экскаваторов. Установлено, что почти половина всех отказов карьерных экскаваторов приходится на механические системы. В результате произведенного анализа было установлено, что наиболее слабым местом в экскаваторах типа ЭКГ является трансмиссия. Даны рекомендации по повышению ресурса экскаваторов путем своевременного и нужного режима смазки ресурсоопределяющих сопряжений их трансмиссий.*

**Ключевые слова:** экскаватор, отказ, внеплановые простои, износ, трансмиссия, ресурсоопределяющие сопряжения, рабочая жидкость, смазка.

## **SYSTEMATIZATION OF CAUSES OF CARRIER EXCAVATOR FAILURES AND INCREASING THE LONGNESS OF RESOURCE- DETERMINING ELEMENTS OF THEIR TRANSMISSIONS BY THE ORGANIZATION SYSTEM**

**Knyazkina V.I.<sup>1</sup>, Ivanov S.L.<sup>1</sup>**

*The analysis of failures affecting the performance of mining excavators. It has been established that almost half of all failures of mining excavators fall on the mechanical systems of the latter. As a result of the analysis made, it was found that the weakest point in EKG-type excavators is transmission. Recommendations are given to increase the resource of excavators through the timely and necessary lubrication mode of the resource-determining interfaces of their transmissions.*

**Keywords:** excavator, failure, unplanned downtime, wear, transmission, resource determination interfaces, working fluid, lubricant.

На сегодняшний день уровень развития горнодобывающей техники предъявляет высокие требования к надежности и эффективности горных машин и оборудования. Повысить ее надежность возможно выявлением и предотвращением причин отказов горной техники, работающей в сложных горно-геологических условиях открытых разрезов, неблагоприятных воздействиях погоды, на фоне высоких динамических и статических нагрузок на рабочее оборудование и другие элементы этих горных машин и своевременным и качественным проведением технического обслуживания и ремонтов.

Время устранения последствий внеплановых остановов в зависимости от тяжести последствий отказов в сложившейся ситуации определяется сложностью работ по восстановлению работоспособного состояния, ремонтной технологичностью отказавшего узла или элемента, уровнем снабжения ЗИП и механизацией ремонтных работ и регламентных работ. При этом при систематизации отказов их разделяют на три группы: отказы, связанные с механической системой экскаватора, его электрической системой и работами по наладке приводов.

Так, при анализе работы, например, роторных экскаваторов АО «Кузбассразрезуголь» выявлено, что до 14 % приходится на плановые технические обслуживания и ремонты, при этом коэффициент использования календарного фонда времени не превышает 0,65 при плане 0,69. В тоже время, простои экскаваторов во внеплановых ремонтах обусловленных отказами механической части составляют более 50 % от числа всех аварийных отказов [3].

На рис. 1 представлена диаграмма простоев по отказам механической части экскаватора.

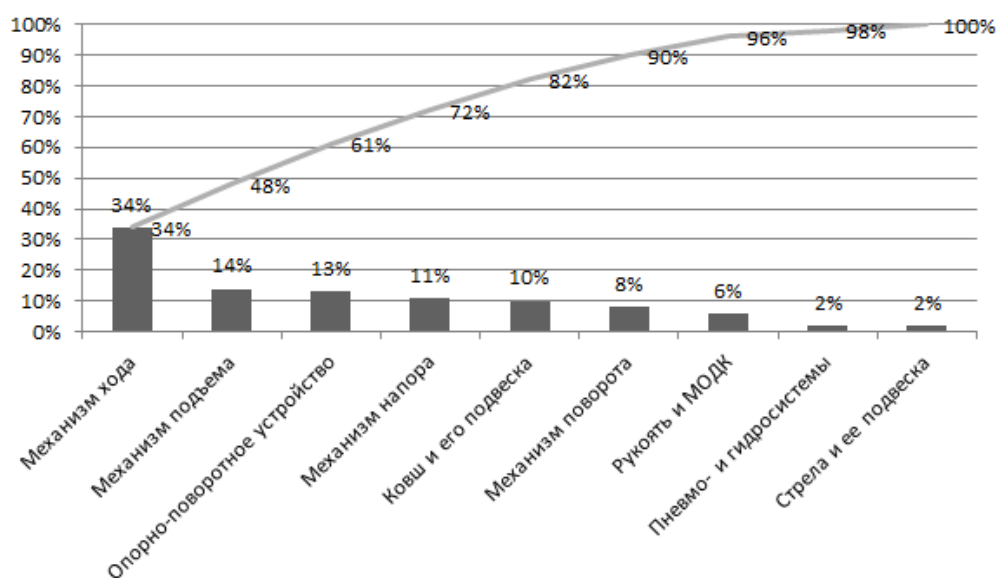


Рис. 1. Времени простоев экскаваторов по причине отказов элементов механической системы

Из диаграммы видно, что треть отказов связана с отказами механизма хода экскаватора, что является специфической особенностью ЭКГ. Подобные отказы следует отнести к разряду конструктивных. Примерно одинаковый уровень надежности имеют механизм подъема, опорно-поворотное устройство, механизм напора. Отказы этих элементов системы обусловлены с возникновением сверх нормативных нагрузок при работе экскаватора, связанные с тяжелыми горно-геологическими условиями, подготовкой забоя и работой машиниста экскаватора, не достаточностью смазки подвижных сопряжений механизмов. Как следствие присутствует интенсивный износ деталей приводов, излом зубьев зубчатых передач [4].

Процесс изнашивания, является ведущим деградационным процессом приводов экскаваторов. Примерно до 79 % всех отказов горной техники связано с износом электромеханического оборудования. Возникающий в процессе эксплуатации износ контактирующих между собой элементов сопровождается повышенным уровнем вибрации, что еще более активизирует этот деградационный процесс, сопровождающийся: ростом дисбаланса ротора; расцентровкой валов агрегатов и механизмов; ослаблением посадок, изменением формы и размеров подвижных соединений, и в частности

зубчатых передач, недопустимыми перекосами опор; повышенный износ других ресурсопределяющих трибосопряжений как трансмиссий, так и кинематических пар конструкции горных машин в целом. трансмиссий. В настоящее время развиваются новые, приемы повышения ресурса, надежности, работоспособности изношенных машин и оборудования [1, 4].

С целью обеспечения высокого уровня надежности и ремонтпригодности экскаваторов мехлопат был проведен сбор статистических данных по узлам и агрегатам, вышедшим из строя в период с 2016 г. по 2018 г. и установлено, что наиболее слабым местом является трансмиссия рис. 2.

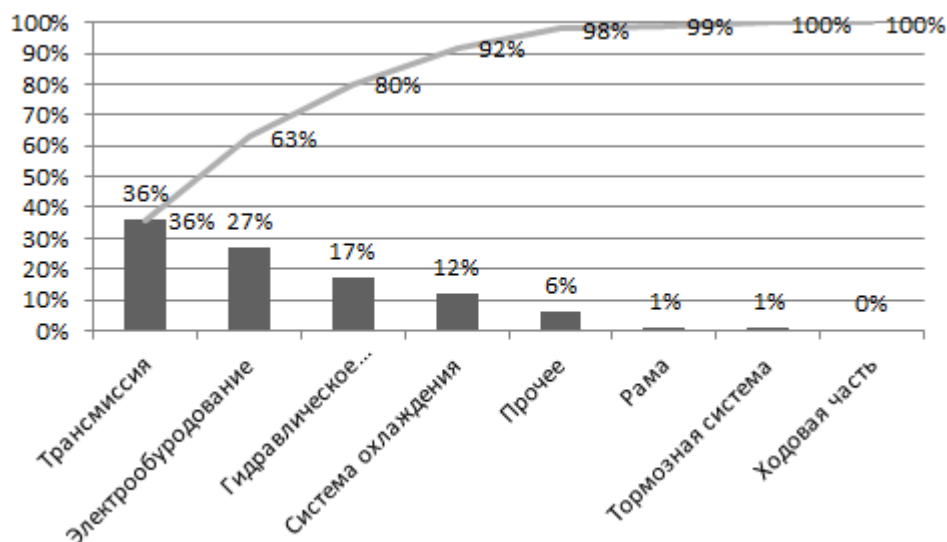


Рис. 2. Внеплановые простои экскаваторов типа ЭКГ-18

Для обеспечения нормальной работы трансмиссий экскаваторов, в тяжелых условиях их эксплуатации смазка должна гарантировать разделение ресурсопределяющих элементов сопряжений, предотвращать задиры и заедание, снижать интенсивность износа. Выбор соответствующего типа смазки для карьерного экскаватора и отдельных его механизмов имеет решающее значение для рабочего состояния машины [5].

Своевременная замена трансмиссионного масла и технических жидкостей в приводе карьерного экскаватора является главным элементом в обслуживании любых горных машин. Однако недостаточно подводить наперед заданное количество смазки к паре трения. Требуется осуществлять контроль за состоянием ресурсопределяющих элементов, изменяя периоды и количество подаваемой смазки в зону трения, осуществлять мониторинг или периодическую диагностику узлов трения и элементов трансмиссий [5]. Кроме того, требуется обеспечение постоянного контроля загрязненности рабочей жидкости. Наличие такого контроля позволит персоналу своевременно осуществлять операции по техническому обслуживанию и восстановлению работоспособности систем очистки отработанных рабочих жидкостей и масел, выработавших свой ресурс.

**Вывод.** Произведен анализ отказов, влияющих на эффективность работы карьерных экскаваторов. Из всех внеплановых простоев установлено, что значительную часть отказов экскаваторного оборудования составляют простои из-за поломок механической системы экскаваторов. При этом почти две трети всех отказов горной техники связано с износом электро-механического и электрического оборудования. А максимальный риск отказов приходится на трансмиссии. Техническое обслуживание по состоянию позволяет эффективно поддерживать ресурсопределяющие элементы трансмиссий в максимально комфортных условиях эксплуатации, что способствует продлению их срока службы.

### Список литературы

1 Князькина В.И. Выявление закономерностей изменения акустико-эмиссионного сигнала в парах трения горных и нефтепромысловых машин / В.И. Князькина, С.Л. Иванов, М.М. Тяктев // Master's journal. Журнал магистров № 1. Пермь: ПНИПУ, 2018. – С. 32-36

2 Кудреватых, А. В. Анализ причин аварийных простоев и поиск путей решения задачи по повышению надежности работы экскаваторного парка в ОАО «Угольная компания «Кузбассразрезуголь»» / А. В. Кудреватых, А. Г. Жаворонков. – Образование, наука, инновации: Материалы I региональной научно-практической конференции, 28 апреля 2010 г. – г. Междуреченск. – С. 75-80.

3 Милосердов, Е.Е. Блочно-модульная модель автоматизированной системы контроля и управления роторным экскаватором большой единичной мощности ЭРШРД-5250 / Е.Е. Милосердов, А.В. Минеев // Журнал Горный информационно-аналитический бюллетень. Вып. 10. – Москва, 2013. С. 241-247

4 Хажиев В.А. Оценка влияния эксплуатационных факторов на эффективность использования экскаваторов-мехлопат на угольных разрезах // Горное оборудование и электромеханика: научно-аналитический и производственный журнал, 2009. – №6. – С. 21-26.

5 Экспериментальная оценка состояния трансмиссии на стенде с замкнутым потоком мощности. / С.Л. Иванов [и др.]. // Горное оборудование и электромеханика. – 2009. - №9. – С. 31-34.

УДК 621.875.1

## ОСТАТОЧНЫЙ РЕСУРС НЕСУЩЕЙ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИИ МАШИН

Миронов В.И.<sup>1,2</sup>, доц.<sup>1</sup>, с.н.с.,<sup>2</sup> Огорелков Д.А.<sup>1,2</sup>, студ.<sup>1</sup>, инженер<sup>2</sup>,  
Яковлев В.В.<sup>1</sup>, аспирант, Митюкляева Д.П.<sup>1</sup>, студент

<sup>1</sup>Уральский федеральный университет им. Первого президента РФ Б.Н.Ельцина,  
<sup>2</sup>Институт машиноведения УрО РАН, г. Екатеринбург

*В оценке ресурсных характеристик металлических конструкций транспортных и горных машин используются десятки независимых методик, основанных на косвенных показателях циклического состояния материала или изделия в целом. Большинство методик недостаточно физически обоснованы или требуют большого объема статистически надежной исходной информации. В докладе приводятся результаты ситуационного анализа проблемы расчета остаточного ресурса несущих металлоконструкций. Предлагается подход к оценке остаточного ресурса металлоконструкции с позиций физической надежности на основе исследования циклической деградации свойств материала. Расчет металлоконструкции грейферного крана при квазислучайном нагружении по предлагаемой методике дает консервативный прогноз долговечности по сравнению с гипотезой линейного суммирования повреждений.*

**Ключевые слова:** остаточный ресурс, долговечность, усталость, деградация материала.

## RESIDUAL RESOURCE OF CARRYING METAL STRUCTURES OF MACHINES

Mironov V.I., Ogorelkov D.A., Yakovlev V.V., Mitiklyayeva D.P.

*In assessing the resource characteristics of the metal structures of transport and mining machines, dozens of independent techniques are used, based on indirect indicators of the cyclic state of the material or product as a whole. Most of the techniques are not physically sound or require a large amount of statistically reliable source information. The report presents the results of a situational analysis of the problem of calculating the residual life of the supporting steel structures. An approach to estimating the residual life of a metal structure from the standpoint of physical reliability is proposed based on the study of cyclic degradation of material properties. The calculation of the metal structure of the grab crane under quasi-random loading according to the proposed method gives a conservative prediction of durability compared with the hypothesis of linear summation of damage.*

**Keywords:** residual resource, durability, fatigue, material degradation.

Расчет ресурса машины или механизма является одним из основных проверочных расчетов при проектировании, поскольку ресурс является важной технико-экономической характеристикой. Машина, отработавшая расчетный ресурс, должна подлежать замене, но в виду экономической выгоды целесообразно продолжение ее использования, особенно для производств с большим фондом старой техники. Тогда возникает вопрос оценки остаточного ресурса до наступления критического состояния, чтобы можно было остановить эксплуатацию до его наступления.

Известные способы оценки остаточного ресурса подъемно-транспортных машин, как правило, не имеют надежного физического обоснования и строятся по косвенным признакам усталостного процесса. Например, по прогибу [4], наработке и определению «характеристического числа» [1,2], намагничиванию [3] или оценке физического состояния ме-

таллоконструкции, прогнозированию появления трещины в основном металле и ее развития до критического значения [1,5].

Оценка по косвенным признакам связана с тем, что нет единой теории деградации материала, кроме общепринятой классической теории усталости, базирующейся на усталостной кривой Велера, диаграмме предельных циклов и гипотезе Пальмгрена-Майнера (правило линейного суммирования повреждений). Сказываются исключительная сложность исследования высоко локализованного усталостного процесса, влияние большого числа факторов на условие зарождения усталостной трещины, условий эксплуатации, человеческого фактора.

С точки зрения физической надежности машин расчетные методики необходимо строить на основе исследования деградационных процессов в материале конструкций. Многие процессы, протекающие во всем объеме материала, приводят к изменениям диаграммы статического деформирования, что отражается в реологических уравнениях. Так строились теории ползучести, длительной прочности, водородной хрупкости, основанные на изменении диаграммы деформирования под влиянием внешних факторов, потому что изменения происходили во всем объеме образца. Однако усталостные повреждения накапливаются в поверхностном слое детали глубиной до 200 мкм и локализуются в областях размером 50÷100 мкм, что требует специальных методов испытаний. Данное положение подтверждают эксперименты с обточкой образца [6], когда после отработки  $n$ -го числа циклов, образец обтачивался и испытывался снова, данные эксперименты показывали, что долговечность становится выше в разы.

Как следствие, возникает вопрос испытаний тонкостенных образцов. В качестве первого приближения испытывались малые образцы при проведении экспериментов для построения полных диаграмм деформирования (ПДД). В то же время при проведении эксперимента было зафиксировано, что циклическая тренировка приводит к снижению пластичности, определяемой длиной ПДД [6]. Что позволяет трактовать усталостный процесс как переход изначально пластичного материала в хрупкое состояние.

Также при циклических испытаниях образцов у некоторых материалов (например, у литых сталей) наблюдалось последовательное снижение предела прочности. Из условия лучшей аппроксимации опытных данных была выбрана показательная функция [6]:

$$S_B(\sigma_M; n) = S_{B0} - k_\sigma n^m, \quad (1)$$

где выражение  $k_\sigma n^m$  отвечает форме повреждающей функции Кортена-Долана, имеющей некоторое экспериментальное подтверждение. Тогда  $k_\sigma$  определяется из условия разрушения  $S_B(\sigma_M; N_M) = \sigma_M$ , имеющего смысл критерия усталостного разрушения при стационарном нагружении, и функция (1) принимает вид:

$$S_B(\sigma_M; n) = S_{B0} - \frac{S_{B0} - \sigma_M}{N_M^m} n^m,$$

где  $N_M$  – долговечность по диаграмме Веллера,  $m$  – экспериментальная константа материала. Как видно, данная функция нелинейная, что исключает перегруппировку циклов напряжений, допускаемую линейной гипотезой. Циклически эквивалентные состояния материала при разной истории нагружения определяются равенством текущих значений пределов прочности. Смена уровня циклических нагрузок приводит к переходу с одной кинетической кривой из семейства (1), параметризованного уровнем напряжений, на другую.

Для предотвращения или минимизации последствий аварий на опасных производственных объектах с учетом возможной потери жизни и здоровья людей подъемные сооружения должны оснащаться регистраторами параметров грузоподъемных кранов, которые отмечают количество циклов и нагрузки на грузозахватных органах [7].

Методики [1,2] при расчете характеристического числа и сравнении его с паспортной характеристикой основываются на гипотезе линейного суммирования и не учитывают историю нагружения. Т.е. не имеет значение, какие напряжения были у каждого отдельного цикла, а берется их средняя величина по классу нагружения. На рис. 1 представлен результат расчета остаточного ресурса по методике, описанной в [8], металлоконструкции мостового крана с грейфером, оборудованного регистратором, с учетом очередности нагрузок и их величины.

Результаты расчета долговечности по разработанному алгоритму представлены на рис. 1. Как видим, введение физического критерия усталостного разрушения приводит к тому, что долговечность при любом значении  $m$  меньше, чем по линейной гипотезе. И только при  $m$ , стремящимся к бесконечности, когда свойства материала не меняется вплоть до разрушения, мы имеем одинаковый результат.

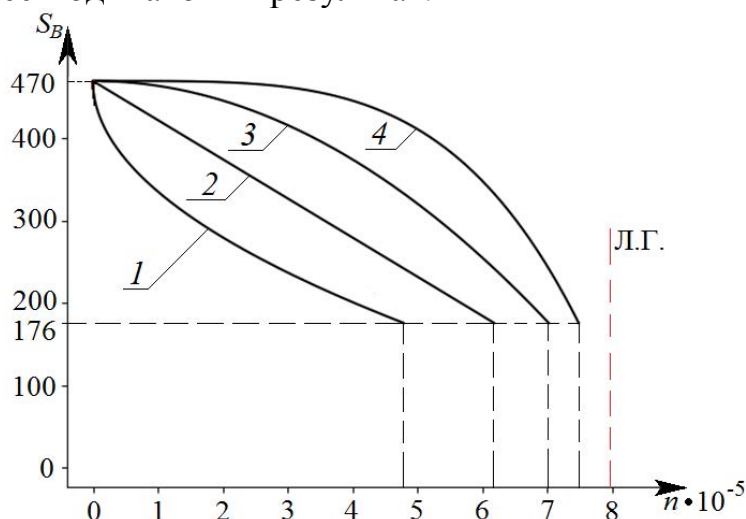


Рис. 1. Долговечность металлоконструкции в циклах  $S_B(\sigma_M; n)$ :  
кривые 1÷4 построены при  $m \in [0,5; 1; 2; 4]$ , соответственно

Расчетные значения напряжений в пролетной балке моста от действия изгибающего момента:  $\sigma_{\max} = 176$  МПа;  $\sigma_{\min} = 74$  МПа. Неравномерность

загрузки грейфера крана при каждом зачерпывании оценивается интервалом значений  $60 \div 100\%$ . Механические характеристики стали Ст20 ГОСТ 380-2005: предел прочности 470 МПа, предел текучести 255 МПа, предел выносливости для симметричного цикла  $\sigma_{-1K}=36$  МПа, базовое число циклов  $NB=2 \cdot 10^6$ , показатель кривой  $m$  уравнения (2)  $m \in [0,5; 1; 2; 4]$ , полученный экспериментальным путем.

### Выводы:

1. Введение регистраторов параметров не даст более точного результата при расчете остаточного ресурса, если их использовать в методиках, базирующихся на линейной гипотезе.

2. Использование механического эксперимента по циклической деградации материала в сочетании с критерием усталостного разрушения дает консервативную оценку долговечности изделия по сравнению с линейной гипотезой.

3. Расчетные кривые на рис.1 дают основание для оценки остаточной прочности материала конструкции, что позволяет выработать рекомендации по снижению загрузки крана, отработавшего нормативный срок.

### Список литературы

1. РД-24-112-4Р. Руководящий документ по оценке остаточного ресурса порталных кранов. – М.; СПб: ОАО «РосЭЖ», 2004. – 66 с.

2. РД-24-112-5Р. Руководящий документ по оценке остаточного ресурса кранов мостового типа. – М.: ВНИИПТМАШ, 2002. – 23 с.

3. РД ИКЦ «КРАН» – 007- 97/02 Магнитный контроль напряженно- деформированного состояния и остаточного ресурса подъемных сооружений при проведении их обследования и техническом диагностировании (экспертизе промышленной безопасности).

4. В.В. Клементьев, С.С.Богданович, М.В.Гапонов, Н.Н.Мамонтов Оценка остаточного ресурса мостовых (козловых) кранов // URL: [http://www.vosafety.ru/download/2.\\_Ocenka\\_ostatochnogo\\_resursa\\_mostovyh\\_kranov.pdf](http://www.vosafety.ru/download/2._Ocenka_ostatochnogo_resursa_mostovyh_kranov.pdf) (дата обращения: 12.02.2019).

5. Соколов С.А. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин: Учеб. пособие. – СПб: Политехника, 2005. – 423 с.

6. Емельянов И.Г., Миронов В.И. Долговечность оболочечных конструкций. Екатеринбург: РИО УрО РАН. 2012. 217с.

7. ФНП «Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения», утвержденные приказом Федеральной службы по экологическому технологическому и атомному надзору 12 ноября 2013 г. № 533. Режим доступа: <http://www.gosnadzor.ru/industrial/equipment/acts/> (дата обращения 23.04.2018г.)

8. V.A. Mironov, D.A. Ogorelkov, V. V. Yakovlev Influence of structural damping on the durability of a crane metal construction // AIP Conference Proceedings 2053, 040060 (2018); <https://doi.org/10.1063/1.5084498>



УДК 662.271

## АНАЛИЗ ОПЫТА ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РАЗЛИЧНЫХ СТРАТЕГИЙ РЕМОНТА ТОРФЯНОЙ ТЕХНИКИ НА ПРИМЕРЕ ООО ТЭК «ТВЕРЬРЕГИОНТОРФ»

Жигульская А.И.<sup>1</sup>, доц., Яконовская Т.Б.<sup>1</sup>, доц., Жигульский М.А.<sup>1</sup>, магистр,  
Яконовский П.А.<sup>2</sup>, к.т.н., вед. инж. констр.

<sup>1</sup>Тверской государственной технической университет, г. Тверь,

<sup>2</sup> ООО "ТГТ ПРАЙМ", г. Казань

*В статье проведен анализ опыта использования различных стратегий ремонта торфяной техники в течение 2018 года на примере торфопредприятия ООО ТЭК «Тверьрегионторф». Определены основные поломки торфяных машин и их причины. Обоснована целесообразность использования комплексной стратегии ремонта торфяной техники.*

*Ключевые слова:* стратегия ремонта, торфяные машины.

## ANALYSIS OF EXPERIENCE WITH DIFFERENT STRATEGIES FOR REPAIR OF THE PEAT TECHNIQUE ON THE EXAMPLE OF ООО ТЕК «TVERREGIONPEAT»

Zhigulskaya A., Yakonovskaya T., Zhigulski M. Yakonovski P.

*In the article the analysis of experience of using different strategies repair techniques peat within 2018 on the example of torfopredpriyatie, ООО ТЕК «TVERREGIONPEAT». Identified key failure of peat machinery and their causes. The appropriateness of a comprehensive repair strategy of peat technology.*

*Keywords:* repair strategy, peat machines.

В настоящее время рынок сервисных услуг в России находится в стадии активного формирования. Он также представляет собой сферу развития малого бизнеса. И если в России насчитывается более 30 тысяч предприятий по автосервисному обслуживанию легковых и грузовых машин, то автосервисы по обслуживанию спецтехники составляют менее трети от общего числа сервисных фирм. Поэтому в сегменте автосервисного обслуживания спецтехники ощущается острая нехватка как самих сервисных фирм, так и ассортимента услуг по ремонту специальных машин. Кроме того, не все дилерские автосервисные центры спецтехники готовы предложить своим клиентам профессиональное ремонтное обслуживание. Однако, в результате развития специализированной техники, повышения уровня компьютеризации машин сервис становится более сложным и трудоёмким, а значит, возрастает спрос на квалифицированные услуги по ремонту и обслуживанию. Дефицит автосервисных предприятий в сегменте автоспецремонта и специфические особенности класса спецмашин существенно отражаются на величине цен на ремонт данного оборудования по сравнению с ремонтом грузовой техники [4,5].

Класс торфяной техники относится к специализированному технологическому горному оборудованию, которое используется только на торфодобывающих предприятиях. Торфоразработки, как правило, удалены от региональных центров, где в основном и сконцентрированы автосервисные

предприятия, поэтому все работы по техническому обслуживанию и ремонту торфяных машин проводились силами самого торфодобывающего предприятия [7]. В настоящее время сервисное обслуживание торфяных машин также проводится на ремонтной базе торфопредприятий, однако сложная новая торфяная техника иностранного производства требует проведения технического обслуживания и ремонтных работ в специализированных, как правило дилерских, центрах от производителя. На территории России существует несколько дилерских центров по ремонту торфяной техники финского («VARO OY») и белорусского (ОАО «АМКОДОР») производства. Так как рынок торфяной техники в РФ представлен иностранными производителями (лидирующее место занимает финская техника), то из-за высокой стоимости этой техники все торфопредприятия РФ приобретают её через систему международного лизинга, по условиям которой сервисное сопровождение техники осуществляют только иностранные специалисты. На практике не каждое торфодобывающее предприятие обладает полным пакетом технической и конструкторской документации по приобретаемому технологическому оборудованию, поэтому ремонт таких машин собственными силами ремонтной базы невозможен. Это в свою очередь увеличивает время простоя техники в ремонте и сокращает время добычи торфа [1,6].

Авторами проведено исследование процесса ТО и Р торфяных горных машин и оборудования на торфодобывающем предприятии ООО ТЭК «Тверьрегионторф» в течении 2018 года. Особенности процессов добычи торфа и структуры машинного парка на торфопредприятии сказываются на выборе стратегии технического обслуживания и планирования ремонта торфяных машин (рис. 1).

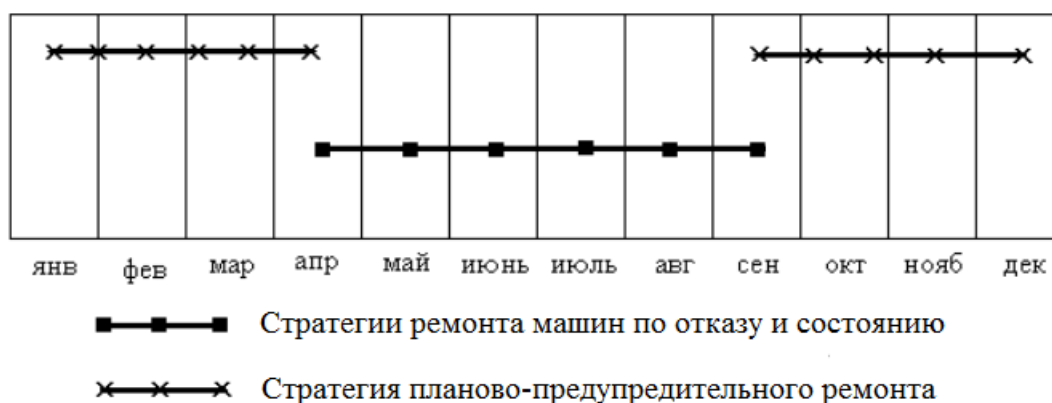


Рис. 1 Стратегии технического сопровождения торфяной техники.

Так с сентября по апрель на предприятии машины проходят техническое обслуживание предусмотренное системой планово-предупредительных ремонтов, а в сезон добычи торфа основными стратегиями ремонтных работ являются по отказам и по состоянию оборудования. Использование последних двух стратегий ремонтных работ связано с качеством подготовки полей добычи торфа. Именно эти стратегии подра-

зумевают применение мобильных горных автосервисных лабораторий позволяющих в полевых условиях производить мелкий ремонт и диагностику [2].

В структуре технологического парка ООО ТЭК «Тверьрегионторф» 70% приходится на долю разновозрастной российской торфяной техники, а 30% составляет иностранная техника, в основном, финского производства. К тому же технологическое состояние полей добычи торфа разное, т.е. имеются участки, находящиеся на разных стадиях выработки и различной технологической готовности. На ООО ТЭК «Тверьрегионторф» условия эксплуатации техники жесткие и отличаются высокой степенью пнистости, зольности и кислотности добываемого торфа. Если операции подготовительного горного процесса проведены некачественно, то повышается пнистость, засоренность и влажность рабочей поверхности технологической площадки торфяного массива. Это в свою очередь приводит к заклиниванию, снашиванию, деформации и даже потери конструктивных элементов рабочих органов торфяного оборудования [3]. Анализ структуры ремонтных работ в мастерских предприятия (табл. 1) показал, что большая доля приходится на ремонт ходовой части, привода и элементов рабочих органов торфяных машин. В совокупности, эти виды ремонтных работ составляют 85% от общего объема работ ремонтного хозяйства предприятия.

Таблица 1. Структура ремонтных работ на ООО ТЭК «Тверьрегионторф» за 2018 г.

Виды ремонтных работ	Количество, ед.	Структура, %
Ремонт гусеничного хода	34	22
Ремонт колесного хода	28	18
Ремонт шнека, фрезы, ковша, и др. рабочих органов торфяных машин	50	32
Ремонт двигателя	12	8
Ремонт привода	20	13
Ремонт рамных конструкций	8	5
Прочие работы	3	2
Всего	155	100

Особый интерес представляет динамика ремонтных работ в зависимости от особенностей производственного процесса добычи торфа (рис. 2).

Как показывает график на рис. 2 тенденция к увеличению ремонтных работ по ходовой части, приводу и конструктивным элементам рабочих органов торфяных машин имеет резко возрастающий характер во время интенсивной эксплуатации техники в сезон добычи торфа. В этот период приходится особенно внимательно следить за техническим состоянием торфяных машин и оборудования и по этой причине на предприятии используются стратегии ремонта по отказам и по состоянию.

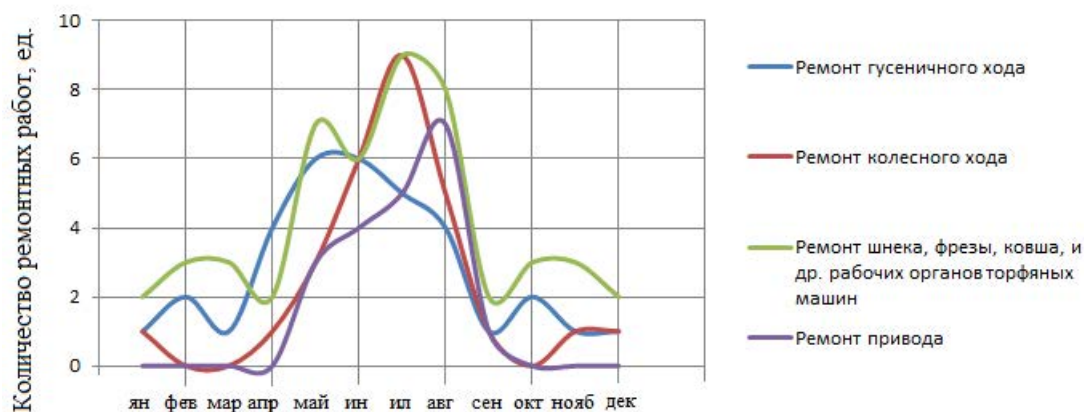


Рис 2. Динамика ремонтных работ на ООО ТЭК «Тверьрегионторф» в 2018 г.

