

СБОРНИК ТРУДОВ

**XXII 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

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

**ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ
ДЛЯ ГОРНОЙ И НЕФТЕГАЗОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ**

04-05 апреля 2024 г.

Под общей редакцией проф. Ю.А. Лагуновой

г. Екатеринбург

Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сборник трудов XXII международной научно-технической конференции «Чтения памяти В. Р. Кубачека», проведенной в рамках Уральской горнопромышленной декады 04-05 апреля 2024 г. / Под общ. ред. Лагуновой Ю.А. / Оргкомитет: Ю.А. Лагунова, А.Е. Калянов. – Екатеринбург: Уральский государственный горный университет, 2024. – 439 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** автоматизации и роботизации 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 в условиях действия антироссийских санкций.

© Уральский государственный
горный университет

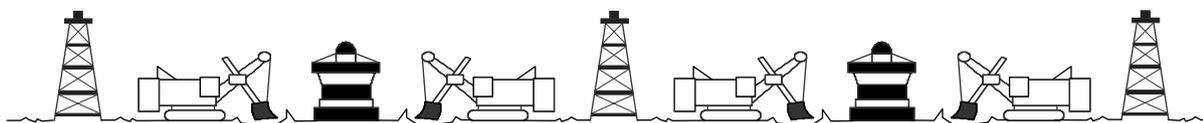
Компьютерная верстка кафедры горных машин и комплексов

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, сопредседатель 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. **Глебов Андрей Валерьевич** – д-р техн. наук, зам. директора Института горного дела ИГД УрО РАН (г. Екатеринбург);
9. **Фури Виталий Олегович** – канд. техн. наук, начальник технической службы ПАО «Уралмашзавод»;
10. **Червяков Сергей Алексеевич** – канд. техн. наук, советник ген. директора по конструкторским разработкам ПАО «Уралмашзавод»;
11. **Муземнек Александр Юрьевич** – д-р техн. наук, зав. каф. "Теоретическая и прикладная механика и графика" ПГУ (г. Пенза).

Международный программный комитет

1. **Михайлов Александр Николаевич** – д.т.н., проф., зав. кафедрой технологии машиностроения Донецкого национального технического университета (ДНР);
2. **Ма Гоган** - директор института дистанционного образования, доктор наук Китайский нефтяной университет (Китай);
3. **Ибатов Марат Кенесович** - ректор, доктор технических наук, профессор Карагандинского государственного технического университета («КарГТУ»), (Р. Казахстан);
4. **Бейсембетов Искандер Калыбекович** - ректор, доктор экономических наук, профессор Казахского национального исследовательского технического университета им. К.И. Сатпаева (Р. Казахстан);
5. **Мустафа Баба оглы Бабанлы** – ректор, доктор технических наук Азербайджанского государственного университета нефти и промышленности (Азербайджан);
6. **Маралбаев Акылбек Осконбаевич** - ректор, профессор Института горного дела и горных технологий имени академика А.Асаналиева (Р.Казахстан).
7. **Сайдаминов Исохон Абдулфайзович** - д.т.н., проф., Губкинский филиал ФГАОУ ВО НИТУ МИСиС.
8. **Рейнхард Сахсенхофер** - профессор Горного университета Леобена (Конго);
9. **Сладковский Александр Валентинович** - д.т.н., проф.; ординарный профессор Силезского технического университета, факультет транспорта (Катовице, Польша);
10. **Умедов Шерали Халлокович** - д.т.н., проф., зав. кафедрой Навоийского технического университета (Узбекистан).



ПЛЕНАРНОЕ ЗАСЕДАНИЕ

УДК 929.00

ОДА ГМК

Урал – это слово, в чьём звуке – дыхание камней,
Терпение гор, необъятных, как звёздные дали.
Здесь каждый, всмотревшись, отыщет начало корней,
Что прячутся в сердце живыми ростками из стали.

Здесь тысячи судеб слагают один монолит,
Как гордая песня звучит чередой отголосков.
Урал – это люди, чьи души прочней, чем гранит,
Тот истинный клад, что укрыт под личиной неброской.

И многих трудов стоит души понять и раскрыть,
Дать знания и навык идти по тропе плодотворной...
Спасибо за то, что умеют на совесть учить
На кафедре **горных машин** в Государственном Горном!

*Анатолий Жиганов,
выпускник кафедры ГМК*

УДК 378.14

КАФЕДРА ГОРНЫХ МАШИИ И КОМПЛЕКСОВ – 90 ЛЕТ НА РЫНКЕ ГОРНЯЦКИХ ЗНАНИЙ!

Ю.А. Лагунова^{1,2}, зав. каф., проф., д.т.н.

¹ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург,

²ФГАОУ ВО «УрФУ имени первого Президента России Б. Н. Ельцина», г. Екатеринбург, Россия

Краткая история кафедры, которая готовит квалифицированные конструкторские кадры для машиностроительного производства горнопромышленного, транспортного и нефтегазового комплексов. Отражены основные особенности и подходы к изучению специальных дисциплин в Уральском государственном горном университете. Опыт организации учебных и производственных практик. Кафедра входит в состав виртуальной цифровой кафедры университета в рамках программы «Приоритет 2030».

Ключевые слова: история, люди, образовательные услуги, оборудование, конструкторский пакет APM WinMachine, пакет КОМПАС, олимпиады, практика, цифровая кафедра, приоритет 2030

DEPARTMENT OF MINING MACHINERY AND COMPLEXES – 90 YEARS ON THE MARKET OF MINING KNOWLEDGE!

Yu.A. Lagunova

A brief history of the department, which trains qualified design personnel for mechanical engineering production in the mining, transport and oil and gas complexes. The main features and approaches to the study of special disciplines at the Ural State Mining University are reflected. Experience in organizing educational and production practices. The department is part of the virtual digital department of the university as part of the Priority 2030 program.

Keywords: history, people, educational services, equipment, APM WinMachine design package, COMPAS package, Olympiads, practice, digital department, priority 2030

Главное богатство сурового, но щедрого и мастерового Урала – это люди. Прежде всего, люди непростых, но почетных профессий – горняки и металлурги, - серьезные и влиятельные, решения которых во многом определяют экономическую и рыночную ситуацию в регионе. И для большинства из них родная "alma-mater" – кафедра ГМК Уральского государственного горного университета (УГИ-СГИ-УГИ-УГГА-УГГУ) /1/.

«Часы на стене угловаты,

И бронза на них строга.

Косые по циферблату

Стрелки бредут в века.