### Выводы:

1. Анализ работы ремонтной службы ООО ТЭК «Тверьрегионторф» за 2018 г. показал, что наибольшую долю в структуре видов ремонта занимают работы по ремонту ходовой части, приводу и конструктивным элементам рабочих органов торфяных машин.

2. Работы по ремонту ходовой части, привода и конструктивных элементов рабочих органов торфяных машин резко возрастают в сезон добычи торфа.

3. На интенсивность износа и поломок торфяной техники влияют качество проведенных технологических операций по подготовке торфяных полей к добыче торфа, а также интенсивность эксплуатации техники и возрастной состав структуры технологического парка предприятия.

4. На предприятии в период добычи торфа целесообразно использовать комплексную стратегию ремонта торфодобывающей техники, сочетающую стратегии ремонта по состоянию и по отказам, при этом можно использовать различные технологии мобильного экспресс-сервиса.

### Список литературы

1. Mikhailov A., Zhigul'skaya A., Yakonovskaya T. Strip mining of peat deposit // В сборнике: Mine Planning and Equipment Selection: MPES 2017 Proceeding of the 26th International Symposium. Edited by Behzad Ghodrati, Uday Kumar, Håkan Schunnesson. 2017. С. 497-501.

2. Жигульская А.И., Яконовская Т.Б., Жигульский М.А., Оганесян А.С. Особенности организации мобильного экспресс - сервиса торфодобывающей техники // В сборнике: Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности сборник трудов XV Международной научно-технической конференции «Чтения памяти В. Р. Кубачека» Екатеринбург, 20-21 апреля 2017 г. 2017. С. 414-417.

3. Зюзин Б.Ф., Жигульская А.И., Яконовская Т.Б., Жигульский М.А. Технологический парк торфоразработок России: проблемы структуры и износа // В сборнике: Инновации и перспективы развития горного машиностроения и электромеханики: IPDME-2017 Сборник научных трудов международной научно-технической конференции. Научные редакторы В.В. Максаров, В.В. Габов. 2017. С. 42-46.

4. Жигульская А.И., Шамбер О.В., Яконовская Т.Б., Оганесян А.С. Модернизация комплексов машин для ресурсосберегающих технологий добычи торфодревесного сырья // В сборнике: Социально-экономические и экологические проблемы горной промышленности, строительства и энергетики материалы 11-й Международной конферен-

ции по проблемам горной промышленности, строительства и энергетики. Под общей редакцией Р.А. Ковалева. 2015. С. 96.

5. Зюзин Б.Ф., Жигульская А.И., Яконовский П.А., Яконовская Т.Б. Машины и оборудование торфяных производств / Учебное пособие. – Тверь:ТГТУ, 2015. – 160 с.

6. Зюзин Б.Ф., Жигульская А.И., Яконовская Т.Б., Жигульский М.А. Методология управления техническим состоянием торфодобывающих машин и оборудования на примере фрезерного барабана БФТ-9 // В книге: Инновации и перспективы развития горного машиностроения и электромеханики: IPDME-2018 Сборник тезисов международной научно-практической конференции, Санкт-Петербург, 12-13 апреля 2018 г.2018. С. 105.

7. Зюзин Б.Ф., Яконовская Т.Б., Жигульская А.И., Яконовский П.А., Гусева А.М., Оганесян А.С. Современные направления модернизации комплексов оборудования в связи с эволюцией способов добычи торфа // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2015. №6. С. 67-73.

УДК 631.3.02.004.67

## **ЭЛЕКТРОИСКРОВОЕ УПРОЧНЕНИЕ И ВОССТАНОВЛЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ ГОРНЫХ МАШИН**

**Хазин М. Л.**, д-р техн. наук, проф.

Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург

*Качество работы, надежность и ресурс деталей в значительной мере определяется качеством и свойствами поверхностного слоя. Изменяя структуру поверхностного слоя можно в значительной мере изменять свойства детали. Электроискровая обработка позволяет получать поверхностные слои различной толщины с нужными свойствами, которые повышают устойчивость деталей машин к износу, перепадам температур, коррозии, эрозии и другим неблагоприятным воздействиям. Параметры получаемых покрытий можно изменять в широком диапазоне, поэтому этот метод может использоваться, как при изготовлении и упрочнении новых деталей, так и при восстановлении деталей горных машин.*

**Ключевые слова:** электроискровая обработка, поверхностный слой, детали, горные машины, восстановление.

## **ELECTRIC SPARK HARDENING AND RESTORATION OF PARTS OF MINING MACHINES**

**Khazin M. L.**

*The quality of work, reliability and life of parts is largely determined by the quality and properties of the surface layer. Changing the structure of the surface layer can significantly change the properties of the part. Electrosparking allows to obtain surface layers of various thickness with the desired properties that increase the resistance of machine parts to wear, temperature extremes, corrosion, erosion and other adverse effects. The parameters of the resulting coatings can be changed in a wide range, so the method can be used both in the manufacture and strengthening of new parts, and in the restoration of parts of mining machines.*

**Keywords:** electrospark treatment, surface layer, parts, mining machines, repair.

Ремонт транспортно-технологических машин и оборудования, к которым относятся автомобили, дорожно-строительные и горные машины имеет большое значение для обеспечения их эффективной эксплуатации. Более 75 % изношенных деталей целесообразно повторно использовать после восстановления. Себестоимость восстановления для большинства деталей не превышает 70 % стоимости новых, а расход материалов в 15–20 раз ниже, чем на их изготовление [1-3].

Качество работы, надежность и ресурс деталей в значительной мере определяется качеством и свойствами поверхностного слоя. Строение поверхностного слоя твердых тел и происходящие в нем явления играют особую роль для протекания большинства процессов старения и разрушения материалов. При эксплуатации изделия свойства поверхности постоянно изменяются вследствие силовых, температурных, окислительных и других воздействий. Изменяя структуру поверхностного слоя можно в значительной мере изменять свойства детали.

Для создания поверхностных слоев с требуемыми характеристиками используются различные технологические методы – термические, механические, электрофизические, электрохимические, а также их сочетания [1-5]. В машиностроении для упрочнения и восстановления металлических

деталей широко используют методы воздействия концентрированных потоков энергии с удельной мощностью в пятне контакта не менее 100 Вт/мм<sup>2</sup> (табл.).

Из таблицы следует, что наибольшей плотностью мощности энергии в месте контакта обладает электрическая искра, т. е. электроискровая обработка (ЭИО). При ЭИО энергетическое воздействие на поверхности осуществляется короткими электрическими импульсами частотой до 1000 Гц и с энергией от сотых долей до десятков джоулей. Под действием импульсного разряда происходит разрушение, оплавление и частичное испарение материала электрода. Технологически различают три режима нанесения покрытия: мягкий, средний и грубый (жесткий). Переход от мягкого режима к жесткому может понизить твердость поверхностного слоя на 20 %; тем не менее она остается более HRC 50.

Таблица 1

Энергетические характеристики некоторых технологических методов упрочнения и восстановления деталей

Источник энергии	Температура пятна контакта, К	Наименьшая площадь пятна контакта, мм <sup>2</sup>	Наибольшая плотность мощности энергии в пятне контакта, Вт/мм <sup>2</sup>
Газовое пламя	3000...3500	1	$5 \cdot 10^2$
Топливоно-плазменное пламя	4000...5000	1	$5 \cdot 10^2$
Дуга в парах: щелочных металлов, железа	4000...5000	1	$1 \cdot 10^3$
	5000...6000	1	$1 \cdot 10^3$
Дуга в газах: водород, азот аргон, гелий	5000...8000	$1 \cdot 10^{-1}$	$1 \cdot 10^3$
	10000...20000	$1 \cdot 10^{-4}$	$1 \cdot 10^3$
Микроплазменная дуга	10000...20000	$1 \cdot 10^{-4}$	$1 \cdot 10^6$
Электронный луч	5000-6000	$1 \cdot 10^{-5}$	$1 \cdot 10^7$
Лазерный луч	5000-6000	$1 \cdot 10^{-6}$	$1 \cdot 10^8$
Электрическая искра в газовой среде	7000...20000	$1 \cdot 10^{-6}$	$10^6 \dots 10^9$

Вследствие кратковременности разряда (до 10 мкс) и локальности нагрева микрообъемы переносимого на деталь металла мгновенно охлаждаются. При определенных режимах обработки происходит сверхскоростная закалка ее поверхностного слоя до высокой твердости.

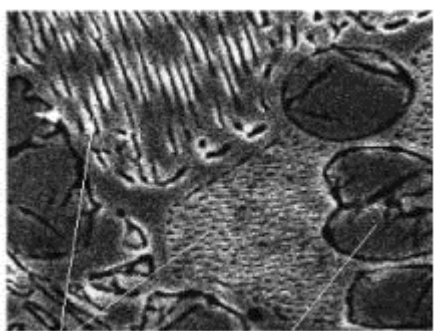
Покрытие состоит из трех слоев. Верхний белый слой (рис. 1) упрочненной поверхности состоит из аустенита и мартенсита, нитридов железа и карбидов легирующих элементов. Второй слой представляет собой твердый раствор легирующих или карбидообразующих элементов, входящих в состав электродного материала. Третий слой сформирован из фрагментов застывшего металла и оксидов. Толщина покрытия составляет 30 – 80 мкм. Согласно рентгеноструктурному анализу белого слоя средние размеры блоков зёрен составляют 10 - 60 нм. Распределение размеров зерен белого

слоя показано на рис. 2.

Поскольку параметры покрытий, получаемых ЭИО можно изменять в широком диапазоне, то этот метод используется в машиностроении при изготовлении как новых деталей (упрочняющие покрытия деталей машин, оснастки и режущих инструментов), так и в ремонтном производстве (восстанавливающие покрытия на наружных и внутренних поверхностях деталей и инструментов).

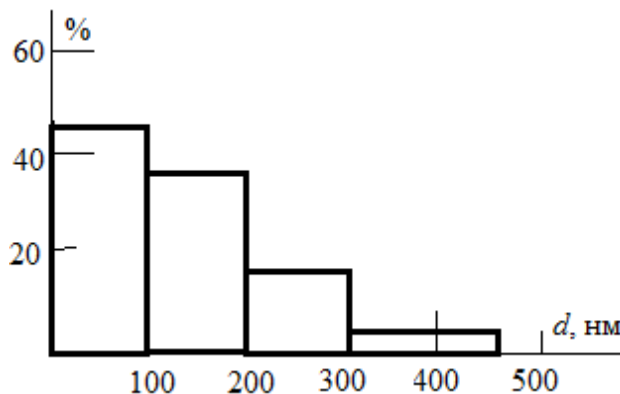
За рубежом этот метод используется в основном для нанесения упрочняющих покрытий и покрытий со специальными свойствами [6-8].

Упрочнение деталей, не оказывая влияния на ударную вязкость, снижает сопротивление усталости в связи со значительными остаточными напряжениями растяжения в упрочненном слое и увеличением шероховатости поверхности.



нанокристаллы      упрочняющая фаза

Структура белого слоя, x5000 [9]



Распределение размеров зерен белого слоя

Глубина термического влияния на материал детали составляет 0,8-1,0 мм. Предел выносливости детали практически не изменяется.

Так, например, когда в связи со сменой основных потребителей продукции и связанным с этим переходом на дробление более мелкой фракции на Серовском ферросплавном заводе, начался ускоренный выход из строя подшипниковых шеек (Ø 220 мм) эксцентриковых валов щековых дробилок СМД-110. После восстановления валов с износом до 0,2 мм на диаметр, методом ЭИО их наработка увеличилась почти в 2 раза [9].

В прессовых посадках износ, как правило, мал, и деталь может быть восстановлена методом ЭИО. Поскольку толщина ЭИО-покрытия зависит от режима (тока) обработки, то можно получать слои толщиной, практически соответствующей величине износа, т. е. с минимальным припуском на последующую механическую обработку [3, 10].

Таким образом, применению ЭИО в машиностроении способствуют следующие достоинства метода:

1. возможность формировать на деталях поверхностные слои (покрытия) с заданными эксплуатационными свойствами практически из любых токопроводящих материалов. Этим достигается увеличение износо-



жаро-, эрозионной, коррозионной стойкости и улучшение других свойств обработанных поверхностей;

2. возможность управлять толщиной наносимых покрытий (от нескольких микрометров до 0,5 мм);

3. возможность локального формирования покрытий радиусом от долей миллиметра и более, без защиты остальной поверхности детали;

4. высокая адгезия электроискрового покрытия с основным материалом (деталью);

5. практическое отсутствие нагрева и, следовательно, термических деформаций детали;

6. возможность регулирования толщины покрытия позволяет наносить покрытия с минимальным припуском на последующую механическую обработку.

Вследствие этого, электроискровая обработка может эффективно применяться для восстановления и упрочнения деталей горных машин и оборудования.

### **Список литературы**

1. Восстановление деталей машин: Справочник / Ф. И. Пантелеенко, В. П. Лялякин, В. П. Иванов и др. М.: Машиностроение, 2003. – 672 с.
  2. Хазин М. Л. Теория и методы восстановления деталей горных машин: учебное пособие. Екатеринбург. Изд-во УГГУ, 2006. - 308 с.
  3. Технологическое обеспечение и повышение эксплуатационных свойств деталей и их соединений / А. Г. Суслов, В. П. Федоров, О. А. Горленко и др.- М.: Машиностроение, 2006. – 448 с.
  4. Хазин М.Л. Технологии упрочнения и их выбор для деталей машин. Рига, Изд-во LAP LAMBERT Academic Publishing, 2018. –100 с.
  5. Tang S. K. The process fundamentals and parameters of electro-spark deposition: – University of Waterloo, 2009.
  6. Béjar M. A., Schnake W., Saavedra W., Vildósola J. P. Surface hardening of metallic alloys by electrospark deposition followed by plasma nitriding // Journal of materials processing technology. – 2006. – Т. 176. – №. 1-3. – С. 210-213.
  7. Penyashki T., Kostadinov G., Kandeва M. Examination of the wear of non-tungsten electro-spark coatings on high speed steel //Agricultural Engineering, 2017. Т. 49. – С. 1-6.
  8. Wood W. E., Adam B., Kadali J., Talla R. Heat-Affected Zone Formation in Electrospark-Deposition Additive Manufacturing on Ultrahigh-Strength Steel // Materials Performance and Characterization, 2017. Т. 6. №. 3. – С. 376-393.
  9. Коротков В. А. Электроискровое упрочнение и восстановление деталей // Главный механик, 2012. №1. С. 43-47.
- Бурумкулов Ф. Х., Величко С. А., Денисов В. А. и др. Современные электроискровые технологии восстановления деталей //Достижения науки и техники АПК,2009. №10. С. 49-52.

## **КАРЬЕРНЫЙ ТРАНСПОРТ И ТРАНСПОРТ НЕФТИ И ГАЗА**

***Чтоб дробилки не стояли,  
Чтобы фабрика жила,  
Чтобы нефть из дальней дали  
На заводы потекла,  
Чтобы газ был нам подмогой  
И в дома нёс благодать –  
Надо знать про транспорт много  
И уметь его создать!***

**Доц. П.А. Жиганов**

УДК 622.23.05

## АНАЛИЗ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ В РЕАЛЬНЫХ УСЛОВИЯХ ПРОИЗВОДСТВА

Асмагамбет Д.К., преподаватель

Карагандинский государственный технический университет, Р. Казахстан

*Ленточный конвейер - одно из наиболее высокопроизводительных подъемно-транспортных средств, применяемых на горнодобывающих предприятиях, как на открытых рудниках, так и в подземных шахтах. ЛК являются одним из звеньев в системе горнодобывающего оборудования, и обеспечивает бесперебойный цикл технологического процесса. Простои ЛК недопустимы, поскольку они приводят к остановке всего предприятия, что вызывает серьезные экономические потери. Они стали более сложными, возросла производительность, существенно ужесточились стандарты экологической безопасности и охраны труда. В связи с этим, существенно возросли требования к составным элементам ЛК (это опорные ролики, прямые ролики, конвейерная лента, приводная станция).*

**Ключевые слова:** ленточный конвейер, лента, роликоопоры, производительность.

## ANALYSIS OF OPERATING CONVEYOR BELTS IN REAL CONDITIONS OF PRODUCTION

Asmagambet D.K.

Karaganda state technical university

*The belt conveyor is one of the most high - performance lifting and transport means used in mining enterprises, both in open mines and underground mines. LC are one of the links in the system of mining equipment, and provides an uninterrupted cycle of the process. LC downtime is unacceptable, as it leads to the shutdown of the entire enterprise, which causes serious economic losses. They have become more complex, increased productivity, significantly tightened standards of environmental safety and health. In this regard, significantly increased the requirements for the components of the LC (support rollers, straight rollers, conveyor belt, drive station).*

**Keywords:** belt conveyor, belt, rollers, performance.

Ленточный конвейер одно из наиболее высокопроизводительных подъемно транспортных средств. Сфера применения его очень велика, это и горнорудная промышленность, которая представлена как большими горно-обогатительными комбинатами (ГОК), шахтами, карьерами, так и малыми предприятиями, специализирующимися на добыче тех или иных полезных ископаемых. Совокупная длина ленточных конвейеров на предприятии может достигать от сотен метров до нескольких сотен километров.

Ленточный конвейер – это бесконечная гибкая лента, которая опирается на ряд роликовых опор рабочей ветви, и нижние поддерживающие прямые ролики, установленные с определенным интервалом на раме (рисунки 1).

Роликовые опоры могут быть различных типов: на конвейерах общего назначения используют роликоопоры с жестким креплением осей, они могут быть одно-, двух-, трех-, пятироликовыми (рисунок 1.2). Однорولیковые опоры (рисунок 2,а) используются для транспортирования штучных

грузов, а двух-, трех-, пятироликовые (рисунок 2,б, г, в) для сыпучих грузов, наиболее распространены трехроликовые опоры.

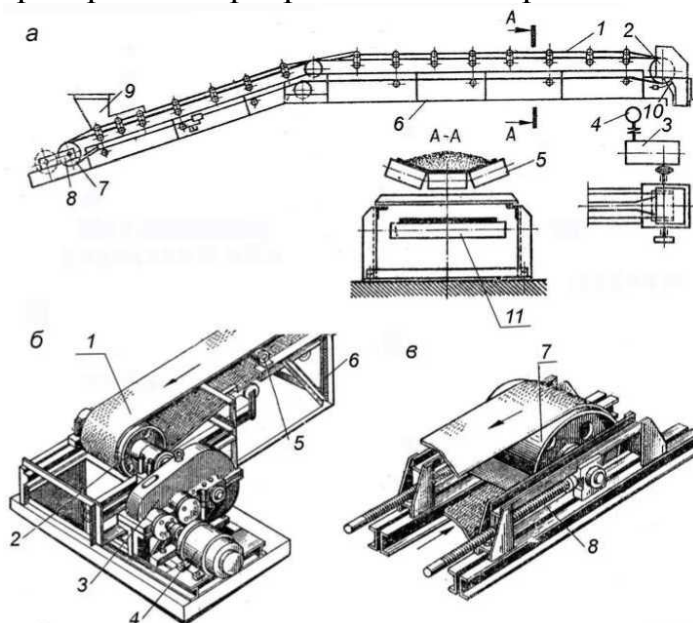


Рисунок 1 - Общий вид и основные узлы ленточного конвейера:

1 - лента; 2 - привод; 3 - редуктор; 4 - электродвигатель; 5, 11 - роликоопоры; 6 - станина; 7 - натяжной барабан; 8 - натяжное устройство; 9 - загрузочное устройство; 10 - очистное устройство

В горнодобывающей промышленности применяют подвесные роликоопоры (рисунок 2,е), которые крепят к натянутым стальным канатам, данная конструкция снижает динамические нагрузки при соударении с крупнокусковым грузом, однако их конструкции сложны, а шарниры имеют склонность к потере подвижности. У данных роликоопор выше сопротивление движению ленты, чем на опорах с жесткой осью. Существуют подвесные опоры с гибкой осью (рисунок 2, д) из стального троса, их конструкция имеет аналогичные недостатки, что и у подвесных роликоопор.

Ленточные конвейеры условно делят на три группы: общего назначения; специальные и конвейеры, предназначенные для подземных и открытых горных работ. Ленточные конвейеры могут быть стационарными и передвижными, они предназначены для транспортировки в горизонтальном и наклонном (до  $24^\circ$ ) направлениях штучных и тарных грузов, что обеспечивается возможностью компоновки приводов справа и слева, одно- и двухприводном исполнениях. Они могут входить в состав различных строительных, коммунальных, дорожных машин, а также в состав отвалообразующего оборудования и перегружателей.

Конвейеры различаются по различным техническим факторам: характеристика транспортируемого груза; производительность машины; длина, направление и конфигурация пути перемещаемого груза (трасса); способы загрузки и разгрузки груза на конвейеры; характеристика производственных процессов для которых используется конвейер; производст-

венные и климатические условия среды окружающей работающую машину.

Большинство ленточных конвейеров в добывающей промышленности (добыча угля, гравия, известняка, различных рудных пород) работают в экстремальных условиях перепада температур зимой, высокой влажности и запыленности окружающей среды летом, эти факторы влияют на различные узлы конвейеров по-разному. Так, на трехроликовой опоре при роликах равных длин, нагрузка на средний ролик, составляет около 70 % от суммарной погонной нагрузки груза, ленты и веса вращающихся частей роликоопоры. На боковые ролики приходится около 30 %, отсюда нагрузка на подшипники среднего ролика в 2,5 раза больше, чем на подшипники боковых роликов. Неправильный выбор конструкции роликоопор приводит к преждевременному выходу из строя ленты и роликов. Увеличение ширины ленты приводит к возрастанию нагрузки на подшипники роликов, особенно горизонтальных опорных роликов, это приводит к увеличению числа отказов и снижению общей надежности ЛК.

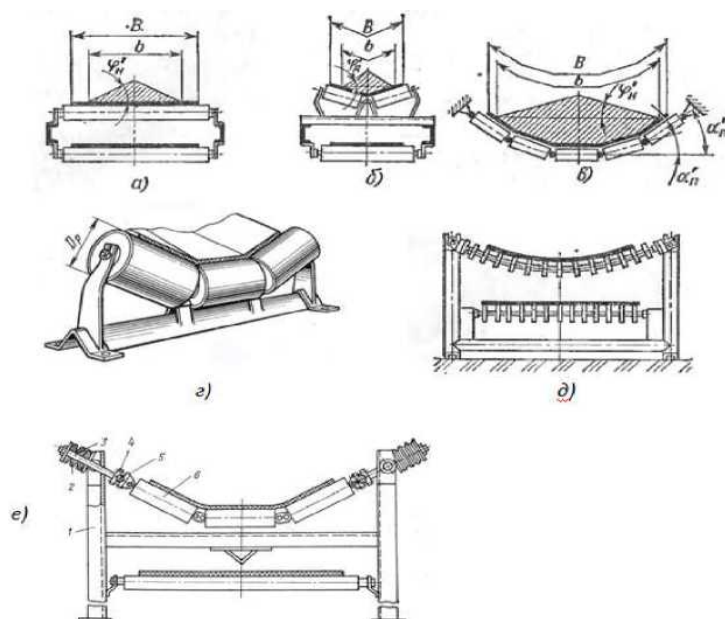


Рисунок 2 – Типы опор ленточных конвейеров:

- а) - однороликовая; б) - двухроликовая; в) - пятироликовая; г) - трехроликовая;  
 д) - с гибкой осью; е) - подвесная шарнирная

Анализируя надежность узлов ленточных конвейеров на различных шахтах, гравийных, известняковых и других предприятиях выяснилось что имеют наименьший ресурс, при этом требуют наибольших трудовых затрат и денежных средств такие узлы конвейера как конвейерные ролики и конвейерная лента. Согласно статистическим данным на долю роликов конвейеров приходится до 40 % всех расходов на ремонт и обслуживание и до 30 % от стоимости всего конвейера. Ресурс конвейерных роликов на горнорудных предприятиях в узлах загрузки составляет от 0,5 до 1 года, по ставу конвейера от 0,7 до 2,5 лет, составляя в среднем 1,7 года. Расчетный

срок службы среднего опорного ролика, как наиболее нагруженного в среднем составляет от 25 до 35 тыс. часов, что превышает фактический срок службы в несколько раз. В среднем за весь срок службы каждый ролик в конвейере меняют от 3 до 5 раз, т.е. потребность в роликах существует постоянно и по мере увеличения длины конвейеров она растет.

Таким образом, опорные ролики являются одними из массовых составляющих ленточного конвейера. Ролики являются одной из важнейших составляющих, определяющих работоспособность и надежность ленточного конвейера. Конвейерные ролики используются не только в ленточных конвейерах, они применяются в роликовых конвейерах для транспортирования штучных и пакетированных грузов, где стоимость роликов составляет 50-80 % от стоимости машин непрерывного транспорта (МНТ), в межконвейерных передаточных устройствах которые имеют роликовый настил, также широко применяются в различных видах элеваторов накопителей.

#### **Список литературы:**

1. Спиваковский А.О., Дьячков В.К. Транспортирующие машины: учебное пособие для машиностроительных вузов. - 3-е изд., перераб. - М.: Машиностроение, 1983. - 487 с.
2. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины: учеб. для машиностроит. вузов. - 6-е изд., перераб. - М.: Высш. шк., 1985. - 520 с.
3. Барышев А.И., Складов Н.А., Сулима А.А., Ткачук А.М. Расчет и проектирование транспортных средств непрерывного действия: научное пособие для вузов / под общ. ред. Будишевского В.А. - Донецк, 2005 - 689 с.

УДК 622.683:65.012.8

## **МЕТОДИКА ПРОВЕРКИ СООТВЕТСТВИЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА КАРЬЕРНОГО ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА ТРЕБОВАНИЯМ ПРОМЫШЛЕННОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ПРОВЕДЕНИИ АУДИТА**

**Бахтурин Ю.А.**, ведущий научный сотрудник, канд. техн. наук  
Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт горного дела  
Уральского отделения Российской академии наук (ИГД УрО РАН)

*Представлена методика проверки соответствия подвижного состава карьерного железнодорожного транспорта требованиям промышленной безопасности в составе аудита.*

*Ключевые слова:* карьерный железнодорожный транспорт, аудит, промышленная безопасность

## **METHODS OF COMPLIANCE THE ROLLING STOCK OF RAIL TRANSPORT CAREER INDUSTRIAL SAFETY REQUIREMENTS DURING THE AUDIT**

**Bakhtourin Yu. A.**

*The method of checking the compliance of the rolling stock of the quarry railway transport with the requirements of industrial safety as part of the audit is presented.*

*Keywords:* career rail transport, audit, industrial safety

Руководитель Ростехнадзора Алексей Алёшин в эксклюзивном интервью журналу «Промышленность и безопасность» рассказал о главных событиях в жизни Службы в 2018 году и планах развития на ближайшие несколько лет. В частности, он указал на то, что во многих промышленно развитых странах есть организации, которые занимаются промышленным аудитом в области промышленной безопасности. Они не делают узконаправленную экспертизу, а дают заключение, насколько на предприятии соблюдается промышленная безопасность, и какие меры нужно принять, чтобы повысить ее уровень [1]. Поэтому прорабатывается вопрос, в том числе, и с поднадзорными организациями, и с различными экспертными сообществами, имеет ли смысл введение такого института [2-3]. В февральском выпуске 2019 года электронного журнала «Охрана труда безопасность на предприятии» сообщается, что Федеральная служба по экологическому, технологическому и атомному надзору (Ростехнадзор) к октябрю 2019 года разработает проект новой редакции федерального закона «О промышленной безопасности» [4]. В частности, изменения коснутся оценки соответствия, экспертизы промышленной безопасности, технического диагностирования, продления срока безопасной эксплуатации технических устройств, оборудования и сооружений, эксплуатируемых на опасных производственных объектах, аудита промышленной безопасности. Руководящие документы по проведению аудита промышленной безопасности технических устройств в системном изложении практически отсутствуют. В ИГД УрО РАН уделяется повышенное внимание вопросам промышлен-

ной безопасности эксплуатации карьерного транспорта [5-6]. Цель настоящей публикации – представление методики проверки соответствия подвижного состава карьерного железнодорожного транспорта (проводимой в рамках аудита) требованиям промышленной безопасности. Методика состоит в выполнении следующих работ.

1. Проверка наличия необходимой документации.
2. Ознакомление с документацией и ее анализ.

Цель анализа документации – установление номенклатуры технических параметров, предельных состояний, выявление наиболее вероятных отказов и повреждений, а также предварительное определение объектов выборочных испытаний в карьерных условиях для более полного и качественного обследования.

3. Разработка рабочей карты обследования. В неё должны быть включены требования действующей нормативной документации к показателям и свойствам объектов обследования, особенно по показателям безопасности.

Техническая документация по тяговым агрегатам должна содержать: техническое описание и инструкцию по эксплуатации; формуляр; эксплуатационные документы; альбом принципиальных схем; электрические схемы соединений; скоростные, тяговые и тормозные характеристики.

4. Идентификация оборудования локомотивов и (или) думпкаров.

На тяговых агрегатах в местах, указанных на чертежах, должны быть установлены: товарный знак предприятия-изготовителя; обозначение типа и порядковый номер; таблица на электровазе управления и содержащая основные данные тягового агрегата, а именно: товарный знак предприятия-изготовителя; наименование изделия; обозначение типа; заводской номер; род тока и номинальное напряжение в контактной сети в киловольтах; номинальная мощность в контактном режиме в киловаттах; номинальная сила тяги в контактном режиме в тоннах-силах; номинальная скорость в контактном режиме в километрах в час; номинальная мощность в автономном режиме в лошадиных силах; номинальная сила тяги в автономном режиме в тоннах-силах; номинальная скорость в автономном режиме в километрах в час; сцепная масса в тоннах; год выпуска. При этом номинальные параметры в контактном режиме указываются при движении по руководящему уклону.

На моторном думпкаре должна быть установлена таблица, содержащая следующие данные думпкара: порядковый номер по системе предприятия-изготовителя; максимальная грузоподъемность, т; объем кузова, м<sup>3</sup>; максимальная скорость в км/ч; сцепная масса, т; год выпуска.

На тепловозе должны быть следующие знаки маркировки: знак заказчика, название предприятия приписки тепловоза, серия и номер тепловоза, фирменная табличка. Фирменная табличка должна устанавливаться на боковых стенках кузова или кабины машиниста или на главной раме в



районе кабины и содержать следующие данные: наименование изготовителя, товарный знак изготовителя, дату выпуска, номер тепловоза по системе нумерации изготовителя.

На каждом вагоне в местах, установленных рабочими чертежами, должны быть нанесены следующие знаки маркировки: порядковый номер по системе нумерации предприятия-изготовителя, грузоподъемность, т; масса тары, т; объем кузова, м<sup>3</sup>; дата выпуска. На наружной поверхности хребтовой балки вагона должна быть прикреплена табличка с указанием: наименования предприятия-изготовителя, товарного знака, года изготовления, порядкового номера по системе нумерации предприятия-изготовителя.

5. Проверка соответствия условий эксплуатации локомотивов и думпкаров паспортным данным.

6. Техническое диагностирование оборудования локомотивов и (или) думпкаров. При оценке технического состояния выявляют: общее состояние всех механизмов, наличие повреждений узлов и деталей; качество затяжки элементов крепления механизмов и т.п.; соответствие состояния узлов, агрегатов и механизмов нормативной документации. Проверка технического состояния электрооборудования локомотивов должна включать: внешний осмотр; оценку соответствия электрооборудования эксплуатационной документации.

Внешний осмотр электрооборудования проводится в соответствии с действующими инструкциями и включает: осмотр шкафов, станций управления, электрических машин, приборов и аппаратов; проверку наличия предохранительных оболочек, заземления, предостерегающих надписей на аппаратах и контрольно-измерительных приборах; проверку соответствия фактических схем подключения нормативным; проверку исправности прожектора, буферного освещения; проверку исправности прожектора, буферного освещения;

В процессе обследования электрооборудования измеряются следующие параметры: сопротивление изоляции; сопротивление заземления;

Проверка состояния систем автоматизации, предупредительной сигнализации, защит, блокировок, приборов и устройств безопасности: наличие и работоспособность средств локомотивной сигнализации и других средств информации, предусмотренных рабочей документацией; проверяются наличие и работоспособность средств радиосвязи; проверяются работоспособность блокировок высоковольтной камеры, защиты от падений деталей на путь, устройства контроля бдительности при обслуживании одним машинистом, защиты от токов короткого замыкания, перегрузки и перенапряжения, аварийной остановки дизеля, устройства, допускающее выход на крышу кузова только в случае, если токоприемники опущены, и напряжение на них отсутствует.

Проверка требований к устройству кабины машиниста локомотива.

Проверка состояния защитных ограждений.

Проверка наличия и работоспособности противопожарного оборудования.

Проверка наличия и работоспособности системы подачи песка.

Проверка системы вентиляции. Оцениваются расходы воздуха через охлаждаемое оборудование, а также избыточное по отношению к атмосферному давление воздуха в кузове электровоза.

Тормозная система. Испытываются работоспособность и эффективность тормозной рычажной передачи локомотива. Испытания проводятся по специальной методике, разработанной в ИГД УрО РАН [7].

Исследования выполнены в рамках Государственного задания, тема №0405-2019-0005

### **Список литературы**

1. Интервью руководителя Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору Алексея Алёшина журналу «Промышленность и безопасность» [Электронный ресурс] – Режим доступа: [www.gosnadzor.ru/about\\_gosnadzor/press\\_office/interview/Promibez\\_Aleshin\\_12-2018/index.php?sphrase\\_id=1483826](http://www.gosnadzor.ru/about_gosnadzor/press_office/interview/Promibez_Aleshin_12-2018/index.php?sphrase_id=1483826)

2. Роль и значение технического аудита в промышленной безопасности [Электронный ресурс] – Режим доступа: [www.1cert.ru/stati/rol-i-znachenie-tekhnicheskogo-audita-v-promyshlennoy-bezopasnosti](http://www.1cert.ru/stati/rol-i-znachenie-tekhnicheskogo-audita-v-promyshlennoy-bezopasnosti) - 2017 © Единый Стандарт. Опубликовано: 10.09.2015 Рубрика: Статьи.

3. Алексей Алёшин заявил о необходимости реформирования системы экспертизы и замены ее на аудит промбезопасности [Электронный ресурс] - Режим доступа: [www.risk-news.ru/](http://www.risk-news.ru/)

4. Закон о промышленной безопасности опасных производственных объектов в 2019 году может получить новую редакцию / ОХРАНА ТРУДА № 2 февраль, 19 - с. 7.- [Электронный ресурс] - Режим доступа: [www://cnd.ru/services/magazines/ohrana\\_truda](http://cnd.ru/services/magazines/ohrana_truda).

5. Бахтурин Ю. А. Экспертиза промышленной безопасности подвижного состава карьерного железнодорожного транспорта / Ю. А. Бахтурин // Горный информационно-аналитический бюллетень. Отд. вып. № 11. Проблемы недропользования. - 2011. - С. 309 - 325.

6. Попов В.Ю. Методическое обеспечение экспертизы промышленной безопасности карьерного железнодорожного транспорта / В.Ю. Попов Материалы VIII международной научно-технической конференции «Проблемы карьерного транспорта », 20-23 сентября 2005 г. – Екатеринбург: ИГД УрО РАН. 2005 –С.25-31.

7. Бахтурин Ю. А. Актуальные вопросы железнодорожного транспорта карьеров / Ю. А. Бахтурин //№ 3 = [Электронный ресурс] : рецензируемый сборник научных статей. -Екатеринбург:ИГД УрО РАН, 2014.-С.С.145 - 154. - Режим доступа: [//trud.igduran.ru](http://trud.igduran.ru)

УДК 622.683:629.4-592]:001.4

## **ТОРМОЗНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА КАРЬЕРНОГО ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА**

**Бахтурин Ю.А.**, ведущий научный сотрудник, канд. техн. наук  
Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт горного дела  
Уральского отделения Российской академии наук (ИГД УрО РАН)

*Представлена методика тормозных испытаний подвижного состава карьерного железнодорожного транспорта. Приведены результаты испытаний тормозной рычажной передачи локомотивов на эффективность и работоспособность*

**Ключевые слова:** карьерный железнодорожный транспорт, испытания, тормозная рычажная передача, эффективность, работоспособность

## **BRAKE TEST ROLLING STOCK OF RAILWAY TRANSPORT CAREER**

**Bakhtourin Yu. A.**

*The technique of brake tests of rolling stock of open-pit railway transport is presented. Results of tests of brake lever transmission of locomotives on efficiency and operability are given*

**Keywords:** career rail transport, testing, brake lever transmission, efficiency, performance

Карьерный транспорт является источником повышенной опасности на опасных техногенных объектах. Приказ Минтранса РФ от 8 февраля 2007 г. №18 на основе Федерального закона «О железнодорожном транспорте Российской Федерации от 10 января 2003 г. № 17-ФЗ вводит понятие зоны повышенной опасности – зоны объектов, связанной с движением и маневровой работой поездов [1]. Известно, что, например, карьерный железнодорожный транспорт эксплуатируется при уклонах путей 40‰ и выше. При этом полезная масса поездов составляет более 1000 т., номинальное напряжение контактной сети постоянного тока – 3000В, переменного – до 10000В. Сложные горнотехнические условия эксплуатации являются одним из факторов повышенной аварийности на карьерном транспорте, причем нередко с тяжелыми последствиями [2]. Карьерный железнодорожный транспорт, являясь частью промышленного, имеет ряд особенностей, что не позволяет непосредственно применять методические и нормативные материалы, разработанные для транспорта общего назначения. Так, стандарт «Электрическая тяга. Подвижной состав. Методы испытания электрического и теплоэлектрического железнодорожного подвижного состава после изготовления и перед пуском в эксплуатацию. МЭК 1133:1992» [3], а также «Типовая методика испытаний...» и ГОСТ 33597-2015 [4,5] оказались неприменимыми напрямую для условий эксплуатации карьерного железнодорожного транспорта. Между тем, в соответствии с пунктом 354 «Единых правил безопасности при разработке месторождений открытым способом (ПБ 03-498-02) Утв. постановлением Госгортехнадзо-

ра России от 09.09.02 №57» [6] работа подвижного состава разрешается при достаточном тормозном и тяговом обеспечении. И проведение тормозных испытаний должно стать неотъемлемой частью экспертизы промышленной безопасности. Единственным выходом в этой ситуации является проведение натурных тормозных испытаний в конкретных горнотехнических условиях. Основные положения методики испытаний работоспособности и эффективности тормозной рычажной передачи локомотивов, разработанной в ИГД УрО РАН, заключаются в следующем [7,8]. Натурными замерами проверяется кинематическая схема тормозной рычажной передачи на соответствие паспортным данным. Проверяется согласно действующей местной инструкции исправность кранов машиниста, манометров, скоростемера, воздухораспределителей, замеряются выходы штоков тормозных цилиндров. Для получения базовых данных по работоспособности и эффективности тормозной рычажной передачи проводится серия опытных торможений на полигоне испытаний в соответствии с планом эксперимента.

#### *Испытания на тормозную эффективность*

В качестве полигона сравнительных ходовых испытаний на эффективность тормозной рычажной передачи принимается прямой участок карьерного пути с руководящим уклоном около 40‰ длиной не менее 500 м. Регистрируются следующие параметры процесса торможения:

- скорость движения, км/час;
- тормозной путь, м;
- давление в тормозных цилиндрах, Па;
- давление в тормозной магистрали, Па.

Эффективность работы рычажной передачи проверяется по величине тормозного пути в режиме применения прямодействующего тормоза при предельно допустимом давлении в тормозных цилиндрах, допускаемого местной инструкцией. Испытания проводятся при следующих начальных скоростях торможения: 15,0 км/час; 25,0 км/час; 30,0 км/час, как на одиночно следующем локомотиве, так и в составе поезда. Оценка эффективности тормозной системы локомотива производится методом сравнения экспериментально полученных тормозных путей с их нормативными или расчетными значениями.

#### *Проверка работоспособности типовой рычажной передачи*

Все тормозные испытания проводятся при паспортном значении передаточного числа передаточного числа тормозной рычажной передачи локомотива. Работоспособность типовой рычажной передачи проверяется в режиме экстремальных тормозных нагрузок. Для этого проводятся серии опытов на остановочные торможения на руководящем уклоне с одиночно-следующим локомотивом в составе груженого поезда. Серия опытов с одиночно-следующим локомотивом проводятся с применением прямодействующего тормоза при предельно допустимом по местной инструкции

давлении в тормозных цилиндрах и начальных скоростях торможения 25,0 км/час. Серия опытов с груженым составом проводится с применением крана машиниста в режиме экстренного торможения с начальной скорости 25,0 км/час. Тормозная передача локомотива считается работоспособной, если после проведения опытов в результате комиссионного осмотра не обнаружены деформации, поломки, повреждения. Так, тормозные эксплуатационные испытания тягового агрегата ПЭ-2М, заводской №391 проводились в карьерных условиях ОАО «УРАЛАСБЕСТ». Эксплуатационная работоспособность и эффективность тормозной рычажной передачи оценивалась методом сравнения величины тормозных путей, полученных в процессе проведения испытаний, со значением допускаемых тормозных путей. В качестве полигона испытаний был предоставлен участок на перегоне ст. «Восточная» - ст. «Глубокая». Средневзвешенный уклон 38‰. Тормозная рычажная передача испытываемого тягового агрегата – типовая, выходы штоков тормозных цилиндров в процессе испытаний отрегулированы в пределах 75-100 мм. Испытания на тормозную эффективность проводились в составе поезда из 8 груженных думпкаров 2ВС-105. Торможение осуществлялось в диапазоне скоростей 15, 20, 25 км/ч до полной остановки груженого поезда из 8 думпкаров 2ВС-105. Пути торможения, время тормозного процесса измерялись с использованием блока индикации параметров БИП - ТТ2, разработанным в ИГД УрО РАН. Параметры процесса индуцируются в реальном времени и представляются в графическом виде. Фрагмент графика представлен на рисунке.

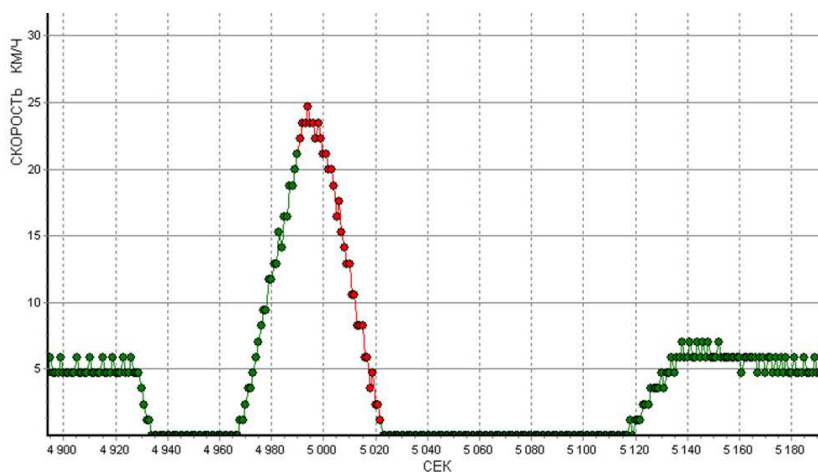


Рисунок – Фрагмент графика изменения скорости поезда

Основные результаты испытаний приведены в таблице.

Таблица - Результаты остановочных испытаний на тормозную эффективность.

Начальная скорость торможения, км/час	Время торможения, с.	Тормозной путь, м.
15	40,0	119,0
15	34,0	96,0
15	33,0	95,0
20	31,0	136,0
20	36,0	153,0
20	33,0	138,0
25	33,0	156,0
25	30,0	150,0
25	33,0	159,0

Анализ данных, приведенных в таблицах, позволяет сделать вывод о том, что в диапазоне скоростей 15,0-25,0 км/час для локомотива в составе груженого поезда тормозные пути не превышают нормативных значений. Проверкой рычажной передачи после проведения тормозных испытаний установлено следующее:

- рычажная передача электровоза управления и моторных думпкаров находится в исправном состоянии, деформации и поломки отсутствуют;
- поверхности катания колесных пар тягового агрегата после проведения тормозных испытаний повреждений не имеют, ползуны и выбоины отсутствуют, случаев сдвига бандажей не наблюдалось.

Таким образом, тормозная рычажная передача находится в работоспособном состоянии, эффективность торможения соответствует нормативным значениям. Тяговый агрегат ПЭ-2М, заводской №391 по тормозным характеристикам обеспечивает выполнение технологического процесса в соответствии с паспортными данными.

Тормозные испытания подвижного состава железнодорожного транспорта многократно проводились на карьерах ОАО Качканарский ГОК «Ванадий», ОАО «Ураласбест» и показали высокую эффективность и точность методики.

*Исследования выполнены в рамках Государственного задания, тема №0405-2019-0005*

#### Список литературы

1. Приказ Минтранса России от 08.02.2007 N 18 "Об утверждении Правил нахождения граждан и размещения объектов в зонах повышенной опасности, выполнения в этих зонах работ, проезда и перехода через железнодорожные пути" - [электронный ресурс] - Режим доступа: [www.consultant.ru /document /cons\\_doc\\_LAW\\_67084](http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_67084)

2. Кармаев Г.Д. Обоснование решений экспертизы после аварий и несчастных случаев на карьерном железнодорожном транспорте / Г.Д. Кармаев // Проблемы недропользования». - [электронный ресурс]: рецензируемое периодическое научное издание /Игд Уро РАН -2016. № 1- С. 120-129. Режим доступа // [trud.igduran.ru](http://trud.igduran.ru)

3. ИЕС 61133(1992) Электротяга. Подвижной состав. Методы испытания электрического и теплоэлектрического подвижного состава после сборки перед вводом в эксплуатацию" - [электронный ресурс] - Режим доступа: [www.gostinfo.ru / catalog /Details/?id=4199924](http://www.gostinfo.ru /catalog /Details/?id=4199924)

4.СТ ССФЖТ ЦП 071-99. Специальный подвижной состав Типовая методика тормозных испытаний УТВЕРЖДЕН указанием МПС России от "29" августа 2001 г. № М-1503у"- [электронный ресурс] - Режим доступа: [www.://gostrf.com/normadata/1/4293795/4293795723.htm](http://www.gostrf.com/normadata/1/4293795/4293795723.htm)

5.ГОСТ 33597-2015 Тормозные системы железнодорожного подвижного состава. /Методы испытаний-"- [электронный ресурс] - Режим доступа: [www.internet-law.ru/gosts/gost/62352](http://www.internet-law.ru/gosts/gost/62352)

6. Приказ Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору от 11 декабря 2013 г. N 599 "Об утверждении Федеральных норм и правил в области промышленной безопасности "Правила безопасности при ведении горных работ и переработке твердых полезных ископаемых" (с изменениями и дополнениями) "- [электронный ресурс] - Режим доступа: <https://base.garant.ru/70691622/#friends>

7.Бахтурин Ю. А. Экспертиза промышленной безопасности подвижного состава карьерного железнодорожного транспорта / Ю. А. Бахтурин // Горный информационно-аналитический бюллетень. Отд. вып. № 11. Проблемы недропользования. - 2011. - С. 309 - 325.

8. Бахтурин Ю. А. Актуальные вопросы железнодорожного транспорта карьеров / Ю. А. Бахтурин //№ 3 = [Электронный ресурс] : рецензируемый сборник научных статей. -Екатеринбург:ИГД УрО РАН, 2014.-С.С.145 - 154. - Режим доступа: [//trud.igduran.ru](http://trud.igduran.ru)

УДК 622.682

## **АНАЛИТИЧЕСКИЙ ОБЗОР КОНВЕЙЕРНОГО ТРАНСПОРТА ДЛЯ ГЛУБОКИХ КАРЬЕРОВ**

**Жариков Г.В.**, студ., **Бочков В.С.**, доц., **Попов А.Г.**, доц.  
Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург

*Наравне с увеличением количества горных предприятий с открытым способом добычи дальнейшее повышение извлечения полезных ископаемых связано с разработкой более глубоких горизонтов. При этом увеличиваются расходы на перевозку горной массы и её себестоимость. Часть затрат на карьерный автотранспорт в совокупной стоимости добычи полезного ископаемого в наше время составляет 40-60 %, а при углублении карьера более 550 м доходит до 60 % и более. В связи с этим на глубоких карьерах находит применение конвейерный транспорт.*

**Ключевые слова:** *глубокий карьер, карьерный автотранспорт, горная порода, конвейерный транспорт, крутонаклонный конвейер, трубчатый конвейер, скребковый конвейер.*

## **ANALYTICAL REVIEW OF CONVEYOR TRANSPORT FOR DEEP CAREERS**

**Zharikov G.V., Bochkov V.S., Popov A.G.**

*Along with the increase in the number of open-pit mining enterprises, a further increase in the extraction of mineral resources is associated with the development of deeper horizons. This increases the cost of transportation of the rock mass and its cost. Part of the cost of mining vehicles in the total cost of mining in our time is 40-60 %, and with the deepening of a quarry of more than 550 m comes to 60 % or more. In this regard, conveyor transport finds use in deep quarries.*

**Keywords:** *deep pit, open-pit motor transport, rock, conveyor transport, steeply inclined conveyor, tubular conveyor, scraper conveyor.*

### **Введение**

Начиная с 50-х годов прошлого века открытый способ разработки формировался стремительными темпами, а при добыче горных пород на глубинах больших, чем 550 метров, значительно повышается стоимость доставки руды «традиционным» карьерным автотранспортом. Это происходит из-за увеличения времени и длины транспортирования полезного ископаемого.

Одним из путей решения указанных ранее проблем является использование на подъеме крутонаклонных ленточных конвейеров, так как уменьшается длина транспортирования и увеличивается производительность транспортной системы глубокого карьера. Анализ различных видов карьерного транспорта позволяет сделать вывод о перспективности использования крутонаклонных конвейеров на карьерах с большими грузопотоками (более 10 млн. т.) [1].

### **Анализ конвейеров различных типов для глубоких карьеров**

Крутонаклонный конвейер – разновидность ленточного конвейера для перемещения грузов при углах подъёма свыше 18°. Крутонаклонный



конвейер по сравнению с обычным ленточным конвейером позволяет значительно сократить длину транспортирования при одинаковой высоте подъёма и снизить объём горно-капитальных работ.

Крутонаклонные и вертикальные конвейеры наиболее целесообразно классифицировать по конструктивным и функциональным признакам устройств, удерживающих груз на грузонесущем элементе (рис.1).



Рис. 2. Способы удержания груза

Крутонаклонный конвейер с прижимной лентой (рис. 2). Конвейеры с прижимной лентой отличаются широкой областью применения и угол наклона может достигать 90°. Конструкция крутонаклонного конвейера с прижимной лентой отличается от стандартного ленточного конвейера дополнительной лентой с прижимными устройствами, и обладает большой степенью унификации с ним [2].

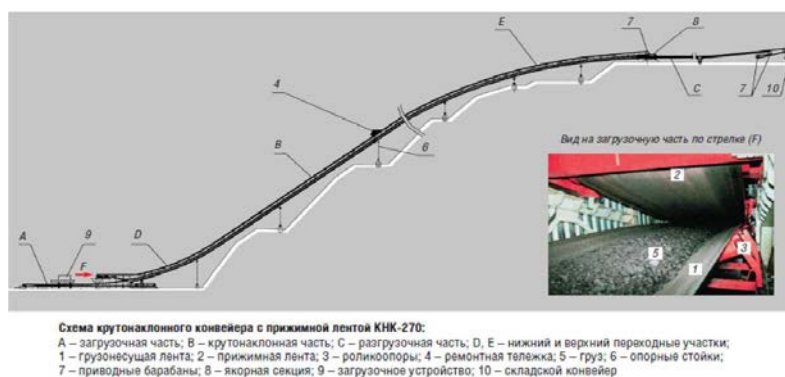


Рис. 2. Крутонаклонный конвейер с прижимной лентой

К плюсам прижимного крутонаклонного конвейера можно отнести высокую производительность, большой угол наклона подъёма сырья из карьера, уменьшение затрат на транспортировку, но присутствуют минусы использования таких конвейеров высокая стоимость замены вышедших из строя и изношенных деталей, термические условия окружающей среды влияют на состояние частей конвейера, что может привести к проблемам в использовании конвейера.

Крутонаклонный трубчатый конвейер. Трубчатые конвейеры относятся к герметизированным конструкциям, и принцип работы, основанный на увеличении давления между грузом и лентой, заключается в том, что непрерывно подаваемый на плоскую часть ленты насыпной груз увлекается ею и обжимается при сворачивании ленты в трубу (рис. 3).



*Рис. 3. Трубчатый крутонаклонный конвейер*

Экологичность транспортировки и возможность устройства трассы с изгибами в трехмерном пространстве, дает ему неоспоримые преимущества. На данный момент известны установки с производительностью до 3000 т/ч, с углом наклона на отдельных участках конвейера до  $35^\circ$ , и с размером куска до 300 мм [3]. Конвейеры с подвесной лентой (рис. 4) и конвейеры с лентой глубокой желобчатости могут обеспечить увеличение угла наклона по сравнению с традиционными ленточными конвейерами до углов подъема 25-27°.



*Рис.4. Конвейер с подвесной лентой*

Основным недостатком существующих до сегодняшнего дня конструкций трубчатых и подвесных конвейеров является то, что они работают на запатентованной специальной и очень дорогостоящей ленте, которая в РФ не производится, а затраты при её замене сопоставимы с ценой самого конвейера, с чем уже столкнулись российские заказчики. Комплектующие в России тоже не производятся, а стоимость их при последующих закупках резко увеличивается. Фактически это продуманная стратегическая политика зарубежных производителей по созданию зависимости российских потребителей от поставок извне.

Трубчатые скребковые конвейеры. Имеют трассы разнообразной конфигурации в вертикальной и горизонтальной плоскостях и в пространстве.

Используются для перемещения пылевидных, порошкообразных, зернистых и мелкокусковых грузов. Цепь со скребками круглого или прямоугольного сечения (по форме трубы) движется внутри герметичной трубы и перемещает непрерывным потоком насыпной груз. Скребки полностью перекрывают сечение трубы, обеспечивая эффективное перемещение сыпучего груза (рис. 5). Преимуществами трубчатых конвейеров являются: простота конструкции; герметичность; разнообразие трасс перемещения; возможность использования стандартных труб и цепей; высокий коэффициент заполнения трубы, возможность селективной транспортировки горных пород (рис. 5). К недостаткам относятся: повышенный износ трубы и скребков, особенно на криволинейных участках при транспортировании абразивных грузов [4].



*Рис. 5. Селективной транспортировки горных пород в скребковом конвейере*

## **Вывод**

Значительная часть карьеров по открытой добыче полезных ископаемых вошли в категорию глубоких и эта тенденция продолжается. Применение конвейерного транспорта с большими углами транспортирования более  $18^\circ$  в составе ЦПТ является практически единственным экономически эффективным решением. Внедрение таких конвейеров позволяет не только снизить затраты на доставку горной массы и уменьшить себестоимость готового продукта, но и улучшить экологию карьеров.

## **Список литературы**

1. Столяров В. Ф. Проблема циклично-поточной технологии глубоких карьеров. – Екатеринбург: Уро РАН, 2004. – 232 с.
2. Картавый А.Н. Перспективы применения крутонаклонных конвейеров с прижимной лентой при ЦПТ. – Горный журнал, №6/2003. с. 52–56. Источник: <https://mining-media.ru/ru/article/transport/353-krutonak>.
3. Николаев Е.Д., Дмитриев В.П., Костерин Л.С., Федоренко А.И. Анализ конструкций крутонаклонных конвейеров для глубоких карьеров, Горный журнал, №11-12, 1998.
4. Галкин В.И., Дмитриев В.Г., Дьяченко В.П., Запенин И.В., Шешко Е.Е., Современная теория ленточных конвейеров горных предприятий, М.: издательство МГГУ, 2005.

УДК 622.684

## **ВЛИЯНИЕ ПРОДОЛЬНОГО ПРОФИЛЯ ТРАССЫ НА ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ КАРЬЕРНЫХ АВТОСАМОСВАЛОВ**

**Журавлев А.Г.**, канд. техн. наук

Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт горного дела  
Уральского отделения Российской академии наук

*Показано влияние средневзвешенного уклона формы трассы (чередование наклонных и горизонтальных участков) на топливную экономичность и производительность карьерных автосамосвалов.*

**Ключевые слова:** карьерный автосамосвал, продольный профиль трассы, топливная экономичность, производительность

## **INFLUENCE OF LONGITUDINAL PROFILE OF ROADS ON THE TECHNICAL AND ECONOMICAL INDICATORS OF DUMP TRUCKS**

**Zhuravlev A. G.**

About the influence of the weighted average slope of the track shape (alternation of inclined and horizontal sections) on the fuel efficiency and productivity of dump trucks.

**Keywords:** Dump truck, longitudinal profile of roads, fuel efficiency, productivity.

От технико-экономических показателей карьерного автотранспорта существенно зависит эффективность добычи полезных ископаемых на каждом конкретном карьере. Поскольку доля затрат на транспорт в общей себестоимости полезного ископаемого достигает 50 % и более, даже незначительная оптимизация транспорта дает заметный эффект.

На сегодняшний день при правильной организации работы транспорта в случае, если проектирование транспортной системы выполнено с применением современных научно обоснованных методик, его показатели по наиболее значимым факторам будут высокими.

Резервы повышения эффективности в этом случае могут быть найдены среди дополнительных факторов. Один из них – оптимизация поперечного профиля дорог.

Классически принято оценивать поперечный профиль внутрикарьерной автомобильной трассы несколькими показателями:

- протяженность и высота подъема,
- средневзвешенный уклон,
- коэффициент развития трассы (отношение действительной протяженности трассы к длине, которую она имела бы без горизонтальных участков (площадки примыкания, развороты, сглаживающие участки и т.п.).

Однако указанный набор показателей не отражает в полной мере все особенности. В частности, при одних и тех же уклонах и коэффициенте развития трассы она может иметь разное чередование участков.

Рассмотрим, оказывает ли влияние конкретная форма трассы на основные эксплуатационные показатели карьерного автосамосвала.

Для исследования вопроса выполнено моделирование движения карьерного автосамосвала по четырем трассам с близкими параметрами, но разной формой продольного профиля. Моделирование осуществлялось в программе «Самосвал», разработанной в ИГД УрО РАН [1].

Трассы отличаются чередованием наклонных и горизонтальных участков, при этом общая высота подъема и коэффициент развития трассы остаются неизменными:

- при раздельном чередовании все наклонные съезды формируются в единый съезд, также как и горизонтальные участки;
- при длинном чередовании наклонные съезды и горизонтальные участки чередуются длинными участками;
- при коротком чередовании горизонтальные и наклонные участки чередуются с большой частотой, длина их минимальна;
- единый участок формируется без горизонтальных вставок с уклоном, равным средневзвешенному уклону трассы.

Результаты расчетов (таблица 1) показывают, что чем более равномерно чередуются наклонные и горизонтальные участки, тем выше средняя скорость самосвала и ниже расход топлива.

Это объясняется меньшим падением скорости на более коротких участках подъема. Наиболее же предпочтителен (в теории) с точки зрения производительности и расхода топлива вариант с постоянным уклоном без горизонтальных вставок. Однако это сложно реализуемо на практике из соображений безопасности и реальной геометрии карьера (наличие площадок примыкания съездов на уступах, разворотом и т.п.).

Также существенное влияние на эксплуатационные показатели автотранспорта оказывает уклон автодорог. Данный вопрос исследован в целом ряде работ, например, в [2-5]. На рис. 1 приведены результаты выполненного моделирования и расчетов на примере БелАЗ-7513 для семейства трасс с одинаковой высотой подъема и разным уклоном. Видно, что можно достичь минимума затрат топлива и максимума производительности при определенных уклонах.

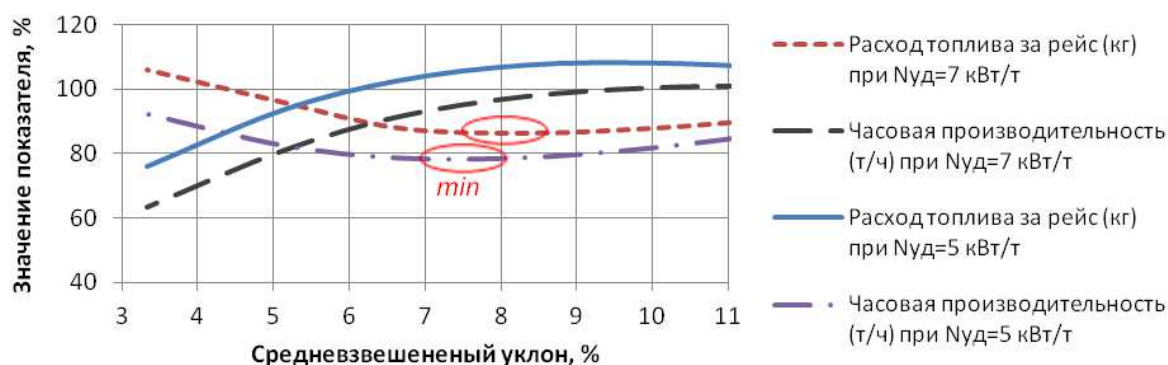


Рис. 1. Изменение расхода топлива и производительности самосвала БелАЗ-7513 в зависимости от уклона автодорог ( $N_{уд}$  – удельная мощность самосвала)

Таблица 1 – Результаты расчетов

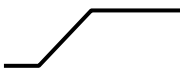
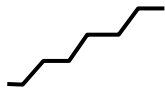


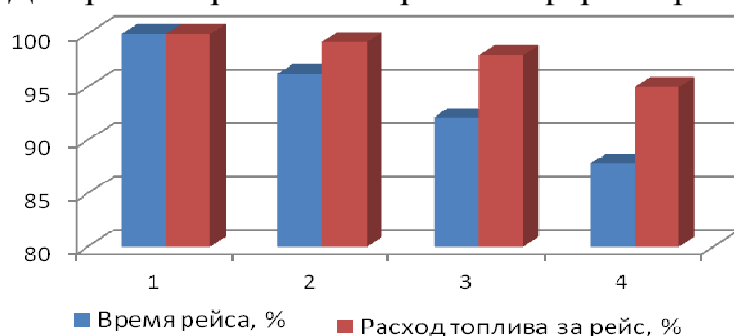
Характеристика формы продольного профиля	Раздельное чередование	Длинное чередование	Короткое чередование	Единый участок
Схема трассы				
<b>Параметры расчетной трассы:</b>				
Высота подъема, м	570	570	570	570
Расстояние транспортирования, км	9,6	9,6	9,6	9,6
Средневзвеш. уклон (уклон съездов), %	5,92 (8)	5,92 (8)	5,92 (8)	5,92 (5,92)
Коэффициент развития трассы	1,35	1,35	1,35	1
<b>Производительность:</b>				
Продолжительность рейса, мин.	36,9	35,5	34	32,4
<b>Расход топлива:</b>				
За рейс, кг	142,42	141,31	139,56	135,33
кг/100км	1479,66	1468,13	1450,02	1406,03
г/ткм	108,8	108	106,6	103,4
<b>Номер варианта на диаграмме</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>

Диаграмма сравнения вариантов формы трассы



Интересен и такой вопрос. С ростом удельной мощности самосвала – что окажет большее положительное влияние на производительность: увеличение уклона автодорог (и за счет этого сокращение протяженности трассы при той же высоте подъема) или увеличение скорости движения самосвала. Расчеты показали (рис. 2), что повышение мощности на 100 кВт обеспечивает возможность увеличения уклона без снижения скорости движения (за счет повышения тяговой способности) в среднем на 10%, что даст больший эффект в приросте производительности, чем повышение скорости при том же уклоне дорог.