Мы нашим победам рады,

Но кто там устал, оглох?

Нам вовсе еще не награда

Мрамор чужих эпох.

Страна и сегодня в заботах.

Пусть ливни, пусть вьюги трубят,

Испытываем в работе

Железо, бетон, себя!» (Степан Щипачёв)

25 декабря 1934 года на горном факультете была организована кафедра механизации горных работ, которую в феврале 1935 года возглавил доцент Г.В. Завьялов.

В 1939 году на базе этой кафедры были организованы две: кафедра горных машин и кафедра рудничного транспорта. Кафедру горных машин 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 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 1967 году состоялся первый выпуск инженеров специализации "Конструирование и производство горных машин". Первые выпускники Н.М. Суслов и А.А. Лаутеншлейгер остались работать на кафедре.

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 сентября 2013 года в состав кафедры вошла кафедра «Безопасности дорожного движения».

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 по 2020 годы кафедрой заведовал профессор, доктор технических наук Николай Максимович Суслов. Интеллигентность Николая Максимовича, его сердечное отношение к людям позволяло поддерживать на кафедре климат доверия и творческой солидарности.

С 2020 по настоящее время заведующая кафедрой – автор статьи.

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 АРМ WinMachine и КОМПАС.

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.

8. Основы тензометрирования.

Предлагаемые учебные программы подкреплены соответствующей лабораторной базой: действующие модели дробильно-размольного оборудования, экскаваторов, буровых станков, горнопромышленного транспорта, учебные стенды-тренажеры, 3-D принтеры, портативное оборудование.

Кафедра обладает двумя компьютерными классами и имеет 30 рабочих мест для работы в конструкторском пакете АРМ WinMachine и 20 рабочих мест для работы в пакете КОМПАС, что позволяет студентам полу-

чить навыки использования конструкторских пакетов объемного проектирования горного оборудования.

Сотрудники кафедры активно участвуют в научно-исследовательских разработках, проводят 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 разработана система гидropневматического прижатия дробильной чаши к станине дробилки КМД-2200Т8-Д производства ПАО «Уралмашзавод» (по результатам которой была защищена кандидатская диссертация сотрудником кафедры Каляновым А.Е.), разработка методика и расчет основания конусной инерционной дробилки. Проведены 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 2019-2021 гг. для Урало-Сибирской промышленной компании (УСПК) были выполнены расчеты напряженно-деформированного состояния отдельных узлов нескольких буровых установок. С 2021 года кафедра участвует в выполнении хоздоговорной темы по тензометрическому сопровождению испытаний карьерного экскаватора ЭКГ-20. В 2022 г. кафедра выполнила в рамках хоз. договора с ПАО «Уралмашзавод» конструкторскую документацию на дробильно-перегрузочную установку ДПУ-7200, включающую технические условия, инструкцию по монтажу, инструкцию по эксплуатации, обоснование безопасности для условий Михайловского ГОКа. В 2023 году лучшие расчетчики кафедры (проф. В.С. Шестаков, доц. А.Е. Калянов и С.А. Хорошавин) выполнили по заказу ООО «ЭКГСервис» расчет на прочность новой стрелы драглайна ЭШ-10.70 (для АО «СУЭК-Красноярск»), и полный комплект конструкторских документов на новый ковш драглайна ЭШ-40.85 с разработкой 3Д-модели ковша и проведением прочностных расчетов. С 2023 года сотрудники кафедры (С.А. Чернухин и А.Е. Калянов) в составе НОЦ-Урал ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина» (УрФУ) и при поддержке индустриального партнера ООО «Гидронт» приступили к разработке гидравлического испытательного стенда, позволяющего провести проверку и испытания гидравлических клапанов.

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». За 2011-2023 гг. на базе СКБ уже подготовлено 36 выпускных квалификационных работ, опубликовано 26 статей в сборниках

молодежных конференций, 4 статьи в журналах перечня ВАК, получены 5 патентов на полезную модель. Ведется активная работа над материалами кандидатских диссертаций. 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.

Важным достижением последних лет стало то, что Уральский государственный горный университет вошел в число лучших вузов России и стал победителем основного конкурса программы академического лидерства «Приоритет 2030». В течение нескольких лет УГГУ получает грантовые средства на реализацию своей программы развития [2].

В 2022 году организована ЦИФРОВАЯ КАФЕДРА УНИВЕРСИТЕТА в рамках проекта Министерства науки и высшего образования и Министерства цифрового развития, связи и массовых коммуникаций Российской Федерации. Проект направлен на усиление IT-подготовки будущих инженеров, которые приобретают на кафедре компетенции, наиболее востребованные на современных производственных предприятиях [2].

В июле 2021 года в первом вузе Урала прошла торжественная церемония открытия уникальной специализированной аудитории БЕЛАЗ. В мероприятии принял участие министр промышленности Республики Беларусь Петр Пархомчик. Новый учебный класс появился на базе одной из старейших выпускающих кафедр УГГУ – кафедры горных машин и комплексов. Аудитория оснащена универсальным учебным стендом-тренажером по тяговому электроприводу. Он послужит для проведения лабораторных работ для будущих конструкторов, проектировщиков и механиков. В рамках церемонии открытия учебного класса были продемонстрированы возможности оборудования для создания виртуальной образовательной среды. С помощью VR-шлема студенты смогут получить наглядное представление об изученных в теории узлах и агрегатах.

В настоящее время на кафедре ГМК работают 3 доктора технических наук, 5 профессоров, 13 кандидатов технических наук

На кафедре подготовлено 21 докторов технических наук, 55 кандидатов технических наук, выпущено 5613 инженеров.