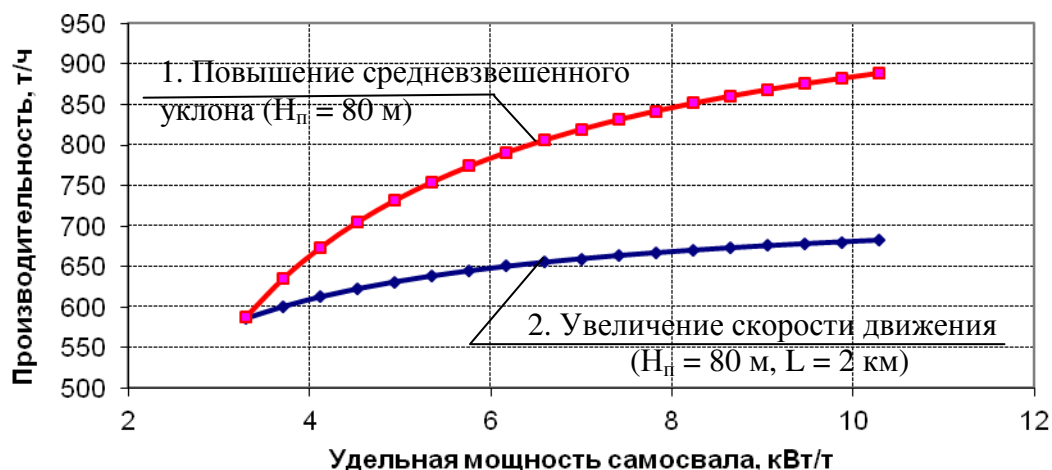


Рис. 2. Производительность автосамосвала БелАЗ-7513 за счет повышения мощности силовой установки: 1 – увеличением уклона (при той же скорости); 2 – увеличением скорости (при том же уклоне)

Таким образом, различная форма трассы даже при одинаковых ключевых параметрах (высота подъема и суммарное расстояние) оказывает влияние на технико-экономические показатели автомобильного транспорта.

Зная закономерности этого влияния, можно улучшить технико-экономические показатели в пределах 4-7 % не прибегая к каким-либо дополнительным затратам, а лишь используя приемы формирования трассы при развитии карьера.

### Список литературы

1. Журавлев А.Г. Компьютерное моделирование режимов движения карьерных автосамосвалов с КЭУ // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2011. – №ОБ11 – С. 371-382.
2. Горшков Э. В. Обоснование рациональных параметров технологического автотранспорта при повышенных уклонах карьерных автодорог [Текст]: дис. ... канд. техн. наук / Э. П. Горшков; ИГД МЧМ СССР. – Свердловск, 1984. – 178 с.
3. Лель Ю. И. Методы расчета параметров устойчивой работы автотранспорта глубоких карьеров [Текст] : дис. ... д-ра техн. наук / Ю. И. Лель; УГГГА. – Екатеринбург, 1999. – 292 с.
4. Фефелов Е.В. Обоснование критерия эффективности эксплуатации силовых установок автосамосвалов на глубоких карьерах [Текст]: дис. ... канд. техн. наук / Е.В. Фефелов; ИГД УрО РАН. – Екатеринбург, 2012. – 139 с.
5. Журавлев А.Г. Обоснование рациональных технических параметров горнотранспортных машин / А.Г. Журавлев // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2016. – Специальный выпуск №21. – С. 75-87.

УДК 622.232

## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПОДЗЕМНОГО ШАХТНОГО МОНОРЕЛЬСОВОГО ПОЕЗДА

Кызыров К.Б., проф., Камзе А.Г., магистрант  
Карагандинский государственный технический университет

*Изучена гидравлическая схема подземного шахтного монорельсового дизельного локомотива. Выявлены главные недостатки при эксплуатации машины, а также произведен анализ комплексной работы системы гидравлики начиная с пуска машины, временная остановка, остановка на стоянку. Изучены принципы работы основного динамического тормоза и аварийного тормоза. Показан вариант решения недостатков с помощью гидравлической системы. Также предлагается возможность усовершенствование гидравлической системы поезда вспомогательного оборудования запуска двигателя.*

**Ключевые слова:** подземный монорельсовый поезд, гидравлическая система машины, аварийный тормоз поезда, динамический тормоз поезда.

## PROPOSAL OF DEVELOPMENT OF THE HYDRAULIC SYSTEM FOR SUSPENDED MONORAIL MINNING UNDEGROUND TRANSPORT

Kyzyrov K.B., Kamze A.G.

*It was studied the hydraulic scheme of the underground mining monorail transport. It was determined main weaknesses of the transport during the operation, was made an analysis of operating of hydraulic circuit of the machine from the starting of engine, operation, temporary stop and long-term stop. It was studied a principle of main dynamic and emergency brake systems. It was shown as a variant a solution of problems by additional hydraulic valves. Also proposes an ability of development of hydraulic system of the train, including the secondary circuit with the start-up of engine.*

**Keywords:** monorail transport, hydraulic system of the machine, dynamic brake system.

В угольных шахтах применяются разные виды транспорта для транспортировки грузов и людей в шахтах, для подъема наверх и спуска вниз [1]. Один из видов подземного транспорта является дизельный монорельсовый поезд. На угольных шахтах АрселорМиттал г. Караганды (Казахстан) эксплуатируются дизельные локомотивы Ferrit (Чехия), анализ работы которых позволил выявить существенные недостатки поезда, и разработать предложения по совершенствованию гидравлической схемы поезда [2,3].

Анализ эксплуатации машины показал, что аварийная остановка происходит очень редко, обычно в момент, когда масса загрузки превышает допустимое значение при движении вниз на больших углах наклона. При движении вниз сила тяжести поезда и сила движения поезда от приобретенной кинетической энергии по ходу движения становится выше силы трения колодок основного тормоза. Основной тормоз не способен справиться с такой нагрузкой, в связи с этим ускорение имеет положительное значение, поезд набирает скорость, происходит «неуправляемый полет», срабатывает аварийный тормоз [2,3].



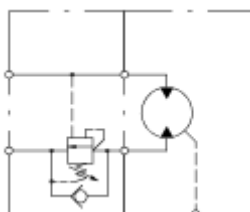


*Рис.1. Монорельсовый дизельный локомотив*

При этом аварийный тормоз влечет за собой аварию на предприятии – монорельс от высокой нагрузки аварийного тормоза выходит из строя (изгибы, обрывы), предприятию приходится устранять последствия аварии, что влечет за собой большие финансовые потери, приносит риск условиям труда для машинистов.

Анализ работы гидравлической системы во время спуска вниз с перегрузкой показал следующее: гидромоторы находятся в зацеплении. Скорость гидромотора согласно потоку от насоса постоянная, но при увеличении скорости движения поезда в линии давления возникает падение давления, гидромотор под действием вращения приводных роликов работает по функции как насос, линия подачи всасывает через клапан антикавитации недостающие излишки масла, линия слива находится под давлением, основной поток возвращается к насосу и сливается через предохранительный клапан, установленный рядом с насосом. Машинист в это время не способен контролировать скорость поезда.

Для предотвращения аварий предлагается дополнить гидравлическую систему дополнительными клапанами на линии слива каждого гидромотора, чтобы создать гидравлический тормоз объемом жидкости при движении вниз.



*Рис.2 – Гидравлическая схема тормозного клапан на гидромоторе*

Предлагается использовать односторонний тормозной клапан со встроенным обратным клапаном и высоким передаточным отношением. Высокое передаточное отношение обеспечило бы стабильную работу поезда при движении по прямой без уклонов и при движении вверх по укло-

ну, т.к. для открытия клапана не требуется высокого давления на противоположной линии. Обратный же клапан будет обеспечивать беспрепятственное движение поезда в противоположном направлении. Но при падении давления менее допустимого клапан бы блокировал слив гидромотора и не позволял бы набирать скорость при движении вниз при перегрузках. Дренаж гидромотора должен быть выведен отдельной линией в бак.

Как недостаток, в гидравлической системе поезда следует отметить наличие шарового клапана, установленного на гидроаккумуляторе пуска стартера, где не всегда имеется возможность клапан заблокировать, например, в случаях, когда остановка машины происходит на большой высоте, и машинисту нет возможности добраться до привода, либо когда машинист вовсе забывает закрыть кран. Через золотниковые распределители происходит утечка масла, что приводит к тому, что гидроаккумулятор разряжается через определенное время. И чтобы запустить двигатель, машинисту необходимо ручным насосом зарядить гидроаккумулятор заново, что занимает много времени. Для исключения указанного недостатка предлагается заменить золотниковые распределители на стартере, для подкачки прижима и ручной разблокировки тормоза – на седловые (тарельчатые) распределители. В этом случае тарельчатые клапаны и распределители будут автоматически исключать возможность разрядки аккумуляторов после каждой остановки двигателя.

Затраты на доработку гидравлической схемы поезда являются минимальными, а результат работы может оправдать себя во избежание аварийных ситуаций на шахте, простоев, травмирование людей, улучшение условий труда машинистов.

### **Список литературы**

1. Таран И.А. Трансмиссии шахтных дизелевозов: моногр. – Днепропетровск: Национальный горный университет, 2012. – 256 с.
2. Подвесной дизель – гидравлический локомотив IMM-80 TD. Руководство по эксплуатации. Группа компаний «Монотранс». – 2005. – 68 с.
3. Инструкция по эксплуатации шахтного подвесного локомотива DLZ110F. ООО «Феррит». Чешская Республика. – 51 с.

УДК 624.07

## АНАЛИЗ ВЫНУЖДЕННЫХ ПОПЕРЕЧНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОНВЕЙЕРНЫХ ЛЕНТ

Кожушко Г.Г., проф., Лукашук М.Д., студент

ФГАОУ ВО Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург

*Динамическое поведение ленты исследуется на основе решения краевой задачи, описываемой дифференциальными уравнениями в частных производных и соответствующими краевыми условиями.*

**Ключевые слова:** ленточный конвейер, резонанс.

## ANALYSIS OF FORCED TRANSVERSE VIBRATIONS OF CONVEYOR BELTS

Kozhushko G.G., Lukashuk M.D.

*The dynamic behavior of conveyor belts is investigated by solving a boundary value problem described by partial differential equations and corresponding boundary conditions.*

**Keywords:** belt conveyor, resonance.

Прогрессивной тенденцией мирового конвейеростроения в последние годы является увеличение производительности ленточных конвейеров за счет существенного увеличения скорости движения ленты.

Естественно, что при проектировании и эксплуатации систем высокоскоростных ленточных конвейеров возникает необходимость решения различных проблем: пускотормозных режимов, загрузки и разгрузки транспортируемого материала, ограничение динамических нагрузок на подшипниковые узлы роlikоопор, обеспечение устойчивости движения ленты, исключение возможности возникновения резонансных и около резонансных режимов.

Настоящая работа посвящена исследованию вынужденных поперечных колебаний конвейерных лент, возбуждаемых через роlikоопоры, имеющие эксцентриситет либо вследствие погрешностей изготовления, либо из-за налипания транспортируемого материала на ролики опор нижней ветви конвейера.

Поперечные колебания конвейерных лент исследованы в различных аспектах [2-4]. Грузовая форма прогиба движущейся конвейерной ленты определяется выражением [1].

$$\frac{\partial^2 \omega}{\partial t^2} = \alpha \frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2} - \beta(1+i\zeta) \frac{\partial^4 \omega}{\partial x^4} + g \quad (1)$$

где  $\alpha = \frac{\bar{S}g}{q}$ ;  $\bar{S} = S - \frac{q}{g}V^2$ ;  $\beta = \frac{D_x g}{q}$ ;  $\omega(x,t)$  – прогиб ленты в сечениях;  $S, V$  – натяжение ленты и скорость её движения;  $D_x$  – изгибная жесткость ленты;  $\zeta$  – приведенный коэффициент демпфирования;  $i = \sqrt{-1}$ ;  $g=9,81$  м/с<sup>2</sup>.

В первом приближении частота основного тона поперечных колебаний определяется как:

$$v^2 = \frac{\pi^2}{l^2} \left( \frac{Sg}{q} + \frac{D_x g}{q} \frac{\pi^2}{l^2} - V^2 \right) \quad (2)$$

Критическая скорость движения ленты, при которой частота поперечных колебаний становится равной нулю:

$$V_{кр} = \sqrt{\frac{g}{q} \left( S + D_x \frac{\pi^2}{l^2} \right)} \quad (3)$$

При приближении скорости к критическому значению прогиба ленты становятся большими, и лента теряет свою работоспособность.

Решение краевой задачи (1), расчетная схема которой приведена на рис.1, будем искать в виде:

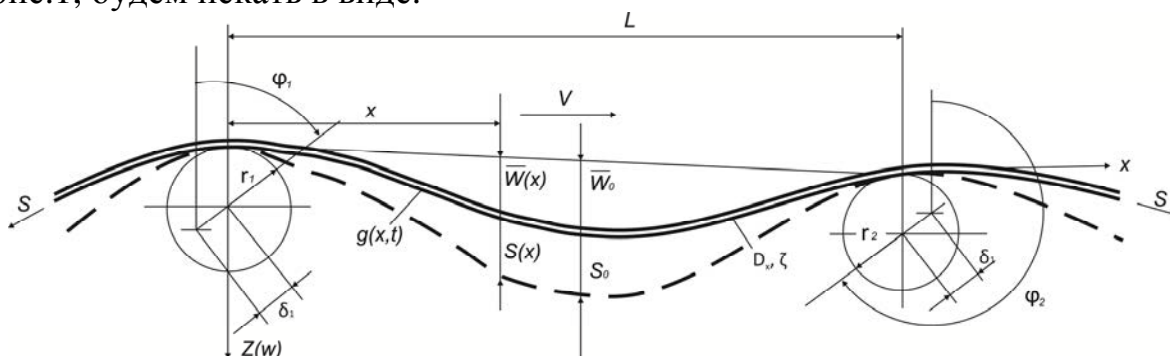


Рис.1. Расчетная схема к исследованию вынужденных поперечных колебаний конвейерной ленты, возбуждаемой через роlikоопоры

$$\omega(t, x) = \bar{\omega}(x) + \frac{l-x}{l} \delta_1 e^{i(\omega_1 t + \varphi_1)} + \frac{x}{l} \delta_2 e^{i(\omega_2 t + \varphi_2)} + \zeta(x, t), \quad (4)$$

где  $w(t, x)$  – стационарная форма прогиба ленты;  $\zeta(x, t)$  - новая неизвестная (искомая) функция, удовлетворяющая задаче:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial^2 \zeta}{\partial t^2} &= \alpha \frac{\partial^2 \zeta}{\partial x^2} - \beta(1+i\zeta) \frac{\partial^4 \omega}{\partial x^4} + f(t, x) \\ \zeta(t, 0) &= \zeta(t, l) = 0, \quad \frac{\partial \zeta(t, 0)}{\partial x} = \frac{\partial \zeta(t, l)}{\partial x} = 0 \\ \zeta(0, x) &= \zeta_0(x), \quad \frac{\partial \zeta(0, x)}{\partial t} = \zeta_1(x) \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

$$\left. \begin{aligned} f(t, x) &= \frac{l-x}{l} \delta_1 \omega_1^2 e^{i\omega_1 t} + \frac{x}{l} \delta_2 \omega_2^2 e^{i\omega_2 t} \square f_1 + f_2 \\ \zeta_0(x) &= \omega_0(x) - \bar{\omega}(x) - \frac{l-x}{l} \delta_1 - \frac{x}{l} \delta_2 \square \zeta_{01} + \zeta_{02} \\ \zeta_1(x) &= -\frac{l-x}{l} \delta_1 i - \frac{x}{l} \delta_2 i \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

$\zeta(x, t)$  представим в виде  $\zeta = \zeta_1 + \zeta_2$ , где  $\zeta_1$  – решение при  $f=f_1$ ,  $\zeta = \zeta_{01}$ ;  $\zeta_2$  – решение при  $f=f_2$ ,  $\zeta = \zeta_{02}$ . Каждую из краевых задач решаем для  $\zeta_1$  и  $\zeta_2$  решаем по отдельности.

Вид собственных форм первых трех мод поперечных колебаний нижней ветви ленты и их производных приведен на рис. 2 для длины пролета  $l = 3,0$  м. На первой и третьей модах максимальные амплитуды соответствуют середине пролета, а их значения соответственно равны  $\varphi_1(l/2) = \frac{2}{\sqrt{l}}$  и  $\varphi_3(l/2) = -\frac{1,37}{\sqrt{l}}$ .

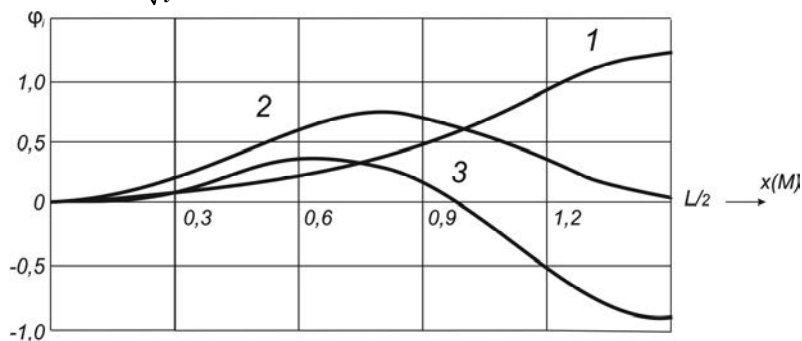


Рис.2. Собственные формы первых трех мод поперечных колебаний

Решение уравнения (5) будем искать в виде разложения:

$$\zeta_1(t, x) = \sum_{i=1}^{\infty} \zeta_{1i} \cdot \varphi_i(x) \cdot e^{i\omega t}$$

При этом частоты возбуждения вынужденных колебаний на левой и правой опорах одинаковы, поскольку они определяются скоростью ленты.

В результате преобразований получим:

$$\zeta_1 = \zeta_{11} \cdot \varphi_1(x) \cdot e^{i\omega t} = \frac{b_1 \cdot \delta_1 \cdot \omega^2}{\sqrt{(r_{21} - \omega^2)^2 + r_{11}^2}} \cdot \varphi_1(x) \cdot e^{i(\omega t + \theta_1)}$$

$$r_{2i} = \beta \cdot \lambda_i^4 - \alpha \cdot \delta e_i; \quad r_{1i} = \zeta \cdot \beta \cdot \lambda_i^4.$$

Необходимо отметить, что точность определения перемещения ленты при использовании этой формулы увеличивается по мере приближения к резонансной частоте профиля гармоники  $\varphi_i(x)$ .

Полученные в результате решения модальные параметры системы – собственные частоты и формы колебаний на главных модах являются основанием для практических рекомендаций параметров конвейерных установок и их эксплуатационных режимов, исключающих попадание системы в резонансные и около резонансные режимы.

### Список литературы

1. Панкратов С.А. Динамика машин для открытых горных и земляных работ. М. «Машиностроение» 1967 – 446 с.
2. Шахмейстер Л.Г., Дмитриев В.Г. Теория и расчет ленточных конвейеров. М.: Машиностроение, 1978. — 392 с.
3. Галкин В.И., Дмитриев В.Г., Дьяченко В.П., Запенин И.В., Шешко Е.Е. Современная теория ленточных конвейеров горных предприятий. учебное пособие. Москва, 2011.

**УДК 625.03, 73.49.37**

## **ТРАНСПОРТНАЯ ЛОГИСТИКА - СФЕРА ИННОВАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ**

**Набиуллин Р. Ш.**, канд.техн.наук,

Сибайский транспортный участок ООО «Башнефть – Розница», г. Сибай

*Актуализация идеи создания и внедрения альтернативных, инновационных транспортных систем по технологии трубопроводного контейнерного пневмотранспорта (ТКПТ), для решения современных логистических задач, учитывая то, что огромные территории России это связующее звено между Европой и Азией с бескрайними, труднодоступными районами, лишенными необходимой транспортной инфраструктуры. Метод: создание мощной транспортной системы, используя научно – технические достижения и технологию ТКПТ.*

*Страна получит мощнейшую, разветвленную транспортную систему с возможным уровнем автоматизации процессов 100%, сроком службы 35-40 лет и сроком окупаемости 5-6 лет. Запуск крупнейших месторождений полезных ископаемых, промышленное освоение которых сдерживается отсутствием транспортной инфраструктуры. Участие в реализации проекта Нового шелкового пути (НШП), продвигаемого Китаем, новой межконтинентальной транспортной системы, в сферу которой в перспективе должны войти огромные территории, и вовлечено более половины населения Земли.*

**Ключевые слова:** *трубопроводный контейнерный пневмотранспорт, пневмовоз, пневмопоезд, транспортная система.*

## **TRANSPORT LOGISTICS - SPHERE OF INNOVATIVE TECHNOLOGIES**

**Nabiullin R. Sh.**

*Actualization of the idea of creating and introducing alternative, innovative transport systems using pipeline container pneumatic transport technology (PCPT) to solve modern logistical tasks, given that the vast territories of Russia are a link between Europe and Asia with endless, hard-to-reach areas lacking the necessary transport infrastructure. Creation of a powerful transport system using scientific and technical achievements and the technology of PCPT.*

*The country will receive a powerful, extensive transport system with a possible level of process automation of 100%, a service life of 35-40 years and a payback period of 5-6 years. The launch of the largest mineral deposits, the industrial development of which is hampered by the lack of transport infrastructure. Participation in the implementation of the project of the New Silk Road (NSR), promoted by China, a new intercontinental transport system, the scope of which in the long term should include vast territories, and more than half of the world's population is involved.*

**Keywords:** *pipeline container pneumatic transport, pneumatic truck, pneumatic train, transport system.*

Огромные территории России, богатейшей страны мира, в недрах которой выявлены и разведаны неисчислимы богатства полезных ископаемых. Только запасы 50-ти видов минерального сырья оцениваются в 30 триллионов долларов США. Для сравнения в США они оцениваются в 10 триллионов, во всей Европе – 5, в Японии – 0 [1]. Безусловно, должны покрываться развитой сетью транспортной инфраструктуры, способной обеспечивать надежный грузооборот по всей территории страны, включая труднодоступные районы Сибири и Дальнего востока, это 77% территории с населением 36 млн. человек, где сосредоточены основные запасы минеральных ресурсов.

Полномасштабное промышленное освоения труднодоступных территорий и месторождений в основном невозможно в виду отсутствия транспортной инфраструктуры. Очевидно, что на сегодняшний день создание инфраструктуры для традиционных видов транспорта на этих территориях невозможно ни с технической, ни с экономической точек зрения. В подтверждение этому достаточно привести тот факт, что крупным и в своем роде уникальным транспортным узлом, связывающим Европу и Сибирь, является город Уфа. Через город проходит основная автотранспортная артерия страны, федеральная автодорога М-5 «Урал», здесь заканчивается федеральная автодорога М-7 «Волга», берет свое начало автодорога Р-240 Уфа – Оренбург. Несмотря на огромную значимость этих транспортных артерий и постоянное внимание к ним со стороны федеральных и региональных властей все они находятся в неудовлетворительном состоянии и не справляются с грузопотоком.

По-настоящему прорывной на сегодняшний день может стать технология трубопроводного контейнерного пневмотранспорта (ТКПТ). Учитывая огромный опыт и технический потенциал, который был наработан в стране за время строительства мощной газотранспортной системы.

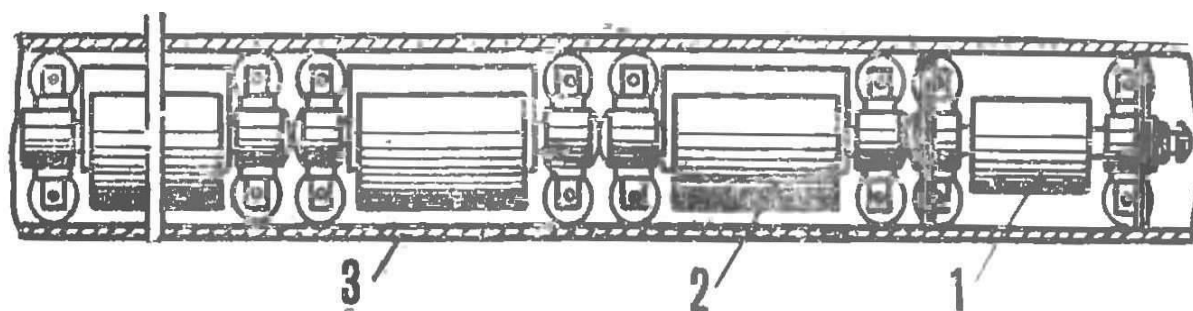


Рис. 1. Схема пневмопоезда:

1 — пневмовоз с манжетами; 2 — вагонетка-контейнер; 3 — трубопровод.

Перепад давления создается воздуходувками. Скорость составов до 45 км/ч. Погрузочные и разгрузочные станции, стрелочные переводы, шлюзовые затворы, предотвращающие снижение давления, тормозные устройства, точно останавливающие тяжелые контейнеры в заданном месте, — вот основные звенья системы ТКПТ. Все операции загрузки и выгрузки контейнеров, управление их движением автоматические, контролируются диспетчером с центрального пульта [2].

Первые попытки создать «атмосферическую дорогу» в трубах, по которым за счет перепада давления воздуха передвигались экипажи с пассажирами, предпринимались еще в 40-х годах XVIII века в Англии. Но такие сооружения оказались в высшей степени ненадежны и недолговечны. А сам принцип выжил только в виде пневматической почты [3].

Первое в мире промышленное использование ТКПТ для транспортировки грузов было реализовано в 1971 году, специалистами конструктор-

ского подразделения «Транспрогресс» при Главнефтеснабе РСФСР. Предприятие «Транспрогресс» занималось развитием транспортных систем ТКПТ по следующим направлениям:

- магистральные системы большой протяженности (до 50 км) для перевозки массовых сыпучих грузов и бытовых отходов крупных городов;
- внутризаводские системы ТКПТ средней протяженности (до 10 км) для перевозки сыпучих и штучных грузов в съемной таре.

За 20 лет своего существования предприятие «Транспрогресс» вывело страну в мировые лидеры по созданию и применению в промышленном производстве уникальных систем ТКПТ. Были разработаны, испытаны и внедрены четыре типа систем ТКПТ, в том числе: для транспортировки сыпучих и рудных материалов (четыре системы); для внутризаводских перевозок (12 систем); для вакуумного сбора и транспортировки бытовых отходов (одна система) и библиотечные (три системы).

1. Трубопроводный контейнерный пневмотранспорт уникален по своей экологической чистоте, полностью автоматизирован при круглосуточной и всепогодной работе, не подвержен температурным колебаниям и в разы дешевле существующих видов транспорта.

2. Стоимость перевозки грузов ТКПТ дешевле стоимости перевозки аналогичных грузов традиционными (автомобильным или железнодорожным) видами транспорта по капитальным затратам в два-три раза, а по эксплуатационным затратам – в 30-35 раз.

3. Срок службы систем ТКПТ составляет 35-40 лет.

Опытная эксплуатация доказала технико-экономическую целесообразность применения указанных систем для доставки различных грузов [4].

К сожалению, в период 1990-2000 г, в связи с процессами приватизации машиностроения, предприятие «Транспрогресс» было сначала переведено на полное самофинансирование, а после и вовсе ликвидировано в своей тогдашней форме, все системы ТКПТ были демонтированы и проданы как металлолом [5]. Однако в связи с ликвидацией СКБ «Транспрогресс» группа ведущих разработчиков систем ТКПТ решила сохранить накопленный потенциал для продолжения и дальнейшего развития этих систем. 01.11.1990 – создана группа предприятий «Транспрогресс» - профессиональная команда, ведущий разработчик систем ТКПТ, владеющая всей технической документацией.

В настоящее время группой предприятий «Транспрогресс» ведутся инновационные разработки транспортных систем по технологии ТКПТ для таких заказчиков как: теплоэлектростанция «Табас» (Иран), ОАО «Сода», ТГК Черепецкая ГРЭС, Каширская ТЭЦ, АК ЗАО «Алроса» и др. Однако реализовать эти крупные инновационные проекты без финансовой помощи государства пока не представляется возможным.

Нельзя не отметить инновационные разработки группы предприятий «Транспрогресс» с применением ТКПТ по таким направлениям:



- утилизация, сбор, переработка и использование попутного нефтяного газа;

-исследования в области создания полностью автоматизированной разветвленной и многоадресной трубопроводной системы транспортирования пусковых ракетных модулей (ПРМ) массой до 50 тонн, диаметром 1,5-2,0 метра, длиной 15-20 метров, на расстояния нескольких сотен километров практически в любых географических районах.

- создание демонстрационного стенда на территории технопарка Свердловской области по применению транспортной системы с подвеской на постоянных магнитах и линейным электроприводом для перевозки пассажиров [5].

Разработки по созданию систем трубопроводного транспорта для перевозки пассажиров, активно ведутся в США, где с 2013 года реализуется идея Hyperloop. В основе идеи лежит способ транспортировки капсул внутри труб с помощью магнитной левитации в вакууме или в среде сильного разряжения. Способ был предложен еще в 1909 году как вакуумный поезд Vactrain [6].

Особенности технологии Hyperloop:

- привод одиночных грузовых или грузопассажирских капсул, осуществляется с помощью линейных электродвигателей;

- во время движения капсул полностью исключается контакт капсул со стенками трубопровода;

- отсутствие сопротивления воздуха при движении.

На сегодняшний день в США над этой идеей работают три компании.

Hyperloop Transportation Technologies Inc (НТТ или Hyperloop ТТ) – компания реализует ряд проектов в странах Европы, ОАЭ, Китае. В 2018 году компания представила первую в мире пассажирскую капсулу.

Virgin Hyperloop One – среди инвесторов этой компании есть российские инвесторы. В 2016 году компания презентовала план строительства ветки Hyperloop длиной около 65 километров по маршруту Хуньчунь (Китай) – порт Зарубино. С 2018 года компания занимается реализацией проекта по строительству полноценной дороги в Индии в течение 5-7 лет.

Spase X – с 2018 года компания реализует проект по строительству участка полноценной трассы Hyperloop в США. 22 июля 2018 года команда Мюнхенского технического университета, работающая в рамках конкурса объявленного компанией Spase X установила рекорд скорости, разогнав капсулу Hyperloop до 457 км/ч. [7].

### **Список литературы**

1. Туманов В.И. Все потерять – и вновь начать с мечты... [Текст] / В.И. Туманов. – Москва: Либлика, 2017. – 449 с.
2. Яров Р. Пневмовоз без фантастики [Текст] / Р. Яров // Моделист конструктор. – 1974. - № 9. – С. 6-8.