Кафедра готовит:

1. Техников по следующим специальностям:
23.02.01 – «Организация перевозок и управление на транспорте»;
2. Специалистов по следующим специальностям:
- 21.05.04 – «Горное дело» специализация «Горные машины и оборудование» (профиль – конструкторский);

- 15.05.01 – «Проектирование технологических машин и комплексов» с одноименной специализацией;
- 23.05.01 – «Наземные транспортно-технологические средства» специализация «Автомобильная техника в транспортных технологиях»;
- 3. Бакалавров по следующим направлениям подготовки:
 - 15.03.02 – «Технологические машины и оборудование» по профилю «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»;
 - 23.03.01 – «Технология транспортных процессов» профилизация «Организация перевозок и управление на автомобильном транспорте»;
- 4. Магистров по следующим направлениям подготовки:
 - 15.04.02 – «Технологические машины и оборудование» по профилю «Машины и оборудование нефтегазового и горного комплексов»;
 - 23.04.01 – «Технология транспортных процессов» по профилю «Проектирование горнопромышленного транспорта»;
- 5. Аспирантов по направлению:
 - профиль 2.8.8. (05.05.06) — «Геотехнология. Горные машины»;
 - профиль 2.5.11 – Наземные транспортно-технологические средства и комплексы»
 - профиль 2.5.21 – Машины, агрегаты и промышленные технологии.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лагунова Ю.А. Этапы большого пути кафедры горных машин и комплексов // Горное оборудование и электромеханика. - № 2. – 2014. – С. 5-10
2. Лагунова Ю.А. Кафедра горных машин и комплексов 90 лет готовит механиков для горной отрасли! // Горное оборудование и электромеханика. - № 1. – 2024. – С. 3-9
3. <https://www.ursmu.ru/>

УДК 378.14

ПАМЯТЬ ЖИВЕТ!

На кафедре горных машин и комплексов работали замечательные люди, память о которых бережно хранится в сердцах сегодняшних сотрудников и будет передана следующим поколениям горняков-механиков.

В 2024 году исполнилось бы 100 лет со дня рождения **Юрия Альфредовича Муйземнека**, который родился 15 июня 1924 г. в г. Москва. В 1942 г. он поступил в Московское высшее техническое училище имени Баумана и в 1948 г. успешно окончил его по специальности "Танкостроение". Его трудовая деятельность началась в 1948 г. в г. Свердловске на Уральском заводе тяжелого машиностроения (УЗТМ, ныне ПАО «Уралмашзавод»), куда Юрий Альфредович был направлен по распределению, инженером-конструктором, где он успешно занимался проектированием цементного, шахтопроходческого и других видов оборудования, выпускаемого Уралмашзаводом. С 1949 по 1957 гг. прошел путь от старшего инженера-конструктора до руководителя группы в различных подразделениях Уралмашзавода.

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

Под руководством и при непосредственном участии Юрия Альфредовича проведены многочисленные исследования рабочего процесса и технологических параметров, кинематики, динамики и прочности конусных дробилок и мельниц, экскаваторов и металлургического оборудования. Результаты этих исследований широко используются конструкторами при проектировании и модернизации продукции Уралмашзавода. Исследования Ю.А. Муйземнека помогли решить многие сложные проблемы и найти пути дальнейшего совершенствования машин и оборудования.

В 1962 г. Ю.А. Муйземнеку присуждена степень кандидата технических наук. С 1963 по 1984 гг. Ю.А. Муйземнек был начальником лаборатории отделения главного конструктора горнорудного и доменного машиностроения, а с 1984 по 1987 гг. руководил этой лабораторией, будучи ведущим. С 1966 по 1974 гг. по совместительству работал в Свердловском горном институте в должности доцента, читал лекции по дисциплине "Машины и оборудование обогатительных фабрик", руководил курсовым и дипломным проектированием.

В 1988 г. Ю.А. Муйземнек стал старшим научным сотрудником кафедры «Горные машины и комплексы» в научно-исследовательском секторе Свердловского горного института (ныне ФГБОУ ВО «УГГУ»), а с 1989 по 1999 гг. был ведущим научным сотрудником нашей кафедры. Юрий

Альфредович занимался совершенствованием конструкций дробильного оборудования и оптимизацией технологического процесса дробления. Был активным сотрудником ОНИЛ ДРО. Он автор 196 публикаций.

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

В 2024 году исполнилось бы 85 лет **Тургелю Дмитрию Климентьевичу**, который родился 27 ноября 1939 года в городе Минске, в семье врачей.

В 1962 году Дмитрий Климентьевич окончил Московский горный институт по специальности «Горное машиностроение» с присвоением квалификации горного инженера-механика. И после завершения обучения поехал по распределению в г. Скопин Рязанской области, где прошел путь от мастера в цехе до ведущего конструктора.

В 1966 году вместе с молодой женой Дмитрий Климентьевич уезжает в Свердловск. С этого момента и до конца жизни Свердловск стал его новой родиной. Он искренне полюбил этот город. С 1966 года Дмитрий Климентьевич начинает работать преподавателем кафедры «Горные машины и комплексы» Свердловского горного института. На этой кафедре он прошел путь от ассистента до профессора. В 1975 году под руководством профессора В.Р. Кубачека защитил кандидатскую диссертацию на тему «Исследование влияния качества подготовки забоя на нагруженность копающих механизмов».

Все свои силы и душу Дмитрий Климентьевич отдавал служению любимому делу. Активно занимался общественной работой, был принципиальным и требовательным, в первую очередь, по отношению к себе. При этом коллеги и товарищи всегда отмечали его объективность, стремление досконально разобраться в возникающих проблемах, поддержать и помочь человеку независимо от должностей и званий. Длительное время Дмитрий Климентьевич был секретарем парткома горно-механического факультета, затем, с 1989 года – заместителем декана этого факультета по старшим курсам.

Талантливый педагог и ученый, подготовил несколько тысяч квалифицированных горных инженеров. Автор 70 научных и методических работ, им получено 4 авторских свидетельства на изобретения. За долголетний добросовестный труд в 1987 году был награжден медалью «Ветеран труда». За заслуги в области образования ему было присвоено звание «Почетный работник высшего профессионального образования Российской Федерации». В 2007 году вышел его учебник – «Горные машины и оборудование подземных разработок», который стал ведущей книгой для подготовки горных инженеров в России.

УДК.378:001

СТУДЕНЧЕСКИЕ СОРЕВНОВАНИЯ ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО МАСТЕРСТВА

Н. В. Савинова, доцент, канд. техн. наук

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ

В статье дан сравнительный анализ студенческих мероприятий по оценке профессиональных навыков и знаний. Приведены критерии оценивания мероприятий, дана их оценка. Рассмотрено содержание и критерии оценивания конкурсного задания чемпионата профессионального мастерства по компетенции Инженерный дизайн САПР.

Ключевые слова: предметная олимпиада, научно-практическая конференция, конкурс студенческих работ, чемпионат профессионального мастерства, критерии оценивания.

STUDENT COMPETITIONS OF PROFESSIONAL SKILLS

N.V. Savinova

The article provides a comparative analysis of student activities to assess professional skills and knowledge. The criteria for evaluating events are given, and their assessment is given. The content and criteria for evaluating the competition assignment of the championship of professional excellence in the Mechanical engineering design - CAD competency are considered.

Keywords: subject Olympiad, scientific and practical conference, student work competition, professional skills championship, evaluation criteria.

Ежегодно приказом Министерства просвещения РФ публикуется перечень проводимых в стране олимпиад и иных интеллектуальных и (или) творческих конкурсов, мероприятий, направленных на развитие интеллектуальных и творческих способностей, способностей к занятиям физической культурой и спортом, интереса к научной (научно-исследовательской), инженерно-технической, изобретательской, творческой, физкультурно-спортивной деятельности, а также на пропаганду научных знаний, творческих и спортивных достижений. Организация подобных мероприятий является неотъемлемой частью студенческой жизни и играет важную роль в стимулировании саморазвития студентов как в профессиональном, так и в личностном плане.

В статье рассматриваются студенческие мероприятия, которые позволяют дать оценку глубины профессиональных знаний и навыков студентов высших учебных заведений.

Олимпиады, как правило, предметные, направлены на демонстрацию знаний и навыков по конкретной дисциплине. Они предоставляют возможность студентам проявить свои способности и сравнить свои результаты с результатами других участников. Олимпиадные мероприятия бывают разного уровня: внутривузовские, региональные, всероссийские и международные, проводят обычно в очном формате. Участники олимпиад выполняют теоретические и практические задания, проверка которых осуществляется жюри. В состав жюри, как правило, входят научно-педагогические сотрудники, а также представители предприятий и учреждений необходи-

мого профессионального профиля. Результаты олимпиад оцениваются набором критериев. Единого подхода в системе оценивания этих мероприятий нет – жюри и составители задания самостоятельно выбирают набор критериев, методики начисления баллов и правила определения призеров и победителей (рис. 1).

Всероссийские студенческие олимпиады в области строительства						
Критерии оценки ответов на теоретические и практические задания 2 уровня сложности						
Критерии оценки (Характеристика ответа)	количество баллов					
	0	1	2	3	4	5
Ответ представлен и соответствует вопросу	-	+	+	+	+	+
Ответ в целом верен (Метод и последовательность решения в целом верны)	-	-	+	+	+	+
Ответ полный, завершённый (Решение доведено до конца)	-	-	-	+	+	+
Ответ (решение) не содержит крупных ошибок	-	-	-	-	+	+
Ответ развёрнутый, аккуратно оформленный	-	-	-	-	-	+

Каждый участник олимпиады может набрать суммарно за всю работу не более 100 баллов.

Таблица 1.

Критерии	Отметка в работе	Баллы в ведомость
записан правильный ответ с указанием правильных единиц измерения, решение задачи верное	+	10
записан правильный ответ в общем виде, решение задачи верное, но есть один недочет; ход решения задачи и ответ в общем виде верный, но допущена негрубая ошибка или два-три недочета	±	7...9
записаны правильно все законы, необходимые для решения задачи, но в математических преобразованиях допущены ошибки; записаны правильно все законы, необходимые для решения задачи, но отсутствуют логически верные преобразования, направленные на решение задачи	∓	5...6
отсутствует один из законов, необходимых для решения задачи; записаны формулы физических законов, необходимых для решения данной задачи, но применение этих законов содержит грубые ошибки, связанные с непониманием объясняемого явления	-	2...4
отсутствуют формулы физических законов, необходимых для решения данной задачи; записано «дано» и (или) сделан рисунок	=	1
решение задачи отсутствует полностью	нет	0

Рис. 1. Варианты критериев оценки предметных олимпиад

Олимпиадная форма соревнований дает возможность качественно описывать профессиональные компетенции, закладываемые отдельно взятой дисциплиной, оценивать качество подготовки студентов образовательного учреждения, выявлять студентов заинтересованных в профессиональ-

ном, научном и личностном росте. Из недостатков оценивания хотелось бы отметить незначительную долю субъективизма.

Научно-практические конференции студентов – «соревнования» научно-исследовательских работ. На мероприятии студенты в форме докладов представляют результаты своей научно-исследовательской деятельности. Участники конференции активно обмениваются мнениями и обсуждают доклады в разнообразных форматах, включая ответы на вопросы и проведение дискуссий. Такой тип профессиональных состязаний дает студентам важный жизненный и научно-исследовательский опыт. Прежде всего, выполнить и представить свой исследовательский проект на суд общественности, опубликовать результаты работы, подготовить презентацию и выступить с докладом, получить оценку своей работы от специалистов, улучшить свои коммуникативные навыки. Оценка выступлений участников конференции осуществляет экспертная комиссия, в которую входят преподаватели ВУЗа и представители профессионального сообщества из той же отрасли. Основными критериями оценки работ являются: актуальность, значимость, степень личного участия, форма представления, глубина ответов на вопросы и т.д. (рис. 2). Критерии оценки разрабатываются организаторами конференции, их недостаток в субъективности членов экспертной комиссии.

Критерии оценки	Максимальное количество баллов
1. Актуальность научная новизна исследования	До 10
2. Практическая значимость работы	До 10
3. Наличие в работе результатов собственного научного исследования	До 10
4. Последовательность и ясность изложения содержания работы	До 10
5. Глубина изучения состояния проблемы. Использование современной научной литературы, интернет-ресурсов при подготовке работы	До 10
6. Обоснованность выводов и предложений	До 10
7. Апробация работы (при наличии подтверждающих документов)	До 10
8. Оформление работы (соблюдение требований к оформлению научных работ, наличие введения, цели работы, постановка задачи, решение поставленных задач, выводы, качество иллюстративного материала)	До 10
9. Стиль и качество публичной защиты. Логика изложения доклада, грамотность, убедительность рассуждений, оригинальность мышления	До 10
10. Ответы на вопросы членов конкурсной комиссии, участников конференции	До 10
Итого:	100

Рис. 2. Пример критериев оценки научно-практических работ

В нашей стране организуется много различных конкурсов студенческих работ. Организаторами мероприятий являются высшие учебные заведения, профильные компании и предприятия, государственные структуры различного уровня. Содержание и объем представляемых работ зависит от профессиональной направленности конкурса. Это могут быть научно-исследовательские, дипломные и курсовые работы, тестовые задания, решение кейсов и т. д. Цели и задачи конкурсов достаточно широки и во многом зависят от организационных структур. Прежде всего, это развитие активности студентов в приобретении профессиональных знаний и совре-

менных компетенций. Проведение конкурсов позволяет организаторам решать и их кадровые задачи. Университеты стремятся привлечь и отобрать лучших студентов для вовлечения их в научную деятельность вуза, с последующим обучением в аспирантуре и преподаванием в вузе. Профильные предприятия всегда с охотой предлагают победителям конкурсов пройти стажировку с возможностью последующего трудоустройства. Критерии оценивания этих мероприятий значительно шире и разнообразней описанных выше и во многом связаны с целями конкурса. Например, студенты УГГУ почти ежегодно участвуют в конкурсе студенческих работ, проводимых научно-техническим центром АПМ. Основными критериями оценки работ этого конкурса являются качественная работа в программных продуктах APM WinMachine, APM Civil Engineering и в системе прочностного анализа APM FEM для КОМПАС-3D, сложность представленной расчетной схемы объекта и анализ выполненных расчетов. Недостатки оценивания конкурсных работ в выборе приоритетов членов жюри, которые неизвестны участникам и их руководителям.