3. Александров А. Поезда идут в трубах [Текст] / А. Александров, Ю. Цимблер // Спутник. – 1986. - № 4. – С. 54-59.
4. Трубопроводный контейнерный пневмотранспорт [Электронный ресурс] / Официальный сайт ГП «Транспрогресс». – режим доступа: <http://www.transprogress.info/> (дата обращения 28.02.2019).
5. Белоносов К.Ю. Специфика и перспективы реализации инновационных проектов трубопроводного контейнерного пневмотранспорта [Электронный ресурс]/ К.Ю. Белоносов, А.Е. Бром: молодежный научно технический вестник / ФГБОУ ВПО «МГТУ им. Н.Э. Баумана» – Электрон. журн. – Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. - №5. режим доступа к журн.: <http://istina.msu.ru/journals/26931324>
6. Вакуумный поезд [Электронный ресурс] / Официальный сайт «Wikipedia». – режим доступа.: [https://ru.wikipedia.org/wiki/ Вакуумный\\_поезд](https://ru.wikipedia.org/wiki/Вакуумный_поезд) (дата обращения 28.02.2019).
7. Hyperloop [Электронный ресурс] / Официальный сайт «Wikipedia». – режим доступа.: [https://ru.wikipedia.org/wiki/ Hyperloop](https://ru.wikipedia.org/wiki/Hyperloop) (дата обращения 28.02.2019).

УДК 622.621

## ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ СТЕНД ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Плютов Ю.А., Колотовкин Г.А.

Сибирский федеральный университет, г. Красноярск

*Создан исследовательский стенд, позволяющий проводить экспериментальные замеры режимных параметров машин с различным ходовым оборудованием. Определяются значения коэффициента основного сопротивления движению машин на колесно-рельсовом, пневмоколесном и гусеничном ходу и даются рекомендации по повышению производительности горно-транспортной техники.*

**Ключевые слова:** *стенд, сопротивление, мощность, производительность.*

## RESEARCH STAND, MAKING TO DETERMINE THE OPERATING PARAMETERS OF TRANSPORT MACHINES

Plyutov Yu. A., Kolotovkin G. A.

*Created a research stand, making to determine the operating parameters of machines, having different running equipment. The values of the coefficient of main resistance to movement are determined for wheels with rails, tires and caterpillars with road and recommendations are given to improve the performance of mining machinery.*

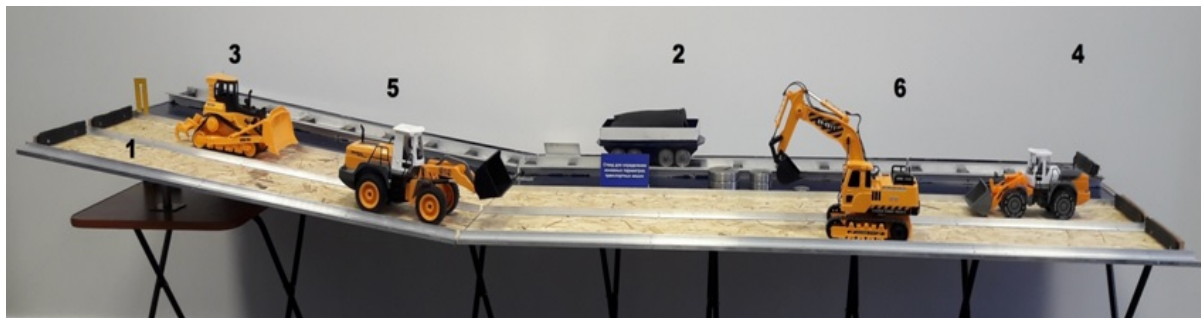
**Keywords:** *stand, resistance, power, performance.*

Роль транспорта в горном деле очень велика. Капитальные и эксплуатационные затраты на транспортирование грузов составляют в среднем 50-60 % от общих затрат на добычу полезных ископаемых. Для эффективной эксплуатации транспорта на горных предприятиях очень важно максимальное соответствие конструктивных параметров машин условиям эксплуатации. Так или иначе, большинство проблем при эксплуатации транспортных машин связаны с их основными параметрами: производительностью, сопротивлением движению и мощностью двигателя, поэтому при изучении дисциплины «Транспортные машины и комплексы» представляется важным научиться экспериментально их определять. В лаборатории транспортных машин института горного дела, геологии и геотехнологий Сибирского федерального университета спроектирован и создан исследовательский стенд для определения основных параметров транспортных машин (рис.1).

Базовая площадка с двумя трассами, имитирующими автомобильную дорогу и железнодорожный путь, включает в себя горизонтальный участок длиной 1800 мм и наклонный участок длиной 1200 мм. Угол наклонного участка варьируется от  $1^{\circ}$  до  $10^{\circ}$ .

Модель железнодорожного вагона массой 5 кг имеет габариты: L=350 мм; B=155 мм; h=100 мм. Инерционные модели № 1 имеют следующие параметры: на пневмоколесном ходу - габариты: L=330 мм; B=110 мм; h=140 мм; масса – 0,270 кг; на гусеничном ходу - габарит: L=320 мм; B=105 мм; h=170мм; масса – 0,425 кг. Приводные модели № 2 имеют следующие параметры: на пневмоколесном ходу - габариты: L=450 мм; B=120

мм;  $h=180$  мм; масса – 0,970 кг; на гусеничном ходу - габарит:  $L=295$  мм;  $B=400$  мм;  $h=150$  мм; масса – 0,815 кг.



*Рисунок 1 – Исследовательский стенд: 1 – базовая площадка с рельсами и дорогой; 2 – модель железнодорожного вагона; 3 – инерционная модель машины №1 на гусеничном ходу; 4 – инерционная модель машины №1 на пневмоколесном ходу; 5 – приводная модель машины №2 на пневмоколесном ходу; 6 – приводная модель машины №2 на гусеничном ходу*

Методика проведения экспериментальных исследований на стенде включает в себя 3 этапа: определение сопротивлений движению машин на колесно-рельсовом ходу; определение сопротивлений движению машин на пневмоколесном и гусеничном ходу; установление использования полной мощности двигателей машин с различным ходовым оборудованием при одинаковом сопротивлении движению.

На первых двух этапах экспериментальных исследований определение величины коэффициента основного сопротивления движению вагона и инерционных машин производится на базовой площадке и основано на равенстве работ силы тяжести модели, скатываемой с наклонного участка, и силы вредного сопротивления при ее движении от места пуска до пункта остановки на горизонтальном участке. Опыты проводятся как для грузовой техники, так и для порожней.

На третьем этапе исследований проводятся замеры времени движения приводных моделей по горизонтальному и наклонному (на подъем) участкам дороги базовой площадки с полным использованием мощностей их двигателей. Замеры осуществляются сначала с разными, а затем с одинаковыми показателями энерговооруженности (удельной мощности двигателя). По результатам проведенных исследований проводятся расчеты производительности машин с различным ходовым оборудованием и разрабатываются рекомендации по снижению основного сопротивления движению и повышению эффективности эксплуатации горнотранспортной техники. Затраты на изготовление экспериментального стенда составили 14580 руб. Он внедрен в учебный процесс кафедры горных машин и комплексов СФУ при изучении студентами горных специальностей дисциплин «Транспортные машины и комплексы», «Карьерный транспорт» и «Рудничный транспорт».

УДК 629.353

## ЭЛЕКТРОСАМОСВАЛЫ ДЛЯ ГОРНЫХ РАБОТ

Хазин М. Л., д-р техн. наук, проф.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург

*Одной из самых больших статей расхода при горных работах является энергия, необходимая для добычи и переработки минеральных руд. Одним из перспективных направлений энергосбережения горного предприятия является использование электроэнергии. Повышение эффективности работы горного предприятия может достигаться за счет значительной экономии топлива, повышения производительности процесса транспортирования горной массы, сокращения автопарка, уменьшения расходов на эксплуатацию и техническое обслуживание. Электропривод позволяет увеличить межремонтные интервалы двигателя, снизить затраты на потребляемую энергию за счет регенерации и возвращения ее в сеть, а также уменьшить или исключить выбросы отработанных газов.*

**Ключевые слова:** энергосбережение, электропривод, подземные горные работы, открытые горные работы, экология.

## ELECTRIC DUMP TRUCKS FOR MINING

Khazin M. L.

*One of the biggest expense items for mining is the energy required for the extraction and processing of mineral ores. One of the promising areas of energy saving of a mining enterprise is the use of electricity. Improving the efficiency of the mining enterprise can be achieved through significant fuel savings, higher productivity of the transportation process of the rock mass, reduction of the fleet, reduction of operating and maintenance costs.*

*Electric drive allows you to increase the time between engine repairs, reduce the cost of energy consumed by regeneration and return it to the network, as well as reduce or eliminate emissions of exhaust gases.*

**Keywords:** mining machines, energy saving, electric drive, underground mining, open mining, ecology.

В настоящее время при обеспечении устойчивого функционирования промышленных предприятий все большее внимание уделяется энергетическому фактору. Горнодобывающая промышленность является одним из основных потребителей энергии и горнодобывающие компании все больше внимания уделяют мероприятиям по энергосбережению и экономически эффективным способам генерации энергии.

Для перевозки горной массы мировая горнодобывающая промышленность ежегодно расходует миллиарды литров дизельного топлива. Типичный самосвал потребляет от 50000 до 100000 литров дизельного топлива в год, в зависимости от условий его применения, и может выделять от 131 до 262 тонн CO<sub>2</sub> в отработанных газах. Наряду со многими достоинствами дизельные двигатели имеют и определенные недостатки. Основными технико-экономическими и экологическими недостатками дизельных двигателей являются: невысокая энергетическая эффективность; значительный расход энергии на выработку теряющегося в пространстве тепла; относительно низкая скорость движения на подъеме; существенный объем технического обслуживания; высокий уровень шума и вибрации; большой

объем выбросов отработанных газов, загазованность атмосферы и возможность образования тумана.

Особенностью современного периода является увеличение глубины разработки месторождений полезных ископаемых. С ростом глубины горных работ ухудшаются условия естественного проветривания рабочего пространства карьеров. На глубине карьеров более 200–250 м загрязнение воздуха вредными веществами на рабочих местах приводит к постепенному превышению предельно допустимых концентраций и не отвечает требованиям ГОСТ 12.1.005-88 «Воздух рабочей зоны» [1].

На многих угольных шахтах и рудниках России объем воздуха, подаваемого в горные выработки, недостаточен для разбавления выхлопных газов дизелей до предельно допустимых концентраций [2]. Затраты на нагнетание чистого воздуха в карьер, необходимого для проветривания, часто перекрывают затраты на расход топлива карьерных самосвалов даже при условии, что экскаваторы в забое запитаны от кабеля - сети переменного или постоянного тока [3-5].

Одним из перспективных направлений уменьшения расхода топлива, объема отработанных газов и повышения производительности горного предприятия является использование электроэнергии. На данный момент технология электрического привода является самым быстрым и эффективным способом существенного снижения энергопотребления. Интерес к электроприводу связан, в первую очередь, с возможностью уменьшения потребления дизельного топлива карьерными самосвалами и использования большей мощности на двигателе.

Основные преимущества транспортных средств, работающих на аккумуляторах – это их универсальность, энергоэффективность, хорошее тяговое усилие (включая высокий крутящий момент при низких скоростях), отсутствие вредных выбросов, снижение потребности в вентиляции и эксплуатационных расходов, меньшая потребность в техническом обслуживании и более высокая производительность. К сожалению, их мобильность ограничена малой емкостью аккумуляторов: у свинцовых аккумуляторов примерно 144 кДж / кг, а у более эффективного аккумулятора на основе фосфата лития железа ( $\text{LiFePO}_4$ ) или LFP - 396 кДж / кг. Более эффективные литий-ионные батареи имеют до 900 кДж / кг [6], но они пока не применяются для транспортных средств. Параметры ряда аккумуляторов могут обеспечить необходимый запас энергии для выполнения вспомогательных операций транспортного цикла самосвала. Например, при питании от электролитической никель-кадмиевой аккумуляторной батареи (АКБ) энергоемкостью 250 МДж самосвал БелАЗ-7530 грузоподъемностью 220 т способен проехать 3,6 км [6].

Аккумуляторные грузовики-погрузчики выпускаются канадской компанией RDH Mining Equipmen. Грузовик-погрузчик с емкостью ковша 2 м<sup>3</sup> Muckmaster 300EB и 20-тонный грузовик Haulmaster 800-20EB пита-

ются от LFP батареи. С 2013 г. четыре Muckmaster 300EB и один Haulmaster 800-20EB работают на золотом руднике Макасса (Macassa) (Озеро Киркленд, Онтарио, Канада) [7]. Главное преимущество погрузчиков и грузовиков с аккумуляторной батареей - это их экологическая чистота (нет выделения отработанных газов) и мобильность (не связаны с какой-либо постоянной инфраструктурой).

К недостаткам аккумуляторов можно отнести непродолжительный срок эксплуатации и небольшой запас хода в сравнении с ДВС. Согласно информации компании RDH MiningEquipme LFP батареи позволяют грузовикам-погрузчикам и грузовикам работать в среднем в течение 4 часов. Это меньше, чем продолжительность рабочей смены, которая обычно составляет от 8 до 12 часов. Другим недостатком является высокий вес аккумуляторов и их стоимость (хранение 1 Вт ч стоит примерно 1 €) [7]. Однако следует учитывать возможность переработки аккумуляторов после окончания срока эксплуатации.

Несмотря на это, имеется значительный интерес к применению этой технологии к подземным транспортным средствам шахт. В тех случаях, когда спрос на вентиляцию и обогрев является серьезной проблемой, выбор этих транспортных средств может быть оправданным. Кроме того, при постоянном прогрессе в технологии изготовления батарей следует ожидать увеличения их энергоемкости, что значительно повысит их привлекательность для применения в горной промышленности.

Китайский концерн BYD Co. разработал трёхосный карьерный самосвал полной массой 60 т и габаритной шириной 3,2 м. Самосвал BYD V60 с колёсной формулой 6x4 рассчитан для работы в угольных разрезах, а также плохо продуваемых карьерах. Грузоподъёмность машины составляет только 30 тонн из-за огромной снаряжённой массы в 30 тонн. Только на АКБ и тяговые электродвигатели уже приходится 10 тонн. Полезный объём кузова составляет 30 м<sup>3</sup>.

Следующим и более лучшим вариантом является самосвал Komatsu HD 605-7 весом 45 тонн и грузоподъёмностью 65 тонн, электромоторы которого питаются от аккумуляторных никель-марганец-кобальтовых батарей общей емкостью 700 кВт ч и массой 4,5 т. Батареи поставляются китайской фирмой ShenzenWestart. Электродвигатели Komatsu 605 HD обеспечивают крутящий момент в 1000 Нм. Самосвал оборудован системой рекуперативного торможения, которая за короткую поездку способна подзарядить батарею на 40 кВт ч. В процессе эксплуатации 110-тонный самосвал будет не только потреблять электроэнергию, но и отдавать в сеть до 200 кВт лишней энергии при необходимости в течение ночи. Эти электросамосвалы уже работают на цементном карьере возле горы Шассераль в Швейцарии с конца 2017 г.

Калифорнийская фирма Artisan Vehicles представила на рынке новый электрический грузовик Z40 грузоподъёмностью 40 тонн, оснащенный 4-я

электродвигателями и системой обмена аккумуляторными батареями, для облегчения смены батарейного блока. Грузовик Z40 предназначен для подземных работ. По данным компании Artisan Vehicles мощность Z40, благодаря электрической трансмиссии, почти в два раза больше мощности аналогичного дизельного или бензинового грузовика. Новинка выделяет только 1/8 тепла от его дизельного аналога, не производя при этом выбросов CO<sub>2</sub>. Электросамосвалы Z40 используются на руднике Kirkland Lake Gold и вывозят значительно больше руды в каждом грузовике, что позволило уменьшить общее количество транспортных средств.

Радикальным вариантом может быть применение контактно-аккумуляторных самосвалов, движение которых в глубинной части карьеров и в забоях будет осуществляться с помощью аккумуляторных батарей, а при выезде из карьера - с помощью контактной сети. Аккумуляторы незначительно, по сравнению с ДВС, увеличивают массу самосвала.

В настоящее время рынок электрогрузовиков еще находится на ранних стадиях, но исследования в области технологий, необходимых для обеспечения электрической энергии различных видов электрогрузовиков продолжаются.

### Список литературы

1. Шешко О. Е. Эколого-экономическое обоснование возможности снижения нагрузки на природную среду от карьерного транспорта // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2017. № 2. С. 241–252.
2. Степаненко В. П. Применение в горной промышленности КЭСУ с возобновляемыми источниками и накопителями энергии // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2016. № 9. С. 138-146.
3. Козырев С. А., Амосов П. В. Пути нормализации атмосферы глубоких карьеров // Вестник Мурманского государственного технического университета. 2014. Т. 17. № 2.
4. Koptev V.Y., Kopteva A.V. Structure of energy consumption and improving open-pit dump truck efficiency // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. – IOP Publishing, 2017. – Vol. 87, № 2. – P. 022010.
5. Jacobs W., Hodkiewicz M. R., Bräunl T. A Cost–Benefit Analysis of Electric Loaders to Reduce Diesel Emissions in Underground Hard Rock Mines // IEEE Transactions on industry applications. 2015. Vol. 51. No. 3. P. 2565-2573.
6. Хазин М. Л., Тарасов П. И., Тарасов А. П. Расчет накопителей энергии для карьерных контактно-аккумуляторных троллейбусов // Актуальные вопросы машиноведения. 2015. Т. 4. С. 91-93.
7. Paraszczak J., Svedlund E., Laflamme M. Electrification of loaders and trucks—a step towards more sustainable underground mining // International Conference on Renewable Energies and Power Quality. 2014. RE&PQJ, Vol.1. No.12.P. 81-86.



УДК 622.013.364.2

## ТЕХНИКО-ЭКОЛОГИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ГОРНЫХ МАШИН

Хазин М. Л. проф.

Уральский государственный горный университет

*До 80 % горной массы при открытых горных работах перевозится карьерными самосвалами с дизельными двигателями. Существенным недостатком дизельного автотранспорта является загазованность атмосферы, особенно на глубоких горизонтах. Выхлопные газы дизельного автотранспорта оказывают вредное влияние на здоровье человека и окружающую среду. При постоянном воздействии выхлопных газов на организм может развиваться иммунодефицит, бронхиты, страдают сосуды головного мозга, нервная система. Это сказывается не только на людях, но и на экономике предприятия, так как влечет за собой необходимость остановки карьера, ухудшение видимости на трассе, что также обуславливает частично или полностью приостановку работы оборудования.*

**Ключевые слова:** горные машины, энергосбережение, электропривод, подземные горные работы, открытые горные работы, экология.

## TECHNICAL AND ENVIRONMENTAL ASSESSMENT MINING MACHINES

Khazin M. L.

*Up to 80% of the rock mass during open pit mining is transported by mining dump trucks with diesel engines. A significant disadvantage of diesel vehicles is the pollution of the atmosphere, especially on deep horizons. Diesel exhaust fumes have a detrimental effect on human health and the environment. With constant exposure to exhaust gases on the body can develop immunodeficiency, bronchitis, the vessels of the brain, the nervous system. This affects not only people, but also the economy of the enterprise, as it entails the need to stop the quarry, deterioration of visibility on the highway, which also causes the equipment to work partially or completely.*

**Keywords:** mining dump trucks, ecology, open pit mining, emissions, diesel fuel, energy saving, dump truck.

В горнодобывающей промышленности эксплуатируется значительное количество оборудования с дизельными двигателями: карьерные самосвалы, экскаваторы, буровые станки и другие горные машины. Дизельные двигатели горных машин, внедорожной и специальной техники дают существенный объем загрязняющих выбросов из-за низкого качества отечественного дизельного топлива и специфических условий работы на ограниченных площадях. Токсичность выхлопных газов двигателей карьерных самосвалов оказывает значительное влияние на производительность работ за счет увеличения перерывов в работе из-за загазованности карьеров и ухудшения здоровья персонала. Кроме того, на многих карьерах используются самосвалы, экскаваторы и буровые станки, выпущенные еще в конце прошлого века. Эта техника оснащена отечественными двигателями, которые не дотягивают до мировых экологических норм [1, 2].

На Крайнем Севере и в Сибири имеются большие проблемы, связанные с эксплуатацией транспортных средств с мощными двигателями. Например, из-за трудностей запуска при низких температурах дизели часто не глушатся в течение всего зимнего периода. В итоге досрочно вырабаты-

вается ресурс двигателя, наблюдается значительный перерасход топлива и, соответственно, увеличение объемов выбросов выхлопных газов [3, 3].

Выхлопные газы – это неоднородная смесь различных газообразных веществ с разнообразными химическими и физическими свойствами, состоящая из продуктов полного и неполного сгорания топлива, большинство из которых токсичны, что негативно влияет на здоровье человека и окружающую среду. Основными нормируемыми токсичными компонентами выхлопных газов двигателей являются оксиды углерода, азота и углеводорода. Вместе с выхлопными газами в атмосферу поступают предельные и непредельные углеводороды, альдегиды, канцерогенные вещества, сажа и другие компоненты [1-5].

Оксиды азота вызывают головную боль, потерю сознания, а также раздражение дыхательных путей. Диоксид серы, едкий газ вызывают острое раздражение глаз, носа и горла. Углеводородные соединения оказывают наркотическое действие на центральную нервную систему, могут являться причиной хронических заболеваний, а также способствуют образованию смога.

Дизельные частицы (Particulate Matter, PM) являются сложной совокупностью твердого и жидкого материалов, которые агломерируют канцерогенные вещества – полициклические ароматические углеводороды [6, 7]. Наибольшую опасность представляют наночастицы диаметром менее 50 нм, глубоко проникающие в легкие человека и способствующие развитию сердечно-сосудистых и раковых заболеваний.. Так рак лёгких был обнаружен у горнорабочих, которые подвергались действию выхлопных газов дизельных двигателей на протяжении 10-20-ти лет [6-8].

Кроме того, дизельные двигатели характеризуются повышенной дымностью. Дымность дизельных двигателей или смог от выхлопных газов вызывает раздражение слизистых оболочек, особенно глаз, головную боль, отеки, кровоизлияния, осложнения заболеваний дыхательных путей.

Превышение нормативов сказывается не только на человеческом факторе, но и на экономике предприятия, так как влечет за собой необходимость остановки карьера, ухудшение видимости на трассе, что также обуславливает частично или полностью приостановку работы оборудования.

Простои карьеров из-за загазованности иногда достигают 1500 часов в год. Увеличение глубины карьеров до 300-500 м увеличивает протяженность маршрута по серпантину до 5 км, что еще более усугубляет проблему загазованности и увеличивает простои карьеров [9]. При этом на подъем руды автосамосвалами тратятся огромные энергоресурсы, т.к. мощность дизель-генераторов автосамосвалов достигает 2000 кВт и более. Все это вызывает потери производительности и, как следствие, экономический ущерб.

Снижение экологической нагрузки на окружающую среду имеет большое значение при разработке месторождений полезных ископаемых. Возрастающие во многих странах экологические нормы требуют радикального снижения объёмов и токсичности выбросов отработавших газов. В последние годы были проведены различные исследования для улучшения процесса сгорания и экономии топлива дизельных двигателей карьерных самосвалов. Усовершенствованная система управления температурным режимом работы двигателя позволяет уменьшить расход топлива, выбросы загрязняющих веществ, время прогрева, а также повысить общую производительность двигателя.

Практический опыт показывает, что одним из перспективных направлений решения проблемы расширения базы энергоресурсов для транспортных средств является применение газообразного топлива (природный, сжатый, сжиженный). Выбросы загрязняющих веществ у двигателей, использующих в качестве топлива природный газ по наиболее вредным компонентам в 2–5 раз менее опасны, чем у дизелей. Применение топлива из природного газа позволяет почти в 10 раз сократить дымность отработавших газов, снизить удельные выбросы (на один самосвал) по СО в 2–3 раза, NO<sub>x</sub> – 1,3–1,4 раза, по твёрдым частицам в 4–5 раз, а образование сажи, свойственное дизельным двигателям, отсутствует [5, 10].

Экологическая ситуация в карьерах во многом зависит от конструктивного совершенства транспортных машин, особенно дизелей. Увеличение объёмов производства также способствует увеличению потребления энергии и выбросов выхлопных газов. Выхлопные газы дизелей в силу большого количества и высокой токсичности оказывают чрезвычайно опасное воздействие на здоровье людей и окружающую среду. В условиях повышения энергоэффективности предприятий, постоянно возрастающих экологических требований к снижению токсичности выхлопных газов назревает необходимость перевода карьерного автотранспорта на другие виды энергии.

### **Список литературы**

1. Холод Н. М., Малышев В.С., Эванс М. Снижение выбросов чёрного углерода карьерными самосвалами // Горная Промышленность, 2015. №3 (121). –С.72-76.
2. Никифорова В. А., Видищева Е.А., Видищева Д.Д. Глеба В.С. Анализ влияния выбросов автотранспорта на уровень загрязнения атмосферного воздуха: региональный аспект // Устойчивое развитие регионов России: от стратегии к тактике, 2017. –С. 114-119.
3. Hays M. D., Preston W., George B. J., George I. J., Snow R., Faircloth J., Long T., Baldauf R. W., McDonald J. Temperature and driving cycle significantly affect carbonaceous gas and particle matter emissions from diesel trucks //Energy & Fuels, 2017. Vol. 31. No. 10.–С. 11034-11042.
4. Frey H. C. Trends in onroad transportation energy and emissions // Journal of the Air & Waste Management Association, 2018. Vol. 68. №. 6. –С. 514–563.

5. Osorio-Tejada J. L., Llera-Sastresa E., Scarpellini S. A multi-criteria sustainability assessment for biodiesel and liquefied natural gas as alternative fuels in transport systems // *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, 2017. Т. 42. –С. 169-186.

6. Taxell P., Santonen T. Diesel engine exhaust: basis for occupational exposure limit value // *Toxicological Sciences*, 2017. V. 158. №. 2. – С. 243-251.

7. Чернецов Д. А. Токсичность отработавших газов дизелей и их антропогенное воздействие // *Вопросы современной науки и практики. Университетим. В.И. Вернадского*, 2010. №. 10-12. – С. 54-59.

8. Thiruvengadam A., Besch M., Carder D., Oshinuga A. Unregulated greenhouse gas and ammonia emissions from current technology heavy-duty vehicles // *Journal of the Air & Waste Management Association*, 2016. Т. 66. №. 11. – С. 1045-1060.

9. Тарасов П. И. Журавлев А. Г., Фелелов Е. В. и др. Сокращение загазованности карьерного пространства при применении новых видов карьерного транспорта // *Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал)*, 2008. №. 2. –С. 260-271.

10. Тарасов П. И., Хазин М. Л., Фурзиков В. В. Природный газ-перспективное моторное топливо карьерного автотранспорта для районов Севера // *Горная промышленность*, 2016. №. 6. – С. 51-61.

УДК 622.73

## РАСЧЕТ ВРЕМЕНИ ДВИЖЕНИЯ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА С ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ

Хорошавин С.А., канд. тех. наук, Попов А.Г., канд. тех. наук, Тенигина А.Н., студент ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург

*Приведены результаты расчета времени движения карьерного самосвала с электромеханической трансмиссией на базе ЭВМ с помощью языка программирования Visual Basic.*

*Ключевые слова:* карьерный самосвал, электромеханическая трансмиссия, расчет, ЭВМ, алгоритм.

## METHOD OF CALCULATION OF TIME OF MOVEMENT OF A CARRIER DUMP TRAIN WITH ELECTROMECHANICAL TRANSMISSION

Khoroshavin S.A., Popov A.G., Tenigina A.N.

*The results of calculating the time of movement of a mining truck with an electromechanical transmission based on a computer using the programming language Visual Basic are given.*

*Keywords:* mining dump truck, electromechanical transmission, calculation, computer, algorithm.

В настоящее время доля перевозок автомобильным транспортом на карьерах России достигла 75 % от всего объема транспортируемой горной массы. При этом в себестоимости полезного ископаемого транспортные расходы составляют её большую часть, поэтому снижение затрат на транспортирование является актуальной задачей. Для выявления возможности снижения рассматривается временная диаграмма рабочего процесса самосвала. Для определения времени рейса карьерного самосвала необходимо определить составляющие этого цикла – время погрузки, время гружёного и порожнего пробегов, а также время разгрузки. Время движения занимает основную часть времени рейса самосвала.

В большинстве случаев расчет проводится по классическим методикам, которые основаны на допущениях, упрощающих расчеты. Так, скорость на отдельных участках движения определяется как постоянная, а время, затрачиваемое на разгон и остановку самосвала, не учитывается. Нами разработана методика расчета времени движения карьерного самосвала с электромеханической трансмиссией и программа для ЭВМ на языке программирования *Visual Basic*, учитывающая изменение скорости на участках транспортирования в зависимости от уклона, время при разгоне и торможении. Расчет параметров выполняется по заданной мощности привода.

Номинальный момент привода равен

$$M_n = N_{дв} / \omega_n \quad (1)$$

Максимальный момент привода определяется по коэффициенту допустимого увеличения момента по отношению к номинальному ( $K_n$  задается в пределах 1,8-2,5)

$$M_{\max} = K_{\Pi} \cdot M_{\text{H}} \quad (2)$$

Момент отсечки привода определяется через максимальный момент по задаваемому коэффициенту, который для механизма поворота может быть принят 0,9-0,95.

$$M_{\text{отс}} = 0,95 \cdot M_{\max} \quad (3)$$

Максимальная скорость вала несколько больше номинальной скорости двигателя (на 1-2 %)

$$\omega_{\text{хх}} = 1,02 \cdot \omega_{\text{H}} \quad (4)$$

Скорость отсечки привода определяется по максимальной скорости

$$\omega_{\text{отс}} = 0,95 \cdot \omega_{\text{хх}} \quad (5)$$

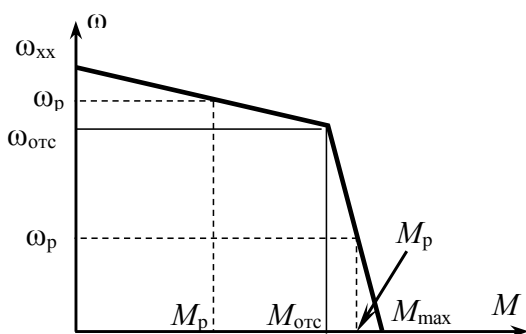


Рис 1. Статическая характеристика

$\omega_{\text{хх}}$  – скорость холостого хода,  
 $\omega_{\text{отс}}$  – скорость отсечки,  
 $M_{\max}$  – максимальный момент привода,  
 $M_{\text{отс}}$  – момент отсечки привода,  
 $\omega_p$  – текущее значение скорости при разгоне,  
 $M_p$  – текущее значение момента при разгоне.

При разгоне движущий момент меняется в соответствии с графиком статической характеристики (рис. 1). График состоит из двух участков, поэтому должен быть реализован двумя выражениями. Для вывода выражений расчета момента  $M_{\text{дв}}$  по текущему значению скорости в процессе разгона можно применить, например, метод подобия треугольников.

После преобразований будут получены два выражения для расчета движущего момента по скорости:

$$1) \text{ при } \omega_p \leq \omega_{\text{отс}}: M_{\text{дв}} = M_{\max} - (M_{\max} - M_{\text{отс}}) \frac{\omega_p}{\omega_{\text{отс}}} \quad (6)$$

$$2) \text{ при } \omega_p > \omega_{\text{отс}}: M_{\text{дв}} = \frac{M_{\text{отс}}(\omega_{\text{хх}} - \omega_p)}{\omega_{\text{хх}} - \omega_p} \quad (7)$$

где  $\omega_p$  – текущее значение скорости при разгоне.

### Выражения для расчета времени

Время движения включает в себя время разгона и торможения. При разгоне самосвала движущий момент привода меняется в соответствии с графиком статической характеристики (см. рис. 1), а при торможении привод развивает максимальный тормозной момент, направленный в противоположную относительно движения сторону. Сила трения качения, сопротивление воздуха препятствуют разгону, а при торможении - помогают торможению. В зависимости от участка пути будет проходить разгон, торможение или движение с постоянной скоростью.

Тяговое усилие при разгоне автомобиля имеет вид

$$F_t = M_{\text{дв}} \cdot \eta \cdot u/r \quad (8)$$

где  $M_{дв}$  – момент развиваемый двигателем, Нм;  $\eta$  – КПД мотор-колеса;  $u$  – передаточное отношение мотор-колеса;  $r$  – радиус колеса карьерного самосвала, м.