Чемпионаты профессионального мастерства для студентов в России появились сравнительно недавно. В 2017 году был проведен первый такой чемпионат. В 2023 году прошел очередной сезон вузовских чемпионатов, который завершился Межвузовским чемпионатом в декабре. Чемпионат проводится по определенному перечню компетенций, наиболее востребованных на рынке труда. В рамках чемпионатного движения осуществляется комплексная деятельность, направленная на развитие навыков и умений студентов высших учебных заведений, соответствующих высоким стандартам образования. Эта работа также включает в себя обновление образовательных стандартов и программ обучения, чтобы максимально удовлетворить потребности современного рынка труда.

Отличительная особенность таких чемпионатов в том, что компетенция чаще всего определяет целое профессиональное направление, например Изготовление прототипов, Командная работа на производстве и т.д. Для выполнения конкурсного задания студенту нужно обладать междисциплинарными знаниями и навыками. Конкурсные задания чемпионата имеют ярко выраженную практическую направленность, рассчитаны на 12 часов, выполняются в течение двух дней. Например, компетенции Инженерный дизайн САПР содержит следующие модули. Модуль «Внесение изменения в конструкцию» предполагает выполнение силового расчета конструкций на прочность, жесткость, устойчивость с использованием конечно-элементного анализа в САЕ системе САПР, оптимизацию конструкции по результатам выполненных расчетов, выполнение анимации деформационных процессов, а также выполнение топологической оптимизации. Модуль «Механическая сборка и чертежи для производства» включает в себя работу над моделированием 3D-моделей деталей и сборочных единиц, выполнение рабочих и сборочных чертежей и другой технической документации, создание фотореалистичных изображений и иллюстраций для

продвижения продукта на рынке. Критерии оценивания конкурсного задания включает в себя только объективные аспекты (рис. 3), таким образом субъективизм оценивания исключен.

А	Механическая сборка и разработка чертежей для производства		27.00
1	Разработка электронных моделей деталей		
	Электронная модель детали - Цилиндр _ Н52.123	Проверка размеров А13, А14, А15, А16. За каждую ошибку вычитать 0,15	0.60
	Электронная модель детали - Крыльчатка _ Н52.105	Задан материал в 3D-модели: АК4-1	0.10
	Электронная модель детали - Крыльчатка _ Н52.105	Проверка размеров А1, А2, А3, А4. За каждую ошибку вычитать 0,15	0.60
	Электронная модель детали - Крыльчатка _ Н52.105	Проверка размеров А5, А6, А7, А8. За каждую ошибку вычитать 0,15	0.60
	Электронная модель детали -Пружина стартера _ Н52.202	Задан материал в 3D-модели: АК4-1	0.10
	Электронная модель детали -Пружина стартера _ Н52.202	Проверка размеров А1, А2, А3, А4. За каждую ошибку вычитать 0,15	0.60
	Электронная модель детали -Теплоизолятор _ Н52.302	Задан материал в 3D-модели: Текстолиит Б	0.10
	Электронная модель детали -Теплоизолятор _ Н52.302	Проверка размеров А1, А2, А3, А4. За каждую ошибку вычитать 0,15	0.60
	Электронная модель детали -Теплоизолятор _ Н52.302	Проверка размеров А5, А6, А7, А8. За каждую ошибку вычитать 0,15	0.60
	Электронная модель детали --Шкив _ Н52.203	Задан материал в 3D-модели: АВС	0.10
	Электронная модель детали --Шкив _ Н52.203	Проверка размеров А1, А2, А3, А4. За каждую ошибку вычитать 0,15	0.60
	Электронная модель детали --Шкив _ Н52.203	Проверка размеров А5, А6, А7, А8. За каждую ошибку вычитать 0,15	0.60
	Электроннын модели деталей Шланг топливный прямой _ Н52.506 и Шланг топливный обратный _ Н52.507	Задан материал в 3D-модели: Полиамид	0.15
2	Разработка электронных моделей сборочных единиц		
	Электронная модель Двигатель _ Н52.000	Наличие установленных без пересечений сб. ед. поз. с 1 по 6 (6 шт) согласно выданной спецификации. За каждую отсутствующую позицию или установленную с пересечением, снимаем 0,1 балла	0.60
	Электронная модель Двигатель _ Н52.000	Наличие установленных без пересечений (исключая резьбовые участки) стандартных изделий поз. с 32 по 39 (15 шт.) согласно выданной спецификации. За каждую отсутствующую деталь или установленную с пересечением, снимаем 0,05 балла	0.75
	Электронная модель Двигатель _ Н52.000	Детали Шланг топливный прямой _ Н52.506 и Шланг топливный обратный _ Н52.507 (поз. 6, 7 - Бак топливный – Н52.500 СП) выполнены по месту. Диаметр сечений шлангов 5x1 мм, длина по условиям задания, цвет шлангов по заданию. За одну позицию при невыполнении условий снимаем 0.25	0.50

Рис. 3. Аспекты критериев оценивания модуля конкурсного задания

Важность многообразия студенческих профессиональных соревнований неоспорима. Студенческие профессиональные соревнования играют ключевую роль в развитии навыков и компетенций участников. Участие в таких мероприятиях позволяет студентам не только проверить свои знания и умения, но и расширить свой кругозор, обогатить опыт и наработать контакты в профессиональной отрасли. Разнообразие соревнований предоставляет студентам возможность выбирать тот формат, который больше всего соответствует их интересам и специализации. От предметных олимпиад до хакатонов и кейс-чемпионатов — каждый студент может найти для себя подходящее мероприятие, где он сможет проявить профессиональный потенциал. Благодаря этому студенты получают ценный опыт самостоятельной работы и работы в команде, учатся эффективно решать профессиональные задачи, в публичных выступлениях развивают коммуникативные навыки. Таким образом, активность студента в соревнованиях играет значительную роль в формировании успешной карьеры.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Приказ Министерства просвещения РФ от 31 августа 2023 г. N 649 «Об утверждении перечня олимпиад и иных интеллектуальных и (или) творческих конкурсов, мероприятий, направленных на развитие интеллектуальных и творческих способностей, способностей к занятиям физической культурой и спортом, интереса к научной (научно-исследовательской), инженерно-технической, изобретательской, творческой, физкультурно-спортивной деятельности, а также на пропаганду научных знаний, творческих и спортивных достижений, на 2023/24 учебный год».

2. Сытин, А. И участие, и победа — важно всё! Итоги ежегодного конкурса студенческих работ 2023 / А. Сытин, С. Розинский Текст : непосредственный //САПР и графика. – 2023 - №10 – С.20-28.

3. <https://triptonkosti.ru/8-foto/kriterii-ocenki-proekta-po-informatike-92-foto.html>

4. <https://www.gausz.ru/nauka/nauchnyie-konferenczii/nedelya-molodyezhnoy-nauki-2024/Kriterii%20оценки.pdf>

5. https://www.energy-olymp.ru/docs/xviii_po/EO_XVIII_kriterii_po_itae_14_04_01.pdf

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 622.232

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ПРИВОДЕ СООСНЫХ РОТОРОВ ПРОХОДЧЕСКОГО КОМБАЙНА

Г.А. Басалай

Белорусский национальный технический университет, Минск, Беларусь

Представлены результаты натурных экспериментов на проходческом комбайне при его работе в условиях рудника разрабатываемого месторождения калийных солей, проведенных с целью изучения динамических процессов в приводе соосных роторов.

Ключевые слова: проходческий комбайн, соосные роторы, привод, динамические процессы

ANALYSIS OF DYNAMIC PROCESSES IN THE DRIVE OF COAXIAL ROTORS OF TUNNELLING MACHINE

G.A. Basalai

The results of full-scale experiments on a tunneling machine during its operation in the conditions of the mine of the potash salt deposit under development, carried out in order to determine the loads on the cutters from the forces of rock cutting resistance, as well as the specific energy consumption for the operation of coaxial rotors, are presented.

Keywords: tunneling machine, coaxial rotors, drive, dynamic processes

Проходческие комбайны с соосными роторами получили наибольшее применение на рудниках ОАО «Беларуськалий» при разработке месторождений калийных солей по сравнению с комбайнами, оснащенными планетарно-дисковыми механизмами [1–3]. В рабочем режиме комбайна фрезерование массива горных пород осуществляется соосными роторами, бермовыми фрезами и отрезными коронками.

Цель работы – проведение серии натурных экспериментов и на их основе анализ динамических процессов в приводах соосных роторов проходческого комбайна.

Испытания выполнены в соответствии с технологическим режимом работы комбайна при проходке подготовительных горных выработок на руднике 5РУ ОАО «Беларуськалий». В качестве объекта испытаний использован серийный проходческий комбайн КРП-3-66/1140 производства ЗАО «Солигорский Институт проблем ресурсосбережения с Опытным производством». На этом комбайне установлены датчики для регистрации ряда параметров, характеризующих работу механизмов машины, в том числе, токов и напряжений питания основных звеньев исполнительного органа [4, 5].

Кинематические параметры процесса разрушения породы резами режущих роторов определялись путем измерения времени проходки машиной расстояния 1,0 м с последующим вычислением скорости подачи, а также толщины стружки, снимаемой резами.

Так как электрогидромеханический привод гусеничного движителя комбайна КРП-3 позволяет реализовать четыре скорости его перемещения (подачи) в рабочем режиме, то эксперименты выполнены с трехкратной повторностью для каждого из четырех режимов.

Обработка данных, полученных при непосредственном измерении работы комбайна в забое, выполнялась с применением программы PowerGraph, в состав которой входит библиотека функций обработки сигналов, обеспечивающих выполнение всех операций, необходимых для обработки результатов измерений.

В качестве примера на рис. 1 приведен один из 12 скриншотов, на котором показано распределение результатов измерений по каналам. В цифровых обозначениях на скриншоте первая цифра означает номер трехкратной повторности эксперимента, вторая – режим работы (1 – 4 интенсивность подачи комбайна на забой по возрастающей от 1,7 до 3,8 мм/с).