Усилие, движущее самосвал

$$F_r = F_t - G \cdot \varphi \cdot \cos \alpha - S \cdot k \cdot V^2 \pm G \cdot \sin \alpha \quad (7)$$

где  $F_t$  – тяговое усилие, Н;  $G$  – вес самосвала, Н;  $\varphi$  – коэффициент трения качения;  $S$  – лобовая площадь самосвала, м<sup>2</sup>;  $k$  – коэффициент обтекаемости;  $V$  – скорость движения самосвала, м/с;  $\alpha$  – уклон, град.

Скорость движения определяется из выражения:

$$dV = dt \cdot F/m \quad (8)$$

Выражение для расчета пройденного пути:

$$L = dV/dt \quad (9)$$

Время с начала разгона определится в процессе решения задачи при численном интегрировании выражения

$$T_p = \int dt \quad (10)$$

*Торможение самосвала*

Тормозное усилие самосвала при применении электродинамического торможения имеет вид

$$F_{тр} = \frac{M_{дв} u}{\eta r} \quad (11)$$

Общая останавливающая сила

$$F_o = -F_{тр} - G\varphi \cos \alpha - SkV^2 \pm G \sin \alpha \quad (12)$$

Результаты расчетов для БелАз 7513 представлены в таблице 1.

Таблица 1. Результаты расчетов

	Секунд	Минут
Время погрузки	244	4,1
<b>Время движения груженого</b>	<b>810</b>	<b>13,5</b>
Время разгрузки	90	1,5
<b>Время движения порожнего</b>	<b>355</b>	<b>5,9</b>
Общее время рейса	1499	25

На графике изменения скорости движения самосвала с грузом (рис. 2а) участки падения скорости соответствуют участкам движения под уклон. При движении самосвала без груза (рис. 2б) на спуске, при превышении максимально допустимой скорости движения в карьере, производится электродинамическое торможение.

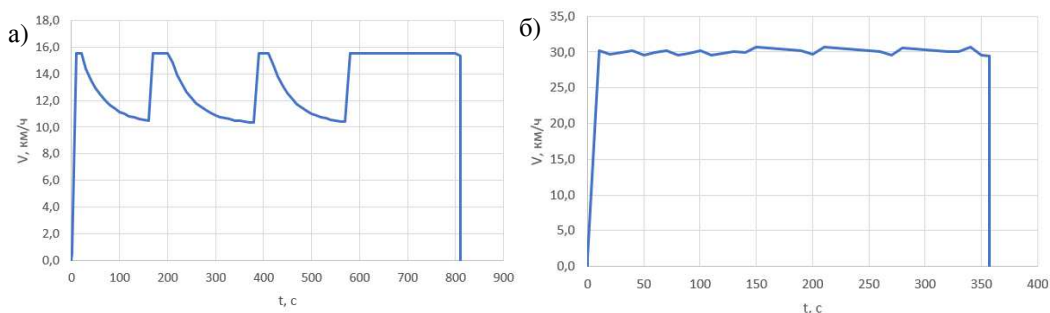


Рис. 2. Графики изменения скорости движения при движении груженого (а) и порожнего (б) самосвала

**Вывод:** Разработанная методика расчета и программа для ЭВМ позволяют определить время движения карьерного самосвала с электромеханической трансмиссией с учетом расстояния транспортирования, массы груза в кузове, углов подъема и ограничения максимальной скорости движения.

### Список литературы

1. Шестаков В.С. Компьютерное решение задач расчета параметров горных машин. Учебное пособие. УГГГА, Екатеринбург, 2004. – 224 с.
2. Шестаков В.С., Хорошавин С.А. Компьютерные технологии в проектировании. Часть 1. Оптимизация поворотного механизма карьерного экскаватора прямая лопата: учебно-методическое пособие по дисциплине «Компьютерные технологии в проектировании». УГГУ – Екатеринбург, 2017. – 43 с.
3. Шестаков В.С., Хорошавин С.А. Компьютерные технологии в проектировании. Часть 2. Оптимизация рабочего оборудования карьерного экскаватора прямая лопата: учебно-методическое пособие по дисциплине «Компьютерные технологии в проектировании». УГГУ – Екатеринбург, 2017. – 37 с.



УДК 622.68:621.86.032

## **ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ АВТОМОБИЛЬНОЙ НАКЛОННОЙ КАРЬЕРНОЙ ПОДЪЁМНОЙ УСТАНОВКИ**

**Чендырев М.А.**

Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт горного дела  
Уральского отделения Российской академии наук (ИГД УрО РАН)

*В статье представлены результаты теоретической проработки некоторых конструктивных особенностей карьерных автомобильных наклонных подъёмных установок. Приведена конструкция платформы для подъёма карьерных самосвалов по борту карьера. Исследования выполнены в рамках Государственного задания 007-00293-18-00, тема № 0405-2018-0015.*

**Ключевые слова:** Карьерная автомобильная наклонная подъёмная установка, специальные виды транспорта, доработка карьеров, канатный подъём, подъёмные машины, карьерный автосамосвал.

## **SUBSTANTIATION OF THE DESIGN TRUCK HOISTING INSTALLATION**

**Chendyrev M.A.**

*This article presents the results of the theoretical study of some of the design features of the career of automobile inclined lifting systems. The construction of the platform for lifting dump trucks along the pit is given.*

**Keywords:** open-pit mining car lift, special types of transport, completion of quarries, rope hoisting, lifting machines, quarry dump truck.

Одним из специальных видов карьерного транспорта является автомобильная наклонная карьерная подъёмная установка (АНКП) [1-8].

На рисунке 2 представлена ее схема, разработана в ИГД УрО РАН. Система состоит из двух платформ, соединённых между собой несколькими канатами, проведёнными через систему отклоняющих и приводных шкивов. В движение установка приводится двумя подъёмными машинами со шкивами трения. В нижней части также расположены уравнивающие канаты и натяжное устройство. В верхней части расположено здание подъёмных машин, через него организован проезд автосамосвалов, пункт управления подъёмными машинами расположен на уровне верхних отклоняющих шкивов для создания обзора трассы подъёма с рабочего места оператора. На дне траншеи для движения платформ размещены 2 пары рельсовых путей.

Основным узлом, определяющим работу АНКП является подъёмная машина. До недавнего времени их не производили на территории России. Однако, в 2018 году Уралмашзавод [9] разработал и изготовил шахтную подъёмную машину ШПМ5х8ГВ (аналог МКМП 5х8) – многоканатную подъёмную машину со шкивом трения диаметром 5 метров и 8 ручьями, предназначенную для вертикального скипового подъёма 50 тонн руды. Для приведения в движение используется два электродвигателя мощностью по 5,5 МВт каждый.

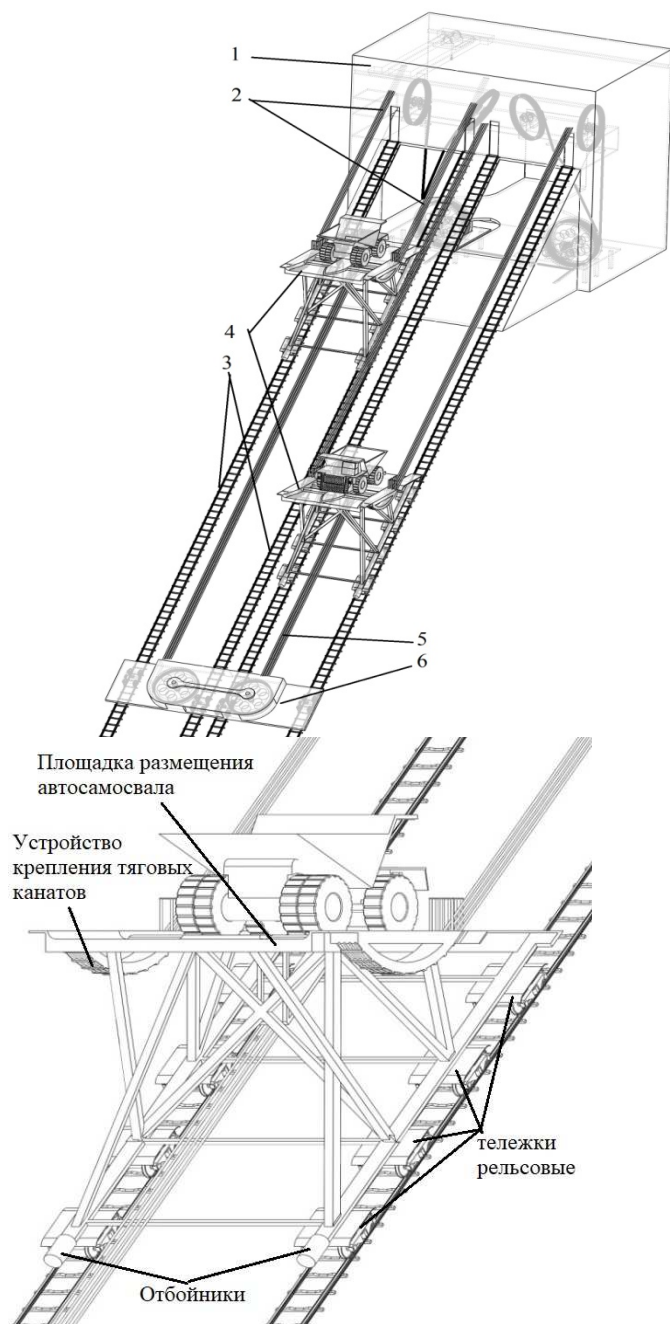


Рис.2. а) Схема АНКП б) Платформа АНКП

1 – здание подъёмных машин 2 – тяговые канаты, 3 – рельсовые пути 4 – платформа, 5 - уравнивающие канаты, 6 – натяжное устройство

Для использования в АНКП подъемная машина ШПМ5х8ГВ должна дополнительно отвечать следующим требованиям:

- диаметр шкива должен быть увеличен до 6,5 метров, для уменьшения удельного давления на футеровку шкива за счёт увеличения площади соприкосновения;
- главный вал должен иметь усиленную конструкцию, соответствующую нагрузке.

Следующий важный элемент АНКП – это канаты. Так как при увеличении диаметра каната его прочность (усилие на разрыв) растёт пропор-

ционально площади – т.е. квадратично диаметру, а увеличение давления на футеровку шкива растёт пропорционально диаметру – линейно, то при значительных нагрузках второе будет иметь большее значение. Основные требования к канату:

- способность работать без смазки (необходимость исключить проскальзывание на шкиве трения);
- закрытая конструкция (для защиты от негативного воздействия окружающей среды, а также увеличения площади опорной поверхности);
- минимизация веса при сохранении площади опорной поверхности (вес канатов может составлять до 50 % от веса груза).

Выбор канатов должен производиться с учетом прочностных свойств и геометрических параметров. Из рис. 2 видно, что наряду с канатами по ТУ 14-4-1216-82 (закрытый канат с z проволоками), широко применявшимися в шахтном подъеме, есть современные конструкции с большей прочностью и меньшим весом (расчеты выполнены по данным ООО «Северсталь подъемные технологии» [10]):

8-рядный оцинкованный канат для плавкранов ТУ 14-4-721-76;

8-рядный канат с пластическим обжатием всех рядов СТО 34269720-ТУ 009-2017;

8-рядные канаты Октопус 8К (8KF) СТО 71915393-ТУ 053-2008.

В расчетах (рис. 2) принимались следующие значения: запас прочности канатов при навеске – 8, расчетное значение давления на футеровку шкива 2 МПа.

Как видно из графика, основным ограничением является прочность каната на разрыв, но есть зоны на графике, где ситуация меняется.

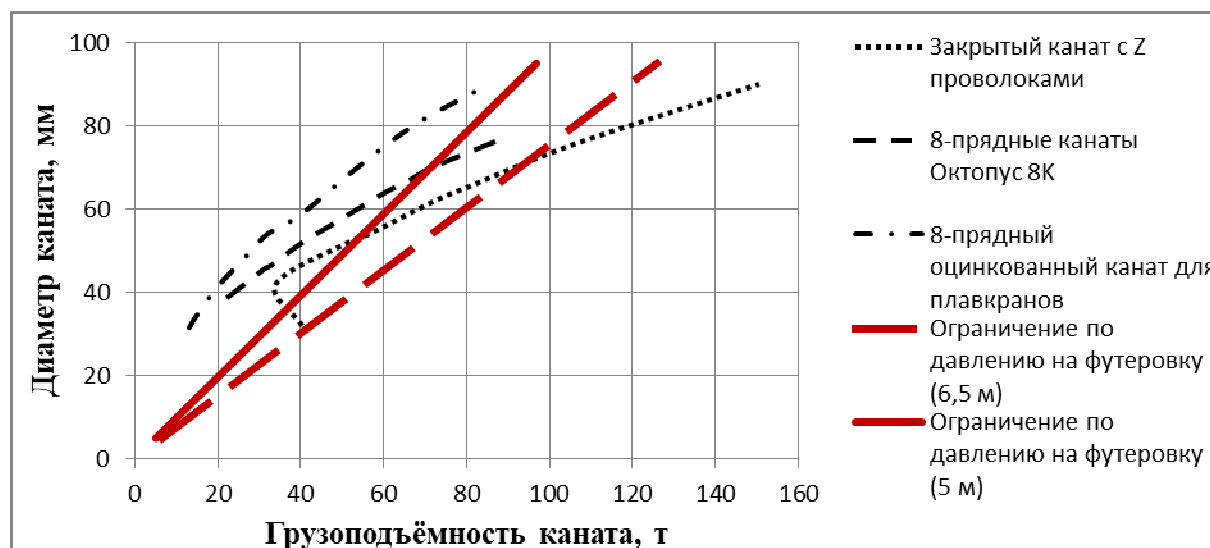


Рис.2. График зависимости диаметра каната от прочности на разрыв и ограничения по давлению на футеровку шкива

В конструкции платформы АНКП (рисунок 1б) можно выделить три зоны: площадку размещения автосамосвала, опорную (ходовую) часть и силовые конструкции.

Опорная (ходовая) часть состоит из восьми железнодорожных тележек, расположенных в две линии, рамная конструкция разделана так же на 2 линии и имеет силовые переемы. В нижней части имеются предохранительные отбойники.

Верхняя часть платформы состоит из площадки для размещения автосамосвала, для улучшения центровки самосвала в поперечном направлении на платформе имеется колея, для позиционирования самосвала в продольном направлении – двойной порог под одну из осей автосамосвала. При этом автосамосвал сдвинут ближе к борту карьера, так как в грузе состоянии большая часть веса находится на задней оси, а центр масс самой платформы сдвинут в сторону карьера.

Тяговые канаты разделены на 2 ветви, расположены по сторонам от платформы и закреплены на секторе барабана при помощи прижимных планок, при этом радиус сектора должен иметь кривизну не менее радиуса приводного шкива. Выход канатов из-под платформы огорожен. Под платформой может быть расположено крепление для ветви хвостовых канатов.

Силовые конструкции обеспечивают связь верхней и опорной частей платформы, при этом нагрузка от задней оси автосамосвала распределяется на 2, 3 и 4 пояс железнодорожных тележек. Связующие конструкции 3 пояса поставлены крестом, так же на 3 пояс приходит нагрузка от края платформы, для того, чтобы избежать консольного закрепления и изгиба платформы при заезде и съезде автосамосвала.

**Вывод.** В настоящее время предприятия всё чаще рассматривают альтернативные схемы транспортировки горной массы из карьера (для учета горнотехнических особенностей карьеров) с использованием электроэнергии (для снижения себестоимости). АНКП является одним из возможных технологических решений этой задачи и требует дальнейшей конструктивной и технико-экономической проработки.

### Список литературы

1. Сисин А.Г. Эффективность автомобильно-клетевых подъемников АНК-120 на глубоких карьерах / А.Г. Сисин, В.И. Белобров, М.А. Файнблит, А.Н. Акишев. // Горный журнал – 1995 - №6 – с 19-21.
2. Васильев М.В. Устройство, опыт эксплуатации перспективы карьерного скипового подъема // Горнорудное производство. Вопросы карьерного транспорта. 1975. – 172 с.
3. Техничко-экономические параметры транспортирования горной массы из карьера автомобильным наклонным карьерным подъемником

/ Чендырев М.А. Журавлёв А.Г. // Чёрная металлургия – 2018. - №1(1417). – с. 33-37

4. "Innovation - TULIPTrucklift" [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.youtube.com/watch?v=kZFAuKhNtPo> – (26.02.19)

5. Система «Траклифт», техническая информация. [Буклет]. – Режим доступа: [https://www.siemag-tecberg.com/cms/upload/downloads/en//TI\\_27\\_Trucklift\\_e.pdf](https://www.siemag-tecberg.com/cms/upload/downloads/en//TI_27_Trucklift_e.pdf) – (26.02.19)

6. Кубарев С.М. Перегрузочные пункты карьерных наклонных скиповых подъёмников // Материалы к всесоюзной научно-технической конференции по карьерному транспорту II. – Свердловск, 1966. – С. 149-151.

7. Плотина Токуям, Япония, префектура Гифу. Видео работы Подъёмника. [Электронный ресурс]. – <https://www.youtube.com/watch?v=8wNt02O6x6g>

8. Долинин К.А. Опыт проектирования и строительства на Сибайском карьере первого в СССР наклонного скипового подъёмника // Материалы к III всесоюзной научно-технической конференции по карьерному транспорту. – Свердловск, 1973. – С. 337-341.

9. Уралмашзавод произвел первую в России шахтную подъемную машину [Электронный ресурс]. – <https://www.uralmash.ru/press-center/news/4350/> – (26.02.19)

10. Каталог канатов Северсталь [Электронный ресурс]. – <https://www.severstal.com/rus/products/metiznaya-produkciya/stalnye-kanaty/>

УДК 629.1.03

## КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ШНЕКОВЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ И ОБОСНОВАНИЕ ИХ ВЫБОРА В РАЗЛИЧНЫХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ УСЛОВИЯХ

**Шонохова Н. А.**, аспирант, **Либерман Я.Л.**, доц. к.т.н., **Лукашук О.А.**, доц. к.т.н.  
Уральский Федеральный Университет имени первого президента России Б.Н. Ельцина

*Предложены конструктивные варианты шнековых движителей с уменьшением массы машины в целом, что достигается путем расположения двигателя внутри движителя. Разработаны три варианта движителей: с регулируемым двигателем, с шаговым двигателем и с велосипедными мотор-колесами. Основная конструктивная особенность состоит в том, что двигатель внутри движителя остаётся неподвижным, а подвижным элементом конструкции является полое тело вращения с винтовой спиральной лентой.*

**Ключевые слова:** шнековый движитель, шаговый двигатель, регулируемый двигатель, мотор-колесо, мотор-каток.

## DESIGN FEATURES OF SCREW PROPELLERS AND JUSTIFICATION OF THEIR CHOICE FOR DIFFERENT OPERATIONAL CONDITIONS

**Shonokhova N.A., Liberman Ya.I., lukashuk O.A.**

*Design variants of screw propellers are proposed in the paper with the goal of decreasing the mass of a machine as a whole by installing the motor within the propeller. Three types of propellers have been developed: with a variable-speed motor, a stepper motor and bicycle motor wheels. The main design feature is the motor within the propeller remaining stationary while a hollow body of rotation with a helical spiral ribbon becoming a movable structural element.*

**Keywords:** screw propeller, stepper motor, variable-speed motor, motor-wheel, motor-roller.

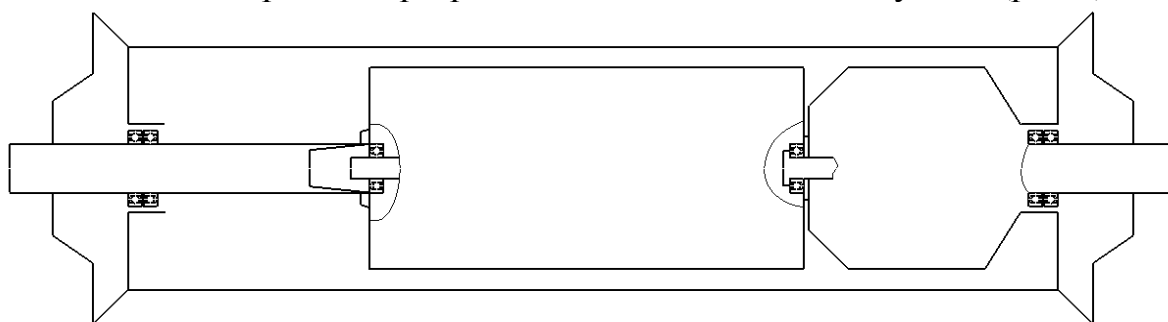
Как известно, сегодня экологические научные исследования, инженерно-изыскательские и т.п. работы ведутся в разные времена года и в разных местностях, отличающихся друг от друга доступностью, составом и консистенцией грунтов, степенью заболоченности и заснеженности. Для производства работ на сильно заболоченных или заснеженных территориях обычно применяются специальные машины типа снегоболотоходов, оснащенных устройствами для взятия проб грунта, воды и газов, определения уровня радиации и пр. Основная отличительная особенность этих машин – наличие шнекового движителя. Такой тип движителей может использоваться как основной и вспомогательный.

Машины, в которых используются шнековые движители (рис. 1), сложны в конструкции, для управления необходимо каждому движителю устанавливать свою понижающую передачу, так как в таких машинах используются высокооборотные двигатели. Также шнековые движители в устройствах выполняют полыми, что дает возможность перемещаться по воде, но не дает возможности размещения в движителях дополнительной или основной аппаратуры. Таким образом, возникает вопрос об уменьшении массы машины и её габаритных размеров.



*Рис.1 Шнекоход компании Residue Solutions*

Решением данного вопроса является размещение двигателя внутри движителя, что позволит уменьшить габаритные размеры. Прототипом для шнекового движителя является конструкция представленная П.В. Фроловым в 1945 году. Она обладает малыми габаритными размерами, но имеет ряд недостатков: из-за вращения спиральной ленты вокруг корпуса движителя происходит её истирание и изгиб, что делает конструкцию менее надёжной. Проблему надёжности данной конструкции решает мотор-колесо, в частности мотор-каток, разработанный в МВТУ им. Баумана (рис.2).



*Рис.2 Мотор-каток МВТУ им. Баумана*

Особенностью данной конструкции является то, что двигатель и редуктор расположены внутри движителя, что в то же время является его недостатком, так как используемые в таких конструкциях планетарные редукторы имеют большую массу и сложны в обслуживании [1].

На рис. 3 представлен шнековый движитель с регулируемым двигателем, прототипом которого является мотор-каток.

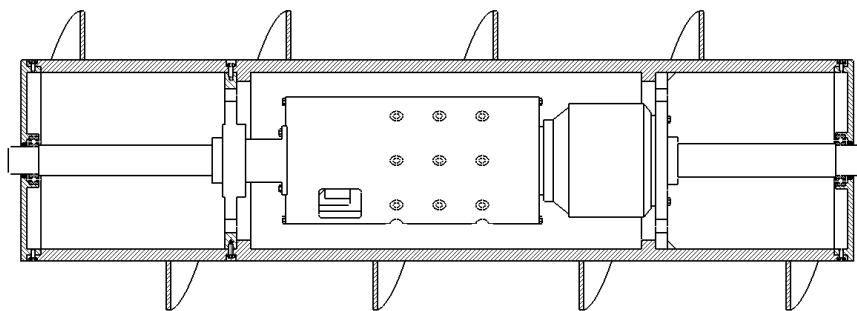


Рис.3 Шнековый движитель с регулируемым двигателем

Данный движитель обладает высокой надёжностью и даёт плавность хода, но и имеет свои недостатки, к которым можно отнести: необходимость точного изготовления деталей, большую трудоёмкость при ремонте и обслуживании, также из-за большого числа вспомогательных элементов конструкции увеличивается её масса. Уменьшению массы способствует использование малооборотных двигателей, что позволит отказаться от понижающей ступени – таким может стать шаговый двигатель (рис.4).

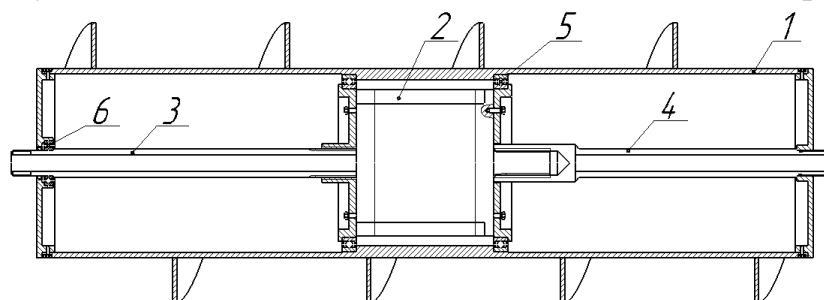


Рис.4 Движитель с шаговым двигателем

При проектировании движителя [4] компоновка выбрана аналогичная компоновке мотор-катка - шаговый двигатель расположен внутри корпуса движителя. Шаговый двигатель выбирается по каталогу [2] по требуемой мощности. Корпус двигателя закреплён внутри корпуса движителя на подшипниках (5), что позволяет ему оставаться неподвижным относительно платформы машины, так как корпус двигателя (2) жёстко соединён с опорой (4), а та, в свою очередь, жёстко соединена с рамой движителя. Вторая опора движителя (3) закреплена в раме на подшипнике (6). Двигатель (2) располагается посередине корпуса движителя (1), чтобы нагрузки от веса двигателя равномерно распределить на опоры. Разработанная конструкция имеет такие достоинства как надёжность и точность при движении по заданной траектории, однако имеется и недостаток – не плавность хода (из-за особенностей работы шагового двигателя). Ещё одним вариантом мотор-редуктора является велосипедное мотор-колесо (рис.5).

Велосипедное мотор-колесо [5] – это безредукторный или редукторный двигатель, создающий магнитное поле, которое, взаимодействуя с постоянными магнитами ротора, заставляет его крутиться. Обмоток на статоре может быть много, что обеспечивает плавное вращение мотор-колеса.



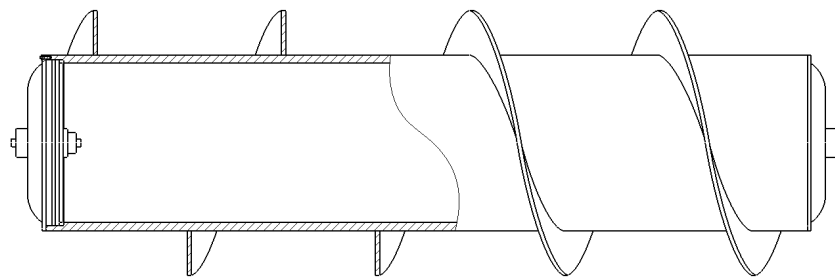


Рис.5 Двигатель с мотор-колесами

Множество обмоток соединяют в три, чередуя по окружности, напротив них располагают магниты. Для вращения на обмотки подается напряжение, что активизирует их при приближении к магниту. В мотор-колесах установлены датчики Холла, которые определяют положение ротора относительно статора. От датчика сигналы поступают на контроллер, он подает импульсы напряжения на обмотки статора, которые «становятся» электромагнитами, обеспечивая его вращение. Принцип работы мотор-колеса напоминает принцип работы шагового двигателя. Мотор-колесо выбирается по каталогу [3].

Все рассмотренные варианты движителей предназначены для различных условий эксплуатации, так, например, движитель с регулируемым двигателем целесообразнее использовать для перемещения по рыхлому грунту и снегу, так как большая масса движителей будет создавать дополнительную тягу. Двигатель с велосипедными мотор-колесами – использовать при передвижении по воде и заболоченной местности, так как такая конструкция позволит облегчить машину и создать воздушные подушки из движителей для плавучести машины.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Глаголев С. Н. Строительные машины, механизмы и оборудование [Электронный ресурс] : учеб. пособие / С. Н. Глаголев. — Москва : Директ-Медиа, 2014. — 396 с.— Режим доступа : <http://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=235423>
2. ГОСТ 16264.5-85. Двигатели шаговые. Общие технические условия [Электронный ресурс] (с Изменениями N 1, 2). — Введ. 1986-01-01. — Москва : Стандартиформ, 2016. — 80 с. — Режим доступа : <http://docs.cntd.ru/document/1200012377>
3. Редукторы и мотор-редукторы : отраслевой каталог. Ч. 2 / НПО "Редуктор". — Москва : ВНИИТЭМР, 1989. — 60 с.
4. Шнековый движитель : пат. № 167625 Рос. Федерация : F16S / Либерман Я. Л., Шонохова Н. А. ; патентообладатель Урал. федер. ун-т им. первого Президента России Б. Н. Ельцина. — Заявл. 28.03.2016 ; опубл. 10.01.2017, Бюл. № 1.
5. Шнековый движитель : пат. № 161941 Рос. Федерация : F16S / Либерман Я. Л., Шонохова Н. А. ; патентообладатель Урал. федер. ун-т им. первого Президента России Б. Н. Ельцина. — Заявл. 21.12.2015 ; опубл. 20.05.2016, Бюл. № 14.

УДК 656.1:62-82

## ЗАЩИТА ГИДРОСИСТЕМ СТРОИТЕЛЬНОЙ И ГОРНОЙ ТЕХНИКИ ОТ АВАРИЙНОГО ВЫБРОСА РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ

Воскресенский Г.Г., д-р техн. наук, доцент, Тишков А.В. магистрант  
Тихоокеанский государственный университет, г. Хабаровск

*В докладе рассмотрен процесс разгерметизации гидропривода при внезапном разрушении нагнетательных трубопроводов. Представлены результаты изменения давления в нагнетательном и сливном трубопроводах с целью поиска информационных параметров для создания устройств, исключающих значительные потери гидравлической жидкости.*

**Ключевые слова:** гидропривод строительных и горных машин, разгерметизация гидросистемы, потери рабочей жидкости.

## PROTECTION OF HYDROSYSTEMS OF CONSTRUCTION AND MINING EQUIPMENT AGAINST EMERGENCY EMISSION OF WORKING LIQUID

Voskresensky G.G., Tishkov A.V.

*The report describes the process of depressurization of the hydraulic drive in case of sudden destruction of the injection pipelines. The results of the pressure change in the injection and discharge pipelines are presented in order to search for information parameters for creating devices that exclude significant losses of hydraulic fluid.*

**Keywords:** hydraulic construction and mining machines, depressurization of the hydraulic system, loss of working fluid.

В современной действительности в машинах и механизмах, работающих в тяжелых режимах, широкое применение находят технические системы с гидравлическим приводом. Гидропривод обладает такими преимуществами как относительная простота устройства, обслуживания, контроля функционирования, возможностями комплексной механизации производственных процессов, высокой степенью безопасности труда, эргономичностью. Но существует и ряд проблем, наиболее распространённой из которых является разгерметизация гидропривода, этот вывод подтверждают и многие учёные, занимающиеся этой проблемой.

Вопрос разгерметизации гидропривода рассматривались многими авторами [1, 2, 3, 4, 6]. Доля отказов, приходящихся на элементы гидропривода, составляет величину до 60 % от общего числа отказов, причем от этой величины более 50 % – разрушение рукавов высокого давления (далее РВД) в напорных магистралях. Ушаков Н.А. утверждает[2], что на машинах с гидроприводом в год происходит около 1,3 порывов РВД. Ряд работ различных ученых косвенно или напрямую подтверждают эти данные. Однако стоит отметить, что при отрицательных температурах окружающей среды, количество отказов существенно увеличится [5].

Проведем небольшой экономический расчет на конкретном примере. За основу возьмем гидравлический экскаватор РС200-8МО, с главным насосом, питающим гидросистему, максимальный расход которого равен 239л/мин. В расчётах было принято гидравлическое масло ShellTellus S2

V46, рыночная стоимость которого без учета доставки равна 220 р/л. Из опроса машинистов на предмет времени их реакции при определении причины отказа в случае разрыва РВД, выяснилось, что выявление данной проблемы занимает у них от 10 до 15 с.

Экономический расчет показывает, что за год убытки в виде только разлитого масла для одного эксплуатируемого гидравлического экскаватора РС200-8МО составляет 26157 рублей.