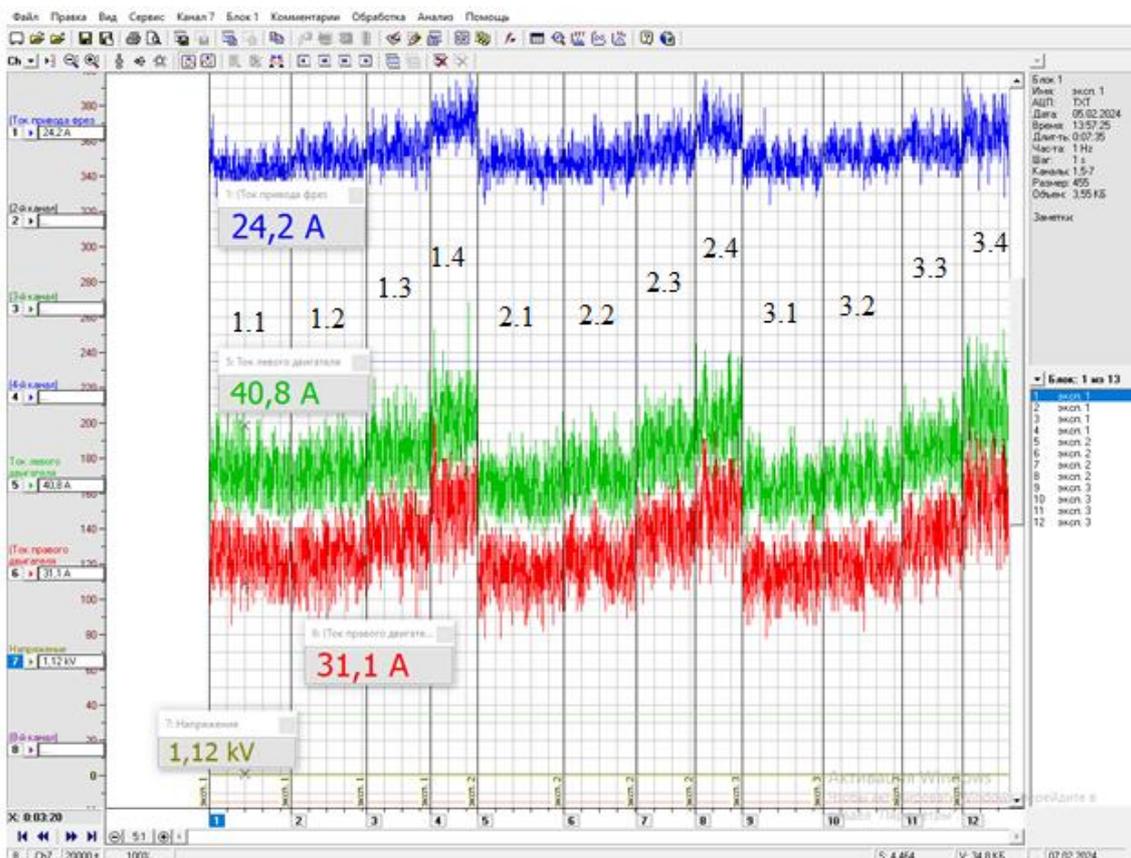


Рис.1. Временная область активных токов: двигателя привода насосной станции и бермовых фрез (1-й канал – синий цвет), левого (5-й канал – зеленый цвет) и правого (6-й – красный цвет) соосных роторов и напряжения (8-й канал – желтый цвет). Такие же цвета и используются далее на графиках (рис. 2) и спектрограммах (рис. 3).

Первичный анализ характера интенсивности изменения величины потребляемых токов двигателями привода соосных роторов (рис. 2) послужил предпосылкой для более глубокого анализа динамических процессов в приводах соосных роторов, т. е. рассмотрев колебания токов двигателей привода режущих в частотной области, изучить спектр токов.

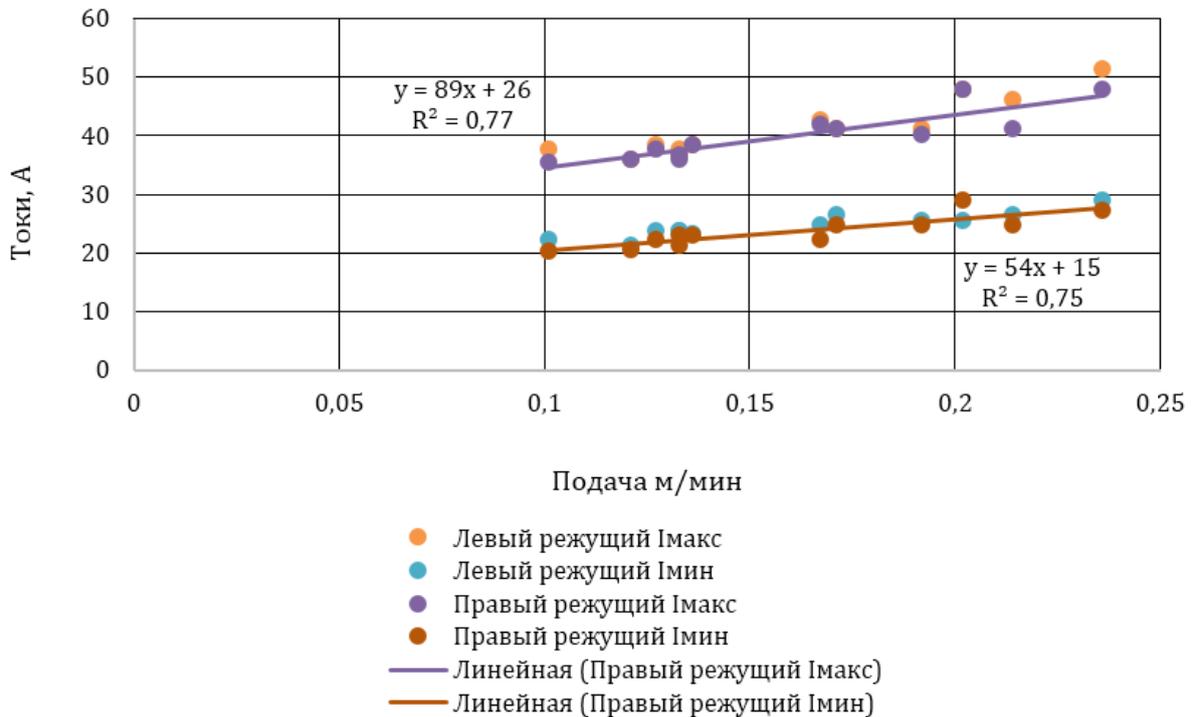


Рис. 2. Минимальные и максимальные значения токов двигателей приводов исполнительных органов и насосной станции

Результаты частотного анализа представлены на рис. 3, где представлен один из скриншотов спектра потребляемых токов двигателями привода соосных роторов. Следует отметить, что аналогичные проявления частот наблюдаются на всех режимах работы комбайна.