Практика эксплуатации свидетельствует о том, что из РВД в окружающую среду попадает от 50 до 150 литров масла, в зависимости от типа техники и реакции машиниста. Разлив рабочей жидкости является явным нарушением экологических и санитарно-эпидемиологических требований.

В связи с этим согласно статье 8.2. Кодекса об административных правонарушениях [3], нарушение требований статьи влечет наложение административного штрафа на должностных лиц в размере от десяти до тридцати тысяч рублей, а на юридические лица от ста до двухсот пятидесяти тысяч рублей или административное приостановление деятельности на срок до девяноста суток. Т.е. подобные выбросы могут существенно вредить экологии, а также, приносить убытки в виде штрафов.

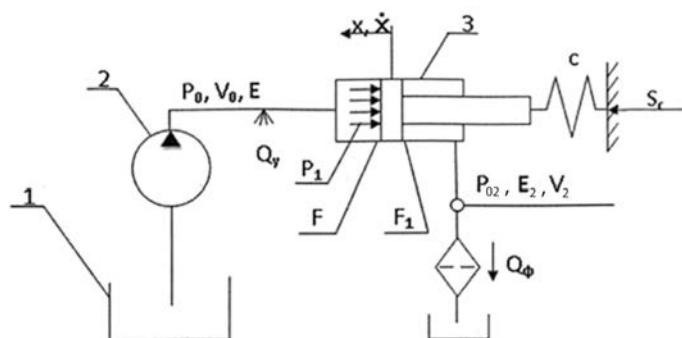


Рисунок 1 - Упрощённая схема гидропривода

На рисунке 1 представлена упрощённая схема гидропривода. Рабочая жидкость из бака 1 насосом 2 направляется в гидроцилиндр 3, на шток которого действует сила  $S_r$ . Гидроцилиндр 3 рабочего оборудования закреплен на базовой части машины, характеризующийся упругостью  $C$ . При достижении давления  $P_0$ , соответствующему давлению разрыва трубопровода, происходят утечки рабочей жидкости в атмосферу, гильза гидроцилиндра под действием упругой составляющей смещается и формирует дополнительный расход утечек, кроме утечек из насоса 2. Давление в трубопроводе снижается и освобождается объем рабочей жидкости, вызванный её сжимаемостью. Уравнение расходов из поврежденной части трубопровода при этом принимает вид выражения:

$$Q_H^T - \sigma + \frac{V_0}{E} \cdot \frac{dP_1}{dt} + \dot{X} \cdot F = Q_y, \quad (1)$$

где  $Q_H^T$  - производительность насоса;  $\sigma$  - коэффициент утечек в насосе;  $V_0$  - объем рабочей жидкости в нагнетательной магистрали;  $E$  - приведенный

модуль упругости рабочей жидкости и гидросистемы;  $P$  – давление;  $\dot{X}$  – скорость движения гильзы гидроцилиндра;  $F$  – площадь поршня;  $Q_y$  – величина расхода утечек.

Из решения (1) найдем изменение давления  $P_1$ , а далее интенсивность его изменения, которая может стать информативным параметром для обнаружения утечек. В результате преобразования выражения (1), интенсивность изменения давления в нагнетательной магистрали примет вид [6]:

$$\frac{dP_1}{dt} = -a_1 \cdot p_0 \cdot e^{-a_1 t} + a_0 \cdot e^{-a_1 t}, \quad (2)$$

где  $a_0, a_1$  – расчетные коэффициенты.

Результаты расчетов показывают, что процессы снижения давления в нагнетательной магистрали происходят кратковременно за  $0,1 \dots 0,2$  с.

В сливной магистрали стационарный процесс течения рабочей жидкости через фильтр нарушается в момент разрыва РВД в нагнетательной магистрали и давление  $P_2$  также снижается. Используя уравнения (1, 2), получим интенсивность изменения давления в сливной магистрали:

$$\frac{dP_2}{dt} = -B_1 \cdot \left( P_{20} - \frac{B_2}{a_1 - B_1} \right) \cdot e^{-B_1 t} - \frac{a_1 \cdot B_2}{a_1 - B_1} \cdot e^{-a_1 t}. \quad (3)$$

где  $B_1, B_2, a_1$  – расчетные коэффициенты.

Из расчетов (3) следует, что интенсивность изменения давления в сливной магистрали меньше, чем в нагнетательной. Поэтому интенсивность изменения давления в сливной магистрали может быть принята в качестве информационного параметра для создания устройства, переключающего подачу рабочей жидкости от насоса на слив в бак при разрыве трубопровода из-за меньших габаритов датчика давления и его стоимости.

### Список литературы

1. Дружинин П.В., Бабушкин М.Ю. Диагностирование и прогнозирование остаточного ресурса рукавов высокого давления [Текст] / Дружинин П.В., Бабушкин М.Ю. // Диагностика и ремонт. - 2013. - №3(25). - С. 6-12.
2. Ушаков Н.А. Совершенствование способов защиты гидросистем колёсных и гусеничных машин от аварийного выброса рабочей жидкости [Текст]: автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. тех. наук (05.05.03) / Ушаков Н. А.; Волгоградский гос. архит.-строит.универ. - Волгоград, 2015. - 16 с.
3. Кодекс Российской Федерации об административных правонарушениях от 30.12.2001 N195-ФЗ [Текст]// Собрание законодательства. - 2001. - № 21.
4. Бородин И.И. Совершенствование технологии сборки концевой арматуры при ремонте рукавов высокого давления гидросистем [Текст]: автореф. дис. на соиск. учен. степ. док-ра. тех. наук (05.20.03) / Бородин И. И.; Приморская гос. с/х академия. - Уссурийск, 2013. - 29 с.
5. ДацФ.А., Назаренко А.С. Исследование характера эксплуатационных отказов рукавов высокого давления на эффективность работы машин фирмы Джон Дир в условиях Вологодской области [Текст] / Ф.А. Дац, А.С. Назаренко // Лесной вестник. - 2010. - №5. - С. 90-96.
6. Воскресенский Г.Г. Введение в динамику гидропривода рабочего оборудования мобильных машин / Г.Г. Воскресенский. – Хабаровск: Изд-во Тихоокеан. гос. Ун-та, 2015. – 152 с.

УДК 622

## ГЕЛИЙ-3 ДЛЯ КОСМИЧЕСКОГО БЕЛАЗА

**Белошейкин А.А.**, студент, **Лагунова Ю.А.**, проф., **Калянов А.Е.**, ст. препод.  
Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург

*Гелий-3 как альтернативное топливо для будущих поколений Землян. От фантастики до реалий шаг в сто лет. Космические автомобили при разработке лунного грунта.*

**Ключевые слова:** гелий-3, энергия, лунный автомобиль, горнодобывающая промышленность на Луне.

## HELIUM-3 FOR SPACE BELAZ

**Belosheikin AA, Lagunova Yu.A., Kalyanov AE**

*Helium-3 as an alternative fuel for future generations of Earthlings. From fiction to reality, a step in a hundred years. Space cars in the development of lunar soil.*

**Keywords:** helium-3, energy, lunar car, mining industry on the moon

21 век ассоциируется у человека с прогрессом и развитием человечества, особенно в энергетической отрасли. На данный момент использование таких ресурсов как нефть и природный газ достигло своего пика. Только за 2014 год во всем мире было добыто около 43 млрд. тонн нефти и с каждым годом эта цифра растет, наращивая обороты. В связи с этим, по мнению экспертов, запасы таких энергоресурсов закончатся к концу нынешнего века, а именно 2100-2130 годах. Многие умы планеты ломают голову над вопросом нового источника энергии для замены нынешнего сырья. Изучаются и совершенствуются идеи возобновляемых источников энергии на примере ветряков, солнечных батарей или гидростанций, но, к сожалению, в нынешней инфраструктуре они не смогут полностью заменить сырьевую составляющую. И вот тут необходим новый источник энергии! И он есть – это необузданный пока Гелий-3, который в несколько миллионов раз превышает энергоемкость той же нефти, а главное полностью экологичен и безвреден для окружающей среды /1/.

Гелий-3 – более лёгкий из двух стабильных изотопов гелия, который был открыт ещё в 1939 году учеными Луисом Альваресом и Робертом Корног. Гипотетически, при термоядерном синтезе, когда в реакцию вступает 1 т гелия-3 с 0,67 т дейтерия, высвобождается энергия, эквивалентная сгоранию 15 млн. т нефти. При этом присутствует высокий КПД, поскольку для контроля за слиянием ионов используется электростатическое поле. Кинетическая энергия протонов напрямую преобразуется в электричество за счет твердотельного преобразования. Нет необходимости строить турбины, которые используются в АЭС для превращения энергии протонов в тепло. Воздух и вода не загрязняются в процессе такой реакции, отсутствует радиоактивное топливо. К сожалению, проект использования гелия в масштабных условиях только в начале своего пути и ожидается начать эксплуатацию гелия не раньше 2050 года /2/.

Проблемой является дислокация и количество Гелия-3. Известно, что в атмосфере Земли концентрация Гелия-3 составляет в общей сложности 35 тыс. т. Поэтому для дальнейшего развития ученые часто заглядываются на его залежи в поверхностном слое Луны. По предварительным оценкам количество Гелия-3 на единственном спутнике Земли переваливает отметку в 2,5 млн. т. Следовательно, населению Земля лунного ресурса Гелия-3 (по максимальным оценкам) должно хватить примерно на пять тысячелетий. Однако его концентрация составляет примерно 1 гр. на 100 т. /3/.

При дальнейшем развитии термоядерной энергетики и космонавтики, можно задуматься о Гелие-3, как о реактивном топливе для обеспечения экономичности. Гипотетически возможно создание на его основе генераторов сверхзвуковых прыжков в пространстве или же ретрансляционных станций для введения объекта в состояние гиперпрыжка на подобии разгонных полос на трассах, только в пределах Солнечной системы или даже Галактики. Конечно, это еще пока только гипотезы, поэтому нужно начинать с малого, а точнее с процессов добычи и доставки нового сырья на Землю.

Для благополучной добычи и дальнейшей транспортировки грузов нужен опорный пункт, своего рода «база», а то и несколько на поверхности Луны. Поставив несколько цехов на каждой из таких «баз», можно обеспечить продуктивную работу этого проекта. По «классике жанра» можно обустроить пункт по аналогии с горнодобывающим предприятием на Земле. А именно в составе базы должен быть добычный цех, сортировочный цех, для отсеивания самого Гелия-3 от остальной лунной руды, цех профилактики и ремонта «лунных БелАЗов», не исключено использования сети транспортных моно-рельсовых путей на поверхности спутника. Так же будут необходимы цехи по ремонту технологического оборудования, а именно, буровых установок, добычных машин, лунных погрузчиков и транспортных крейсеров Земля-Луна-Земля.

Конечно, не обойтись и без диспетчерского пункта для управления как передвижением на самой Луне, так и связи с Землей транспортными узлами. Сегодняшние технологии могут добиться почти полной автоматизации всего производства, но всего равно требуются жилые комплексы для работников предприятия, которые тоже надо построить на Луне.

Добычей самой руды будут заниматься специально оборудованные буровые и экскаваторные установки, для дальнейшей загрузки «лунных БелАЗов». Так как у Луны нет атмосферы и гравитация там слабее, рекомендуется использование магнитных генераторов на всех типах машин. Плюсом так же будет повсеместное оборудование транспортных и буровых машин гусеничным ходом для достижения большего сцепления с поверхностью Луны. Не исключается вариант перманентной сортировки и отсеивания пустой породы от сырья буквально в самой добывающей машине.

К моменту воплощения проекта в реальность, будет целесообразно использование всей техники полностью автоматизированной, для того чтобы управлять и задавать цели и задачи можно было бы из диспетчерского (командного) центра на территории Лунного производства или даже напрямую с Земли.

Таким образом, проект по добыче и использованию Гелия-3 может считаться перспективным для стремления человечества к благополучному, процветающему будущему, обезопасит планету Земля от экологических катастроф и, отодвинет на неопределенный срок идею о переселении Земли на другие пригодные для жизни места во Вселенной. Даже если на то и будет причина в будущем, то драгоценный Гелий-3 - это ключ от двери неизвестного нам, пока что, космоса!

### **Список литературы**

1. Макаров И.М., Топчиев Ю.И. Робототехника: история и перспективы. – М.: Наука; Издательство МАИ, 2003. – 349 с.
2. <http://www.iqlib.ru>
3. Сайт Википедия: <http://ru.wikipedia>

УДК 621.926.3

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ФРАКЦИОННОГО СОСТАВА МАТЕРИАЛА, РАЗРУШАЕМОГО В ОДНОВАЛКОВОЙ ДРОБИЛКЕ С УПОРОМ НА ВАЛКЕ

Никитин А.Г., профессор, Медведева К.С., аспирант

Сибирский государственный индустриальный университет, г. Новокузнецк

*Описана конструкция одновалковой дробилки с упором на валке. Приведены результаты проведения экспериментов по разрушению образцов из изотропного и анизотропного материалов. Показано, что чем больше размер зазора между валком и неподвижной щекой, тем крупнее размер фракции готового продукта и меньше переизмельчение.*

**Ключевые слова:** одновалковая дробилка, упор, степень дробления, фракция.

## EXPERIMENTAL DETERMINATION OF THE FRACTIONAL COMPOSITION OF THE MATERIAL DESTROYED IN A SINGLE-ROLL CRUSHER WITH A REST ON THE ROLL

Nikitin A. G., Medvedeva K. S.

*The design of a single-roll crusher with a rest on the roll. The results of experiments on the destruction of samples from isotropic and anisotropic materials are presented. It is shown that the larger the size of the gap between the roll and the fixed cheek, the larger the size of the finished product fraction and less over-grinding.*

**Keywords:** a single-roll crusher, a rest, degree of fragmentation, the fraction.

Расход энергии на дробление различных материалов составляет большую долю (до 5%) в энергетическом балансе мира. Многие промышленные производства перерабатывают в больших количествах сыпучие материалы различных классов

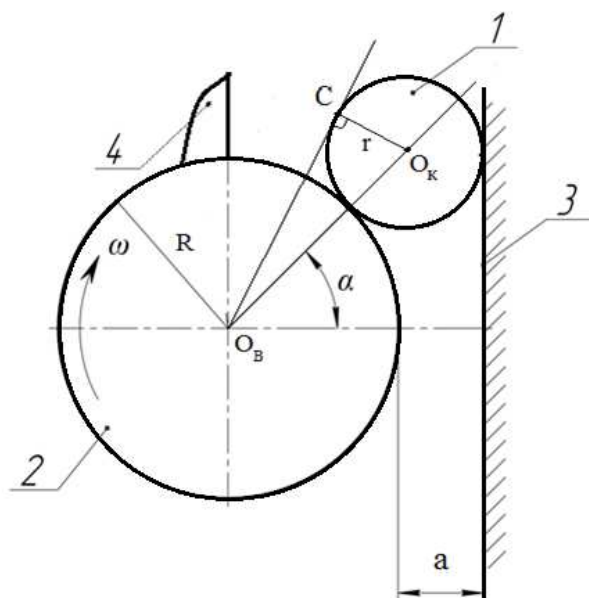


Рисунок 1. Схема одновалковой дробилки с упором на валке:

1 – дробимый кусок; 2 – рабочий валок; 3 – неподвижная щека; 4 – упор

различных классов крупности. В большинстве случаев нужная крупность достигается измельчением кусков на дробилках, в том числе и одновалковых [1-2].

В Сибирском государственном университете разработана конструкция одновалковой дробилки [3], в которой захват дробимого куска происходит за счет упора, расположенного на валке.

Дробилка работает следующим образом (рисунок 1). Кусок дробимого материала 1 подаётся в зазор между приводным вращающимся валком 2 и неподвижной щекой 3, затягивается в него под действием



вертикальной составляющей силы трения между валком, направленной в сторону зазора между валком 2, и неподвижной щекой 3, и дробимым материалом и дробится [4]. Однако, при увеличении степени дробления, то есть отношения размера дробимого куска  $2r$  к величине зазора между валком и неподвижной щекой  $a$ , угол захвата  $\alpha$  увеличивается и это может привести к тому, что вертикальная составляющая силы трения между валком и дробимым материалом будет направлена в сторону, противоположную от зазора между валком 2 и неподвижной щекой 3, при этом будет происходить проскальзывание куска  $l$  по поверхности вала 2 без захватывания куска в зону дробления. В этом случае при вращении вала упор 4 рабочей поверхностью соприкасается с куском и начинает давить на кусок, при этом возникает сила, действующая на кусок и направленная в сторону зазора, за счет этого кусок принудительно подается в зону дробления и дробится [3].

Для определения фракционного состава раздробленного различного материала с разной степенью дробления была проведена серия экспериментов.

Эксперименты проводились на исследовательской установке, представляющей собой одновалковую дробилку с упором на валке, состоящую из рамы, двигателя мощностью 3 кВт, соединенного с редуктором (передаточное отношение  $i_p=15,3$ ), приводного вала (диаметр вала – 180 мм, число оборотов в минуту – 100) и жесткой вертикальной щеки, с возможностью регулирования зазора между валком и щекой.

На установке были разрушены образцы из цементно-песчаной смеси сферической формы диаметром 40 мм (изотропный материал) и ферросплава кубовидной формы со стороной 40 мм (анизотропный материал).

Образцы дробили с установленным зазором 13 мм, 20 мм, 26 мм. На рисунках 2 и 3 приведены результаты влияния степени дробления на фракционный состав готового продукта.

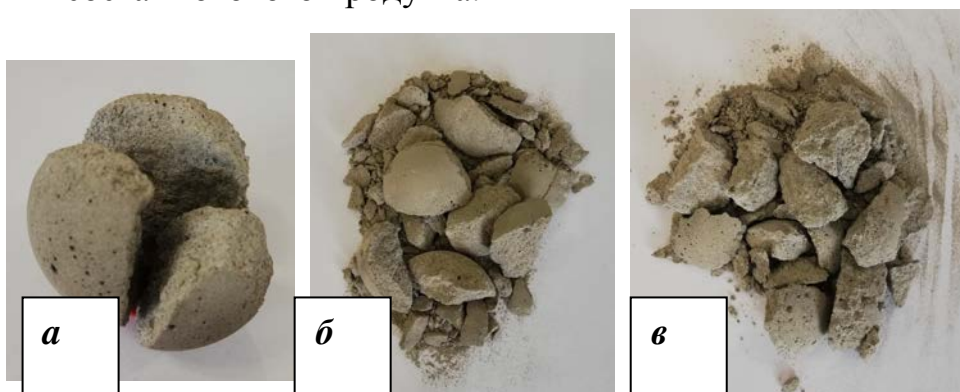


Рисунок 2 – Результаты разрушения образцов из цементно-песчаной смеси в одновалковой дробилке с упором.

Степень дробления: а – 1,5; б – 2; в – 3

Проведен анализ размеров кусков готового продукта полученного на одновалковой дробилке с упором на валке и результаты представлены в таблице.

Из экспериментов по дроблению образцов из цементно-песчаной смеси можно сделать вывод, что, чем больше размер зазора между валком и неподвижной щекой, тем крупнее размер фракции готового продукта и меньше переизмельчение, чем при дроблении такого же куска в меньший зазор. Связано это с тем, что чем больше размер зазора, тем меньше будут степень дробления и меньше плоскостей действия максимальных касательных напряжений, по которым происходит разрушение.

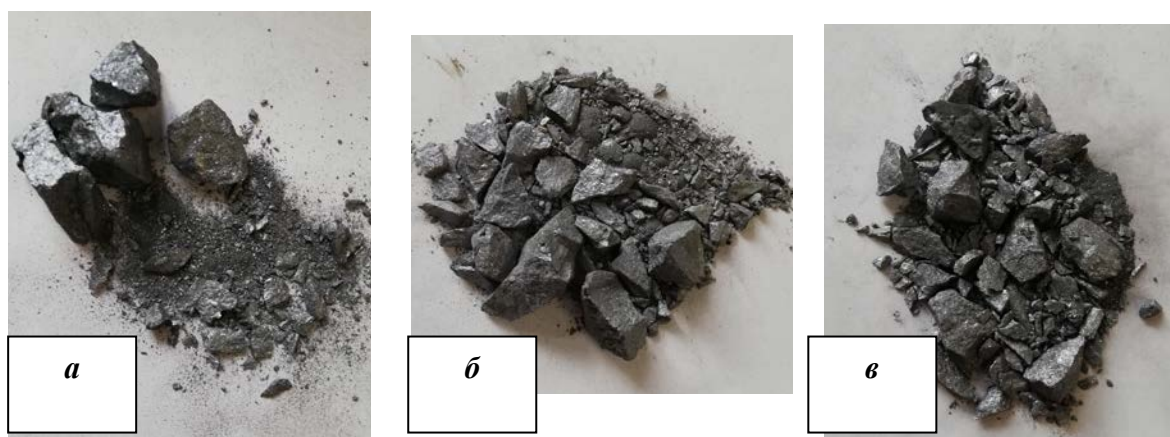


Рисунок 3 – Результаты разрушения образцов ферросплава в одновалковой дробилке с упором. Степень дробления: а – 1,5; б – 2; в – 3

Таблица – Результаты анализа процентного содержания кусков по массе

Величина зазора между валком и неподвижной щекой, мм	Процентное содержание по массе кусков готового продукта в зависимости от среднего размера, %			
	Размеры куска: до 3 мм	Размеры куска: от 3 до 10 мм	Размеры куска: от 10 до 16 мм	Размеры куска: свыше 16 мм
образцы из цементно-песчаной смеси				
13	12	25	28	35
20	10	15	30	50
26	-	-	-	100
образцы из ферросплава				
13	18	20	32	30
20	15	18	25	42
26	5	10	35	50

Все сказанное выше относилось к разрушению изотропного материала, то есть материалов, у которых физические свойства одинаковы во всех направлениях. Однако дроблению подлежат не только изотропные

материалы, но и анизотропные. Необходимо учитывать, что в отличие от изотропных материалов, которые разрушаются в одновалковой дробилке с упором на валке по плоскостям максимальных касательных напряжений, разрушение анизотропных материалов происходит по плоскостям наименьшего сопротивления. Однако эксперименты показали, что при дроблении как изотропных материалов, так и анизотропных материалов в одновалковой дробилке с упором на валке, фракционный состав готового продукта практически одинаковый.

#### Список литературы

1. Клушанцев Б.В., Косарев А.И., Муйземнек Ю.А. Дробилки. – М.: Машиностроение, 1990. 320 с.
2. Лагунова Ю.А. Проектирование обогатительных машин: учебник. Екатеринбург: Издательство УГГУ. – 2009.
3. Патент РФ 2524536. Способ дробления в валковой дробилке / Никитин А.Г., Люленков В.И., Лактионов С.А., Кузнецов М.А., Матехина А.Н. // Открытия. Изобретения. Бюл. № 21, 2014.
4. Никитин А.Г., Сахаров Д.Ф. Анализ сил, действующих на кусок дробимого материала в одновалковой дробилке. // Изв. вузов. Черная металлургия. 2010. №10. С. 41-42.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

### Пленарное заседание

Посвящение выпускникам кафедры. Жиганов П.А. 4

1. ХРОНИКА 80-ЛЕТНЕЙ ИСТОРИИ КАФЕДРЫ ГМК. Гаврилова Л.А., Суслов Н.М. УГГУ, г. Екатеринбург..... 5

2. СОДРУЖЕСТВО ООО «ВИБРОТЕХНИК» И КАФЕДРЫ ГОРНЫХ МАШИН И КОМПЛЕКСОВ ФГБОУ ВО «УГГУ». Кривелев Д.М., Кривелев М.Д., Суслов Н.М., Лагунова Ю.А., Бочков В.С., ООО «ВИБРОТЕХНИК», г. Санкт-Петербург, УГГУ, г. Екатеринбург..... 18

3. СОТРУДНИЧЕСТВО КАФЕДРЫ ГМК С АО «БЕЛАЗ» И ООО «БЕЛТРАНСЛОГИСТИК». Лагунова Ю.А., Хорошавин С.А., Иванов И.Ю., Холодулина Н.М., А.И. УГГУ, ООО «Белтранслогистик» г. Екатеринбург, Торговый дом «Белаз ХОЛДИНГ», г. Москва..... 22

Секция 1. Машины и оборудование для открытых и подземных горных работ..... 28

1. ПРИЧИННО-СЛЕДСТВЕННЫЙ АНАЛИЗ ФАКТОРОВ, ВЛИЯЮЩИХ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЭКСКАВАТОРОВ В УСЛОВИЯХ РУДНЫХ КАРЬЕРОВ ЮЖНОГО УРАЛА. Великанов В.С., МГТУ им. Г.И. Носова, г. Магнитогорск..... 29

2. РЕАЛИЗАЦИЯ РАСЧЕТНОЙ МОДЕЛИ И КОНСТРУКЦИИ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА КАБИНЫ КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА. Великанов В.С., Козырь А.В., Панфилова О.Р., МГТУ им. Г.И. Носова, г. Магнитогорск..... 35

3. АКТУАЛЬНОСТЬ ИЗБИРАТЕЛЬНОЙ ДОБЫЧИ УГЛЯ. Габов В.В., Задков Д.А., Елихин А.С., СПГУ, г. Санкт-Петербург..... 42

4. АНАЛИЗ ФАКТОРОВ ВЫБОРА ПОЛЕВОГО ТОРФЯНОГО ДРОБИЛЬНО-СЕПАРАЦИОННОГО КОМПЛЕКСА. Гарифуллин Д.Р., СПГУ, г. Санкт-Петербург ..... 46

5. КОЭФФИЦИЕНТ КОНСТРУКТИВНОЙ СЛОЖНОСТИ КАК СПОСОБ ОЦЕНКИ УРОВНЯ ИННОВАЦИОННОСТИ КОНСТРУКЦИЙ ГОРНОЙ ТЕХНИКИ. Жигульская А.И., Яконовская Т.Б., Яконовский П.А., Оганесян А.С. ТверГТУ, г. Тверь, ООО "ТГТ ПРАЙМ", г. Казань.... 49

6. КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН ДЛЯ ФРЕЗЕРОВАНИЯ ТОРФЯНОЙ ЗАЛЕЖИ. Зюзин Б.Ф., Жигульская А.И., Копенкина Л.В., ТверГТУ, г. Тверь..... 53

7. АНАЛИЗ УСЛОВИЙ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ГОРНОТРАНСПОРТНОГО АГРЕГАТА ДЛЯ ТРАНСПОРТИРОВКИ ЭКСКАВИРОВАННОГО ТОРФЯНОГО СЫРЬЯ. Казаков Ю.А., СПГУ, г. Санкт-Петербург..... 57

8. АНАЛИЗ ТИПОРАЗМЕРНОГО РЯДА ФРОНТАЛЬНЫХ ПОГРУЗЧИКОВ. Каменев А.В., КарГТУ, г. Караганда, Казахстан..... 61

<b>9. ЭВОЛЮЦИЯ КОНСТРУКЦИЙ КАРЬЕРНЫХ ОДНОКОВШОВЫХ ЭКСКАВАТОРОВ. Комиссаров А.П., Лагунова Ю.А., Шестаков В.С., Лукашук О.А. УГГУ, УрФУ, г. Екатеринбург.....</b>	<b>67</b>
<b>10. МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГЛАВНЫХ МЕХАНИЗМОВ КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА. Комиссаров А.П., Лукашук О.А. УГГУ, УрФУ, г. Екатеринбург.....</b>	<b>73</b>
<b>11. АНАЛИЗ СПОСОБА ПОВЫШЕНИЯ АДАПТАЦИИ ОЧИСТНОГО МЕХАНИЗИРОВАННОГО КОМПЛЕКСА К ИЗМЕНЯЮЩИМСЯ ГОРНО-ГЕОЛОГИЧЕСКИМ УСЛОВИЯМ. Королев А. И., СПГУ, г. Санкт-Петербург.....</b>	<b>77</b>
<b>12. УСТРОЙСТВО ДЛЯ ИНТЕНСИФИКАЦИИ РАЗРУШЕНИЯ ТВЕРДЫХ ПРОСЛОЕК ПРИ ПРОХОДКЕ ВЫРАБОТОК В МАССИВАХ ШАХТ МЕТРОСТРОЯ САНКТ-ПЕТЕРБУРГА. Юнгмейстер Д.А., Ячейкин А.И., Королев Р.И., Соболев К.Е., СПГУ, г. Санкт-Петербург...</b>	<b>78</b>
<b>13. ОПЫТ ПРИМЕНЕНИЯ СМЕСИТЕЛЬНО-ЗАРЯДНЫХ МАШИН В УСЛОВИЯХ КАРЬЕРОВ УРАЛА. Котяшев А.А., ИГД УрО РАН, г. Екатеринбург.....</b>	<b>82</b>
<b>14. УТОЧНЕНИЕ ФОРМУЛЫ ДЛЯ ОЦЕНКИ СКОРОСТИ ИЗНАШИВАНИЯ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ЭКСКАВАТОРА. Крицкий Д.Ю., Побегайло П.А., Папич Л., Гадолина И.В., Беззубов Д.А. СУЭК, Красноярск, Москва; ИМАШ РАН, Москва; ИЦ УНК, г. Чачак, Сербия.....</b>	<b>86</b>
<b>15. К ВОПРОСУ ОПТИМИЗАЦИИ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ГИДРО-ОБЪЕМНЫХ УДАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ. Къзыров К.Б., Исаев В.Л., Лагунова Ю.А., Решетникова О.С., КарГТУ, г. Караганда, Казахстан, УГГУ, г. Екатеринбург, Россия.....</b>	<b>90</b>
<b>16. ГОМОГЕННОСТЬ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ КЛАССИЧЕСКОЙ И ГИДРОВИХРЕВОЙ ГЕТЕРОКОАГУЛЯЦИИ В ТЕХНОЛОГИИ ПЫЛЕПОДАВЛЕНИЯ НА ГОРНЫХ ПРЕДПРИЯТИЯХ. Макаров В.Н., Угольников А.В., Макаров Н.В., Лифанов А.В., Матеров А.Ю., УГГУ, г. Екатеринбург, ООО НПК «ОйлГазМаш» г. Подольск.....</b>	<b>94</b>
<b>17. КРИТЕРИАЛЬНЫЕ УРАВНЕНИЯ ГИДРОВИХРЕВОГО ПЫЛЕПОДАВЛЕНИЯ НА ПРЕДПРИЯТИЯХ ГОРНО-МЕТАЛУРГИЧЕСКОГО И НЕФТЕГАЗОВОГО КОМПЛЕКСА. Макаров В.Н., Угольников А.В., Макаров Н.В., Лифанов А.В., Матеров А.Ю., УГГУ, г. Екатеринбург, ООО НПК «ОйлГазМаш» г. Подольск.....</b>	<b>98</b>
<b>18. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ КОМБАЙНОВ «УРАЛ-20Р» ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА ГРАНУЛОМЕТРИЧЕСКОГО СОСТАВА КАЛИЙНОЙ РУДЫ. Максимов А. Б., ПНИПУ, г. Пермь.....</b>	<b>102</b>
<b>19. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КАЧЕСТВЕННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА И ОЧИСТИТЕЛЯ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРОЦЕССА ВИБРООЧИСТКИ. Арефьев Е.М., Матвиенко С.А., Лукичев А.В., ДонНТУ, г. Донецк, ДНР.....</b>	<b>106</b>

<b>20. ПРОБЛЕМЫ РАЗВИТИЯ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ РУДНИКОВ. Минин И.В., Минин В.В., Заворницын В.В., Плотников А.М., УГГУ, г.Екатеринбург, УГМК-Холдинг, г. В.Пышма.....</b>	<b>108</b>
<b>21. ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА ВЫГРУЗКИ УГЛЯ НА КОНВЕЙЕР ШНЕКОВЫМИ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫМИ ОРГАНАМИ ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ. Габов В. В., Задков Д. А., Нгуен Кхак Линь, Нгуен Ван Суан, СПГУ, г. Санкт-Петербург, Россия, Вьетнам.....</b>	<b>111</b>
<b>22. ВЛИЯНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ДЛИН ЭЛЕМЕНТОВ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ОДНОКОВШОВЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЭКСКАВАТОРОВ НА РЯД ИХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ СВОЙСТВ (НА ПРИМЕРЕ ЭКСКАВАТОРА ЭГ-12А). Побегайло П.А., ИМАШ им. А.А. Благонравова РАН, Москва, РФ.....</b>	<b>115</b>
<b>23. О ХАРАКТЕРЕ ИЗМЕНЕНИЯ МАКСИМАЛЬНО РЕАЛИЗУЕМОГО УСИЛИЯ НА УРОВНЕ СТОЯНКИ У ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА ЭГ-12А. Побегайло П.А., ИМАШ им. А.А. Благонравова РАН, Москва, РФ.....</b>	<b>120</b>
<b>24. ОЦЕНКА СОСТОЯНИЯ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ СТРОИТЕЛЬНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЭКСКАВАТОРОВ К 1991 ГОДУ. Побегайло П.А., Смоляницкий Э.А., ИМАШ РАН.....</b>	<b>124</b>
<b>25. ОБОСНОВАНИЕ ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ НАДЕЖНОСТИ ШАХТНЫХ СЕКЦИОННЫХ ОДНО И ДВУХПОТОЧНЫХ НАСОСОВ. Попов В.Я., Белов С. В., Ислентьев А. О., Чураков Е. О., УГГУ, г. Екатеринбург.....</b>	<b>127</b>
<b>26. ПРЕДОТВРАЩЕНИЕ РЕЗОНАНСНЫХ ЯВЛЕНИЙ В ОСЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРАХ СИСТЕМ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ. Таугер В.М., Лифанов А.В., Макаров В.Н., Макаров Н.В., Бельских А.М., УГГУ, ООО НПК «ОйлГазМаш».....</b>	<b>132</b>
<b>27. О ПОЛНОТЕ ФОРМИРОВАНИЯ ПРОЦЕССНО-ПРЕЦИЗИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ГОРНОЙ ТЕХНИКИ (на примере экскаваторов). Ткачева Т.А., Московский политехнический университет, г. Москва.....</b>	<b>136</b>
<b>28. О КРИТЕРИЯХ ВЫБОРА ДИАМЕТРОВ КАНАТОВ, БАРАБАНОВ И БЛОКОВ ДЛЯ КАРЬЕРНЫХ НАРАЩИВАЕМЫХ БАШЕННЫХ ПОДЪЁМНИКОВ. В.И. Точилин, И.И. Демченко, ЗАО «Спецтехномаш», Сибирский Федеральный университет, г. Красноярск.....</b>	<b>139</b>
<b>29. АНАЛИЗ И ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ОЧИСТНОГО ОБОРУДОВАНИЯ В УД АО «АРСЕЛОРМИТТАЛ ТЕМИРТАУ» Ш.КАЗАХСТАНСКАЯ. Туктамышева Р.И., Абдугалиева Г.Б. КарГТУ, г.Караганда, Казахстан.....</b>	<b>143</b>
<b>30. СПЕЦИФИКА МЕХАНИЗМА ШАГАНИЯ ПЛАВУЧЕЙ ПЛАТФОРМЫ АВТОНОМНОГО МОДУЛЬНОГО КОМПЛЕКСА ПО ДОБЫЧЕ И ПЕРЕРАБОТКЕ ТОРФЯНОГО СЫРЬЯ. Фадеев Д.В., Иванов С.Л., СПГУ, С.-Петербург, Россия .....</b>	<b>148</b>

<b>31. РОЛЬ ГИДРОПНЕВМОАККУМУЛЯТОРА В СТРУКТУРЕ ГИДРОУДАРНОГО МЕХАНИЗМА. Кызыров К.Б., Хаджибаев А.С., КарГТУ, г.Караганда, Р. Казахстан.....</b>	<b>152</b>
<b>32. ФОРМИРОВАНИЕ СТРУКТУРНОЙ ФОРМУЛЫ КОМПЛЕКСА ДОБЫЧИ ТОРФЯНОГО СЫРЬЯ ИЗ ОБВОДНЕННОЙ ЗАЛЕЖИ. Худякова И.Н., Вагапова Э.А., Иванов С.Л., СПГУ, г. Санкт-Петербург...</b>	<b>156</b>
<b>33. УМЕНЬШЕНИЕ ЭНЕРГОЗАТРАТ НА ПЕРЕДВИЖЕНИЕ ДРАГ ЛАЙНА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТРЕХОПОРНОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО МЕХАНИЗМА ШАГАНИЯ. Суслов Н.М., Чернухин С.А., УГГУ, г. Екатеринбург .....</b>	<b>160</b>
<b>34. ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ КАНАТНО-ГИДРАВЛИЧЕСКИХ КАРЬЕРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ. Шестаков В. С., Хорошавин С.А., Бабенков П.Ю., УГГУ, г. Екатеринбург</b>	<b>165</b>
<b>35. УСТРОЙСТВО С КАМЕРОЙ РАЗРЕЖЕНИЯ ДЛЯ СБОРА ГЛУБОКОВОДНЫХ ЖЕЛЕЗОМАНГАНЦЕВЫХ КОНКРЕЦИЙ. Юнгмейстер Д.А., Сержан С.Л., Королев Р.И., СПГУ, г. Санкт-Петербург</b>	<b>170</b>
<b>36. ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ШНЕКОВОГО ПРЕССА ДЛЯ ДОБЫЧИ КУСКОВОГО ТОРФА. Яблонев А.Л., Гусева А.М..ТверГТУ, г. Тверь, Россия.....</b>	<b>172</b>
<b>37. РАЗРАБОТКА МЕХАНИЗМА ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ПРОХОДЧЕСКОГО ВЗРЫВОНАВАЛОЧНОГО КОМПЛЕКСА. Воронова Э.Ю., Щербаков С.В., Шахтинский автодорожный институт (филиал) ЮРГПУ(НПИ) им. М.И. Платова, г. Шахты.....</b>	<b>176</b>
<b>38. ОДИН ИЗ СПОСОБОВ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК КАЛИЙНЫХ РУДНИКОВ. Микрюков А. Ю., Каменских Я. В., ПНИПУ, г. Пермь.....</b>	<b>180</b>
<b>39. МОДЕРНИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ ЭЛЕКТРОПРИВОДА ОЧИСТНОГО КОМБАЙНА EICKHOFF SL-300 В УСЛОВИЯХ КАРАГАНДИНСКОГО УГОЛЬНОГО БАССЕЙНА. Мейрамбеков Е.К., Малыбаев Н.С., Карагандинский государственный технический университет, г.Караганда, Р.Казахстан</b>	<b>184</b>
<b><u>Секция 2. Машины и оборудование обогатительных фабрик</u></b>	<b>187</b>
<b>1. АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ИНЕРЦИОННЫХ ГРОХОВ ЦОФ № 38. Никонова Т.Ю., Юрченко В.В, Кексель Е.Ю., КарГТУ, г. Караганда, Р. Казахстан .....</b>	<b>188</b>
<b>2. ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ ПНЕВМОПОДЪЕМНИКА. Костюк П.А., Афанасьев А. И., Потапов В.Я., Потапов В.В., Адам В.Е. УГГУ, г.Екатеринбург.....</b>	<b>192</b>
<b>3. СРАВНЕНИЕ МОДЕЛЬНОГО РЯДА МОБИЛЬНЫХ ДРОБИЛОК. Майоров С.А., Лагунова Ю.А., УГГУ, г. Екатеринбург.....</b>	<b>197</b>
<b>4. ВЫБОР ПРИЗНАКОВ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ МЕДНО-ЦИНКОВЫХ РУД К РАЗДЕЛЕНИЮ. Потапов В.Я., Потапов, В.В., Стожков Д.С., Тропп В.А., УГГУ, г. Екатеринбург.....</b>	<b>204</b>

<b>5. ИССЛЕДОВАНИЕ ГРАНСОСТАВА ТОНКО- И СРЕДНЕДИСПЕРСНОГО ИЗМЕЛЬЧЕННОГО ПРОДУКТА ЦЕНТРОБЕЖНОЙ МЕЛЬНИЦЫ ВЕРТИКАЛЬНОГО ТИПА. Хетагуров В.Н., Каменецкий Е.С., Гегелашвили М.В., Марзоев А.Т. Северо-Кавказский горно-металлургический институт (государственный технологический университет), Россия; Южный математический институт – филиал ФГБУ науки федерального научного центра «Владикавказский научный центр Российской академии наук», г. Владикавказ.....</b>	<b>209</b>
<b><u>Секция 3. Геологоразведочное и нефтегазовое оборудование</u></b>	<b>213</b>
<b>1. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ СВЕРХКРИТИЧЕСКОЙ ВОДЫ ПРИ РАЗРАБОТКЕ УГЛЕВОДОРОДОВ БАЖЕНОВСКОЙ СВИТЫ. Бочкова К. В., Лагунова Ю.А., УГГУ, г. Екатеринбург.....</b>	<b>214</b>
<b>2. ЦЕНТРАТОР-ЛЮНЕТ КОЛОННЫЙ ДЛЯ БУРЕНИЯ СКВАЖИН БОЛЬШОГО ДИАМЕТРА. Симисинов И.Л., Кочанов А.О., Захаров И.С., ООО НПЦ «Технические средства бурения», УГГУ.....</b>	<b>218</b>
<b>3. АНАЛИЗ ПАРАМЕТРОВ И КОНСТРУКЦИЙ ГИДРОПЕРФОРАТОРОВ. Асатуллина П.А., Малыбаев Н.С. КарГТУ, г. Караганда, Р. Казахстан.....</b>	<b>221</b>
<b>4. РАЗРАБОТКА КОМПЛЕКСА ДЛЯ МЕХАНИЗАЦИИ РАССТАНОВКИ СВЕЧЕЙ БУ 4000/250 ЭК-БМ С СИСТЕМОЙ ВЕРХНЕГО ПРИВОДА. Булатов Т.А., Коннов Ю.Д., УГНТУ, г. Уфа, Р. Башкортостан.....</b>	<b>225</b>
<b>5. СОВРЕМЕННЫЙ ПОДХОД К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ОПТИМАЛЬНЫХ СООТНОШЕНИЙ МЕЖДУ СКОРОСТЯМИ БУРОВОЙ ЛЕБЁДКИ. Воробель С. В., ПНИПУ, г. Пермь.....</b>	<b>228</b>
<b>6. ВЫБОР КОНСТРУКЦИИ ПОРОДОРАЗРУШАЮЩЕГО ИНСТРУМЕНТА НА ОСНОВЕ ТЕОРИИ АКУСТИКИ ТВЕРДОГО ТЕЛА. Комиссаров А.П., Прокопович Г.В., Решетникова О.С., УГГУ, г. Екатеринбург, Россия, КарГТУ, г. Караганда, Р.Казахстан.....</b>	<b>232</b>
<b>7. К ВОПРОСУ МЕХАНИЗАЦИИ РАССТАНОВКИ СВЕЧЕЙ С СИСТЕМОЙ ВЕРХНЕГО ПРИВОДА. Маркелов А.С., Гаврилова Л.А, УГГУ.....</b>	<b>235</b>
<b>8. МОДЕРНИЗАЦИЯ КОМПЛЕКСА МЕХАНИЗАЦИИ СПУСКО-ПОДЪЕМНЫХ ОПЕРАЦИЙ ПРИ ПОДЗЕМНОМ РЕМОНТЕ СКВАЖИН. Минилбаев А.А., Коннов Ю.Д., УГНТУ, г. Уфа.....</b>	<b>239</b>
<b>9. МОДЕРНИЗАЦИЯ МАСЛОСИСТЕМЫ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ НА КУСТОВОЙ НАСОСНОЙ СТАНЦИИ. Моисеенко К.А., Черемискина М.С., ТПУ, г. Томск, Россия.....</b>	<b>242</b>
<b>10. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ БУРОВОЙ ТЕХНИКИ В ИЗМЕНЯЮЩИХСЯ УСЛОВИЯХ ЖЕЛЕЗОРУДНЫХ КАРЬЕРОВ. Реготунов А.С., Сухов Р.И., Институт горного дела Уральского отделения РАН, г. Екатеринбург, Россия.....</b>	<b>245</b>



<b>11. ПРЕДПОСЫЛКИ К СОЗДАНИЮ РОССИЙСКОГО СТАНКА ДЛЯ ШАРОШЕЧНОГО БУРЕНИЯ ВЗРЫВНЫХ СКВАЖИН С ДИЗЕЛЬНЫМ ПРИВОДОМ. БУРОВОЙ СТАНОК МР-200. Тихомиров С.А., Шибанов Д.А. ООО «ИЗ-КАРТЭКС имени П.Г. Коробкова», г. Колпино...</b>	<b>250</b>
<b><u>Секция 4. Вопросы моделирования и расчеты сложных технических систем.....</u></b>	<b>255</b>
<b>1. НЕРАЗРЕЗНЫЕ СТРОИТЕЛЬНЫЕ КОНСТРУКЦИИ С УПРУГОПОДАТЛИВЫМИ ОПОРНЫМИ УЗЛАМИ (СТЫКАМИ). Ахмедиев С.К., Безкорвайный П.Г., КарГТУ, г. Караганда, Р.Казахстан.....</b>	<b>256</b>
<b>2. ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ГОРНЫМИ МАШИНАМИ. Кызыров К.Б., Ким В.Н., Иванов А.И., КарГТУ, г.Караганда, Р.Казахстан.....</b>	<b>261</b>
<b>3. ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА. Комиссаров А.П., Хорошавин С.А., Телиман И.В., УГГУ, УрФУ, г. Екатеринбург, Россия; КарГТУ, г. Караганда, Р. Казахстан.....</b>	<b>264</b>
<b>4. РАЗРАБОТКА ИМИТАЦИОННОЙ МОДЕЛИ ПРОЦЕССА ЭКСКАВАЦИИ ГОРНЫХ ПОРОД РАБОЧИМ ОБОРУДОВАНИЕМ ПРЯМАЯ ЛОПАТА КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА. Комиссаров А. П., Летнев К. Ю. УГГУ, УрФУ, г. Екатеринбург, Россия .....</b>	<b>267</b>
<b>5. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ МЕХАНИЗМА РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА «ГОРНЫЙ». Комиссаров А. П., Плотников Н. С., УГГУ.....</b>	<b>271</b>
<b>6. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО РЕГУЛЯТОРА РАДИАЛЬНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ. Макаров Н.В., Макаров В.Н., Матеров А.Ю., Вакулин В.Е., Бельских А.М. УГГУ; ООО НПК «ОйлГаз-Маш».....</b>	<b>276</b>
<b>7. ОБ ОДНОМ ГЕОМЕТРИЧЕСКОМ ПАРАМЕТРЕ КАК ВОЗМОЖНОМ КРИТЕРИИ ОПТИМИЗАЦИИ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЭКСКАВАТОРОВ. Побегайло П.А. ИМАШ им. А.А. Благоднарова РАН, Москва, РФ.....</b>	<b>280</b>
<b>8. ПРИМЕНЕНИЕ САПР ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ ГРУЗОЗАХВАТНОГО ОРГАНА. Степанов А.М., Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина</b>	<b>285</b>
<b>9. ИССЛЕДОВАНИЕ ПОТОКАТАМПОНАЖНОГО РАСТВОРА ЧЕРЕЗ ГИДРОДИСПЕРГАТОР ТИПА "СТРУЯ - СТРУЯ" НА 3D-МОДЕЛИ. А.В. Харланов, Н.И.Сысоев, И.Н. Сысоева. Южно-Российский госуд. политехнический университет имени М.И. Платова (НПИ)»</b>	<b>289</b>

<b>10. ОБ ОБРАТНОМ ХОДЕ УДАРНОГО ЗУБА КОВША АКТИВНОГО ДЕЙСТВИЯ ЭКСКАВАТОРА. Муравский А.К., ПНИПУ, г. Пермь</b>	<b>291</b>
<b>11. ПОИСК КОНСТРУКТИВНОГО РЕШЕНИЯ ШНЕКА ПОДАЧИ РАБОЧЕЙ СМЕСИ. Иванов И.Л., Савинова Н.В., УГГУ, г.Екатеринбург</b>	<b>298</b>
<b>12. НЕЙРОСЕТЕВОЙ ПОДХОД К РАЗРАБОТКЕ И ИССЛЕДОВАНИЮ ПАРАМЕТРОВ СКВАЖИННОЙ БУРОВОЙ УСТАНОВКИ. Ибраева Н.Р., Бейсембаев К.М., КарГТУ, г. Караганда, Р.Казахстан</b>	<b>303</b>
<b><u>Секция 5. Проблемы материаловедения, производства и конструирования в машиностроении.....</u></b>	<b>307</b>
<b>1. РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОВЕДЕНИЯ ЛАБОРАТОРНЫХ ИСПЫТАНИЙ МОДИФИКАТОРА ЭРС. Анпилогов А.А., Симисинов Д.И., Захаров И.С., УГГУ, г. Екатеринбург.....</b>	<b>308</b>
<b>2. ОСОБЕННОСТИ ОБРАБОТКИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПЕРА ЛОПАТОК ТУРБИН ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ. Хавлин Т.В., Михайлов А.Н., Михайлов Д.А., Михайлов В.А., Копыл И.А., Донецкая академия внутренних дел МВД, Донецкий национальный технический университет, Донецкая академия гражданской защиты МЧС, Донецк, ДНР....</b>	<b>312</b>
<b>3. ВАКУУМНАЯ КАМЕРА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ДЕМПФИРУЮЩИХ СВОЙСТВ ПОЛИМЕРНЫХ СЛОИСТЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ МЕТОДОМ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ. Гордюшкин И.В., Модяков А. В., Муйземнек А.Ю., Пензенский государственный университет, г. Пенза, Россия.....</b>	<b>316</b>
<b>4. КЛАССИФИКАЦИЯ ВИДОВ ПРОФИЛЬНОЙ МОДИФИКАЦИИ ЗУБЬЕВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС. Грубка Р.М., Михайлов А.Н., Петряева И.А., Донецкий национальный технический университет, г. Донецк, ДНР.....</b>	<b>321</b>
<b>5. СПОСОБ КОНТРОЛЯ ШЕРОХОВАТОСТИ ПОВЕРХНОСТИ ШАХТНЫХ СТВОЛОВ В СОЛЯНЫХ ПОРОДАХ. Загвоздкин И.В., Винокуров В.Е., Березниковский филиал ПНИПУ, г. Березники, Пермский край; ПНИПУ, г. Пермь.....</b>	<b>325</b>
<b>6. ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТЕЙ СНИЖЕНИЯ СЕБЕСТОИМОСТИ ОБРАБОТКИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ СОТС. Ивченко Т.Г., Михайлов А.Н., Донецкий национальный технический университет, г. Донецк, ДНР.....</b>	<b>329</b>
<b>7. МОДИФИКАЦИЯ АДДИТИВНОЙ МОДЕЛИ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ТУРБОМАШИН. Макаров Н.В., Макаров В.Н., Лифанов А.В., Бельских А.М., Вакулин В.Е., УГГУ, ООО НПК «ОйлГазМаш»...</b>	<b>333</b>
<b>8. АНАЛИЗ ТЕОРИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ. Жетесова Г.С., Никонина Т.Ю., Юрченко В.В., Моделина Е.Д., Карагандинский государственный технический университет, г. Караганда, Р.Казахстан.....</b>	<b>337</b>
<b>9. ПРИМЕНЕНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ВИБРАЦИОННОГО ДОРНОВАНИЯ. Никонова Т.Ю., Синько А.Н., Кривцова О.Н., Кузьминова Н.Ю., КарГТУ, КарГИУ, г. Караганда, Р. Казахстан.....</b>	<b>341</b>

<b>10. О СОВРЕМЕННОМ СОСТОЯНИИ ПРОБЛЕМЫ ИЗНОСА ЭЛЕМЕНТОВ КАРЬЕРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ. Побегайло П.А., Гадолина И.В., Крицкий Д.Ю., ИМАШ им. А.А. Благодрава РАН, Москва, АО "СУЭК-КРАСНОЯРСК", г. Красноярск.....</b>	<b>345</b>
<b>11. ВАКУУМНАЯ КАМЕРА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ДЕМПИРУЮЩИХ СВОЙСТВ ПОЛИМЕРНЫХ СЛОИСТЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ МЕТОДОМ СВОБОДНЫХ КОЛЕБАНИЙ. Рвянин А.А., Вайчук А.А., Муйземнек А.Ю., Пензенский государственный университет, г. Пенза, Россия .....</b>	<b>349</b>
<b>12. СПЕКТРАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ВИБРАЦИЙ ПРИВОДА ОЧИСТНОГО КОМБАЙНА В ЗАДАЧАХ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ. Статников И.Н., Фирсов Г.И. Институт машиноведения им. А.А. Благодрава РАН, г. Москва....</b>	<b>353</b>
<b>13. ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ ДЛИННОМЕРНЫХ КОМПОЗИТНЫХ ЛОПАТОК ОСЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ СИСТЕМ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ. Таугер В.М., Матеров А.Ю., Макаров В.Н., Макаров Н.В., Бельских А.М., УГГУ, г. Екатеринбург, ООО «Научно-Производственный Комплекс «ОйлГазМаш», г. Подольск.....</b>	<b>357</b>
<b>14. НАНОСТРУКТУРИРОВАННЫЕ МЕТАЛЛИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ОБРАБОТКИ КАМНЯ. Хазин М. Л., Апакашев Р. А., УГГУ</b>	<b>361</b>
<b>15. АДДИТИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И ОБРАТНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ. Абдулкаримов М.К., УГГУ, г. Екатеринбург.....</b>	<b>365</b>
<b><u>Секция 6. Ремонт, сервисное обслуживание и диагностика горного оборудования.....</u></b>	<b>368</b>
<b>1. ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕМОНТНОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ ОБОГАТИТЕЛЬНОЙ ФАБРИКИ. Андреева Л.И., Мартынов В.Ю., Челябинский филиал ИГД УрО РАН, г. Челябинск, АО «Ковдорский ГОК», г. Ковдор.....</b>	<b>369</b>
<b>2. ОПАСНЫЕ ПРОИЗВОДСТВЕННЫЕ СИТУАЦИИ ПРИ РЕМОНТЕ ГОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ. Андреева Л.И., Красникова Т. И., Мелихов Д. С., Челябинский филиал ИГД УрО РАН, г. Челябинск, ООО «Научно-исследовательский институт эффективности и безопасности горного производства» (ООО «НИИОГР»), г. Челябинск, АО «Ковдорский ГОК», г. Ковдор.....</b>	<b>374</b>
<b>3. ПРИМЕНЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ МЕТОДОВ ИССЛЕДОВАНИЯ УЗЛОВ И МЕХАНИЗМОВ ГОРНОТРАНСПОРТНЫХ МАШИИ. Макарова В.В., Лукашук О.А., Жегульский В.П., УрФУ, г. Екатеринбург.....</b>	<b>379</b>
<b>4. ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ШАХТНЫХ САМОХОДНЫХ ВАГОНОВ НА ОСНОВЕ ДАННЫХ КОМПЛЕКСНОГО КОНТРОЛЯ. Романов В.А., ПНИПУ, г. Пермь .....</b>	<b>383</b>

<b>5. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РЕСУРСОВ ПРИ РЕМОНТНОМ ОБСЛУЖИВАНИИ ОБОРУДОВАНИЯ ОБОГАТИТЕЛЬНОЙ ФАБРИКИ (методический подход). Андреева Л.И., Ушаков Ю.Ю., Мартынов В.Ю.,</b> Челябинский филиал ИГД УрО РАН, г. Челябинск, Научно-исследовательский институт эффективности и безопасности горного производства (ООО «НИИОГР»), г. Челябинск, ОАО «Ковдорский ГОК», г. Ковдор.....	<b>387</b>
<b>6. ВНЕДРЕНИЕ СИСТЕМЫ ВИБРОДИАГНОСТИКИ И ВИБРОЗАЩИТЫ ОБОРУДОВАНИЯ И КОНСТРУКЦИЙ В УСЛОВИЯХ ОБОГАТИТЕЛЬНОЙ ФАБРИКИ Г.ЖЕЗКАЗГАН. Жетесова Г.С., Байыршаева Ж.Б., Никонова Т.Ю.,</b> Карагандинский государственный технический университет, г. Караганда, Р.Казахстан.....	<b>392</b>
<b>7. ОЦЕНКА ДЕЛОВОГО ПОТЕНЦИАЛА РЕМОНТНОГО ПЕРСОНАЛА ГДП. Андреева Л.И., Васильева Я.В., Мартынов В.Ю.,</b> Челябинский филиал ИГД УрО РАН, Научно-исследовательский институт эффективности и безопасности горного производства («НИИОГР»), г.Челябинск; АО «Ковдорский ГОК», г. Ковдор.....	<b>396</b>
<b>8. СИСТЕМАТИЗАЦИЯ ПРИЧИН ОТКАЗОВ КАРЬЕРНЫХ ЭСКАВАТОРОВ И ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ РЕСУРСОПРЕДЕЛЯЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ ИХ ТРАНСМИССИЙ ОРГАНИЗАЦИЕЙ СИСТЕМЫ СМАЗКИ. Князькина В.И., Иванов С.Л.</b> Санкт-Петербургский Горный университет, г. Санкт-Петербург.....	<b>400</b>
<b>9. ОСТАТОЧНЫЙ РЕСУРС НЕСУЩЕЙ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИИ МАШИН. Миронов В.И., Огорелков Д.А., Яковлев В.В., Митюкляева Д.П.,</b> УрФУ, Институт машиноведения УрО РАН, г. Екатеринбург.....	<b>404</b>
<b>10. АНАЛИЗ ОПЫТА ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РАЗЛИЧНЫХ СТРАТЕГИЙ РЕМОНТА ТОРФЯНОЙ ТЕХНИКИ НА ПРИМЕРЕ ООО ТЭК «ТВЕРЬРЕГИОНТОРФ». Жигульская А.И., Яконовская Т.Б., Жигульский М.А., Яконовский П.А.,</b> Тверской государственный технический университет, г. Тверь, ООО "ТГТ ПРАЙМ", г. Казань.....	<b>408</b>
<b>11. ЭЛЕКТРОИСКРОВОЕ УПРОЧНЕНИЕ И ВОССТАНОВЛЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ ГОРНЫХ МАШИН. Хазин М. Л.,</b> УГГУ, г. Екатеринбург...	<b>413</b>
<b><u>Секция 7. Карьерный транспорт и транспорт нефти и газа...</u></b>	<b>417</b>
<b>1. АНАЛИЗ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ В РЕАЛЬНЫХ УСЛОВИЯХ ПРОИЗВОДСТВА. Асмагамбет Д.К.,</b> Карагандинский государственный технический университет, Р. Казахстан.....	<b>418</b>
<b>2. МЕТОДИКА ПРОВЕРКИ СООТВЕТСТВИЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА КАРЬЕРНОГО ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА ТРЕБОВАНИЯМ ПРОМЫШЛЕННОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ПРОВЕДЕНИИ АУДИТА. Бахтурин Ю.А.,</b> Институт горного дела УрО РАН (ИГД УрО РАН).....	<b>422</b>

<b>3. ТОРМОЗНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА КАРЬЕРНОГО ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА. Бахтурин Ю.А.,</b> Институт горного дела УрО РАН (ИГД УрО РАН), г. Екатеринбург	<b>426</b>
<b>4. АНАЛИТИЧЕСКИЙ ОБЗОР КОНВЕЙЕРНОГО ТРАНСПОРТА ДЛЯ ГЛУБОКИХ КАРЬЕРОВ. Жариков Г.В., Бочков В.С., Попов А.Г.,</b> Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург.....	<b>431</b>
<b>5. ВЛИЯНИЕ ПРОДОЛЬНОГО ПРОФИЛЯ ТРАССЫ НА ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ КАРЬЕРНЫХ АВТОСАМОСВАЛОВ. Журавлев А.Г.,</b> ФГБУН ИГД УрО РАН, г. Екатеринбург...	<b>435</b>
<b>6. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПОДЗЕМНОГО ШАХТНОГО МОНОРЕЛЬСОВОГО ПОЕЗДА. Кызыров К.Б.,</b> Камзе А.Г., КарГТУ, г. Караганда, Р. Казахстан.....	<b>439</b>
<b>7. АНАЛИЗ ВЫНУЖДЕННЫХ ПОПЕРЕЧНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОНВЕЙЕРНЫХ ЛЕНТ. Кожушко Г.Г., Лукашук М.Д.,</b> УрФУ, г. Екатеринбург.....	<b>442</b>
<b>8. ТРАНСПОРТНАЯ ЛОГИСТИКА - СФЕРА ИННОВАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ. Набиуллин Р. Ш.,</b> Сибайский транспортный участок ООО «Башнефть – Розница», г. Сибай, Р. Башкортостан.....	<b>445</b>
<b>9. ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ СТЕНД ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН. Плютов Ю.А.,</b> Колотовкин Г.А. Сибирский федеральный университет, г. Красноярск.....	<b>450</b>
<b>10. ЭЛЕКТРОСАМОСВАЛЫ ДЛЯ ГОРНЫХ РАБОТ. Хазин М. Л.,</b> Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург.....	<b>452</b>
<b>11. ТЕХНИКО-ЭКОЛОГИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ГОРНЫХ МАШИН. Хазин М. Л.</b> УГГУ, г. Екатеринбург.....	<b>456</b>
<b>12. РАСЧЕТ ВРЕМЕНИ ДВИЖЕНИЯ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА С ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ. Хорошавин С.А.,</b> Тенигина А.Н., Попов А.Г. УГГУ, г. Екатеринбург.....	<b>460</b>
<b>13. ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ АВТОМОБИЛЬНОЙ НАКЛОННОЙ КАРЬЕРНОЙ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ. Чендырев М.А.</b> ФГБУН ИГД УрО РАН, г. Екатеринбург.....	<b>464</b>
<b>14. КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ШНЕКОВЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ И ОБОСНОВАНИЕ ИХ ВЫБОРА В РАЗЛИЧНЫХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ УСЛОВИЯХ. Шонохова Н. А.,</b> Либерман Я.Л., Лукашук О.А., Уральский Федеральный Университет имени первого президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург.....	<b>469</b>
<b>15. ЗАЩИТА ГИДРОСИСТЕМ СТРОИТЕЛЬНОЙ И ГОРНОЙ ТЕХНИКИ ОТ АВАРИЙНОГО ВЫБРОСА РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ. Воскресенский Г.Г.,</b> Тишков А.В. Тихоокеанский государственный университет, г. Хабаровск..	<b>473</b>
<b>16. ГЕЛИЙ-3 ДЛЯ КОСМИЧЕСКОГО БЕЛАЗА. Белошейкин А.А., Лагунова Ю.А.,</b> Калянов А.Е., Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург	<b>476</b>
<b>17. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ФРАКЦИОННОГО</b>	<b>479</b>

**СОСТАВА МАТЕРИАЛА, РАЗРУШАЕМОГО В ОДНОВАЛКОВОЙ  
ДРОБИЛКЕ С УПОРОМ НА ВАЛКЕ. Никитин А.Г., Медведева К.С.,  
Сибирский федеральный университет, г. Новокузнецк**

**Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности:** сборник трудов XVII международной научно-технической конференции. Чтения памяти В.Р. Кубачека.

Доклады публикуются в авторской редакции. Набор и компьютерная верстка на настольной издательской системе IBM.

Подготовка макета – *Ю.А. Лагунова*

Подписано в печать 22.03.2019 г. Бумага «Svetocopy» Формат 60×84 1/16  
Ризография Печ. л. 30,5 Уч.-изд.л. Тираж 100 экз.

Кафедра горных машин и комплексов

620144, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30

Уральский государственный горный университет

E-mail: [Yu.Lagunova@mail.ru](mailto:Yu.Lagunova@mail.ru)