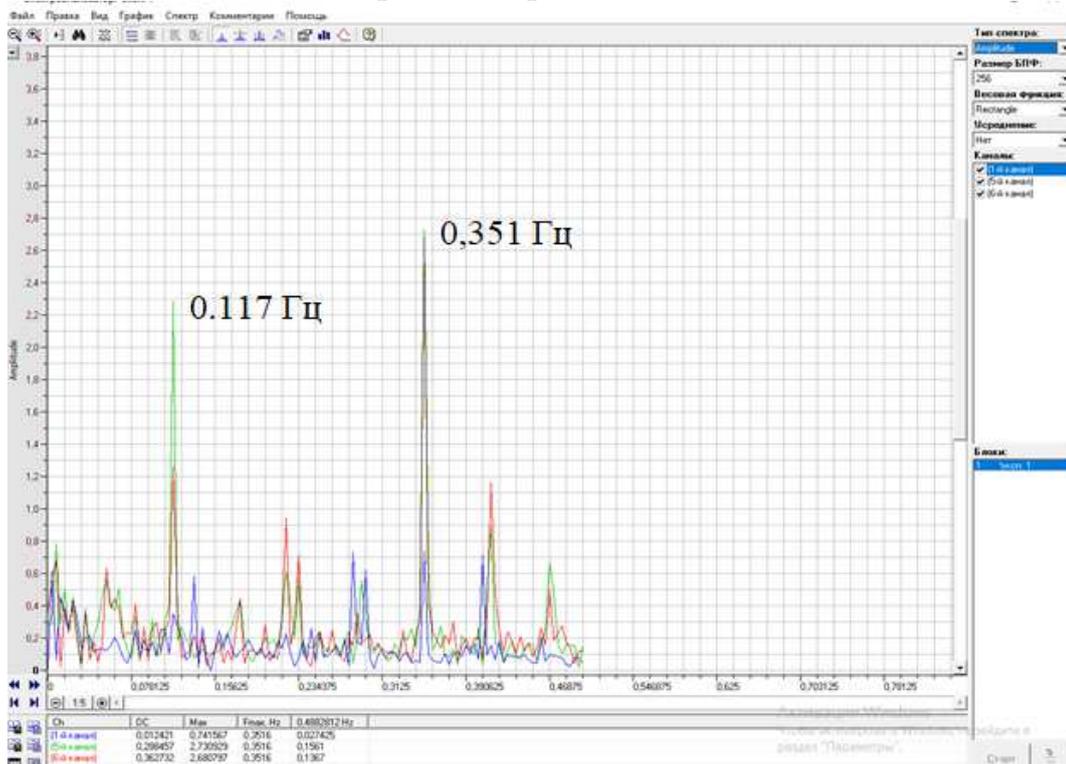


Рис. 3. Амплитудный спектр колебания токов двигателей приводов исполнительных органов и насосной станции комбайна

Результатом анализа явилось наличие ярко выраженных в спектре двух частот в 0,117 и 0,351 Гц. Одна из частот $F = 0,351$ Гц совпадает с частотой вращения бермовых фрез, вторая $F = 0,117$ Гц – с частотой вращения центрального ротора.

В настоящее время проводится исследование взаимосвязи этих частот с вынуждающими факторами: геологическим строением разрабатываемого пласта и (или) конструктивными особенностями как соосных роторов так и их электромеханическим спаренным многоступенчатым приводом. Эта гипотеза требует доказательства. Одно можно констатировать, проходческий комбайн – сложная динамическая система, требующая дальнейших комплексных исследований.

Вывод. В результате выполненных натуральных экспериментов на проходческом комбайне при различной скорости подачи его на забой получены реальные значения токов двигателей привода соосных роторов в процессе разрушения калийной руды, а также спектры амплитуд токов основных двигателей приводов исполнительных органов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Казаченко Г.В., Прушак В.Я., Басалай Г.А. Горные машины: учебное пособие. В 2 ч. Ч. 2. Машины и комплексы для добычи полезных ископаемых. – Минск: Вышэйшая школа, 2018. – 228 с.
2. Устройство и эксплуатация проходческого комбайна ПКС-8М / В.А. Данилов [и др.] ; под ред. В.Я. Прушака. – Мн. : Тэхналогія, 2010. – 175 с.
3. Казаченко Г.В., Басалай Г.А., Лютко Г.И. Горные машины. Практикум: учебное пособие. – Минск: Вышэйшая школа, 2020. – 200 с.
4. Басалай Г.А. Удельные затраты энергии на работу соосных роторов проходческого комбайна. / Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сборник трудов XXI международной научно-технической конференции «Чтения памяти В. Р. Кубачека», проведенной в рамках Уральской горнопромышленной декады 06-07 апреля 2023 г. / Под общ. ред. Лагуновой Ю.А. / Оргкомитет: Ю.А. Лагунова, В.С. Бочков, А.Е. Калянов. – Екатеринбург: Уральский государственный горный университет, 2023. – С. 27-31.
5. Басалай Г.А. Особенности фрезерования массива горной породы различными исполнительными органами проходческих комбайнов // Горная механика и машиностроение, № 4, 2023. – С. 55-62.

УДК 622.232

ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ СТЕРЖНЕВОГО РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА

Р.Р. Абраров, аспирант, **А.П. Комиссаров**, проф., д. т. н.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ

Рассмотрена принципиально новая конструктивная схема стержневого рабочего оборудования карьерного экскаватора (без стрелы). Применение стержневого рабочего оборудования, отличающегося простотой конструктивного исполнения и пониженной металлоемкостью, позволит повысить выемочную функцию экскаватора (выработку горной массы с одного места стояния экскаватора) за счет увеличения размеров рабочей зоны экскаватора и вместимости ковша.

Ключевые слова: карьерный экскаватор, стержневое рабочее оборудование, выемочная функция экскаватора.

SELECTION OF BASIC PARAMETERS OF ROD WORKING EQUIPMENT OF A QUARRY EXCAVATOR

R.R. Abrarov, A.P. Komissarov

A fundamentally new design diagram of the rod working equipment of a mining excavator (without a boom) is considered. The use of rod-based working equipment, characterized by simplicity of design and reduced metal consumption, will increase the excavation function of the excavator (production of rock mass from one location of the excavator) by increasing the size of the working area of the excavator and the capacity of the bucket.

Keywords: quarry excavator, rod working equipment, excavation function of the excavator.

Основным базовым элементом экскаватора является рабочее оборудование, определяющее тип экскаватора и его конструктивную схему. Кроме того, рабочее оборудование выполняет функцию передаточного устройства, преобразующего движения выходных звеньев главных механизмов (подъема и напора) в сложное движение ковша.

Стержневое рабочее оборудование (рис. 1) состоит из следующих элементов: ковша 1; рукояти 2, жестко соединенной с ковшом и установленной на поворотной платформе посредством седлового подшипника; несущей балки 3, установленной посредством седлового подшипника на поворотной платформе; рамы 4, шарнирно соединенной с поворотной платформой и тяги 5, шарнирно соединенной с рукоятью и рамой.

Основными отличиями экскаватора, оснащенного стержневым рабочим оборудованием, от экскаватора с традиционным рабочим оборудованием являются:

- отсутствие стрелы, двуногой стойки, подвески стрелы;
- отсутствие механизма подъема (подъемной лебедки);
- главные исполнительные механизмы (механизм напора и механизм перемещения несущей балки) аналогичны по конструкции и установлены на поворотной платформе.

Исключение из состава рабочего оборудования стрелы, масса которой составляет примерно половину массы традиционного рабочего оборудования, и удаление подъемной лебедки позволит существенно снизить

массу экскаватора. В этом случае из условия устойчивости экскаватора может быть, с одной стороны, увеличен максимальный радиус копания и, соответственно, размеры рабочей зоны экскаватора и, с другой стороны, увеличена вместимость ковша при постоянстве линейных размеров экскаватора.

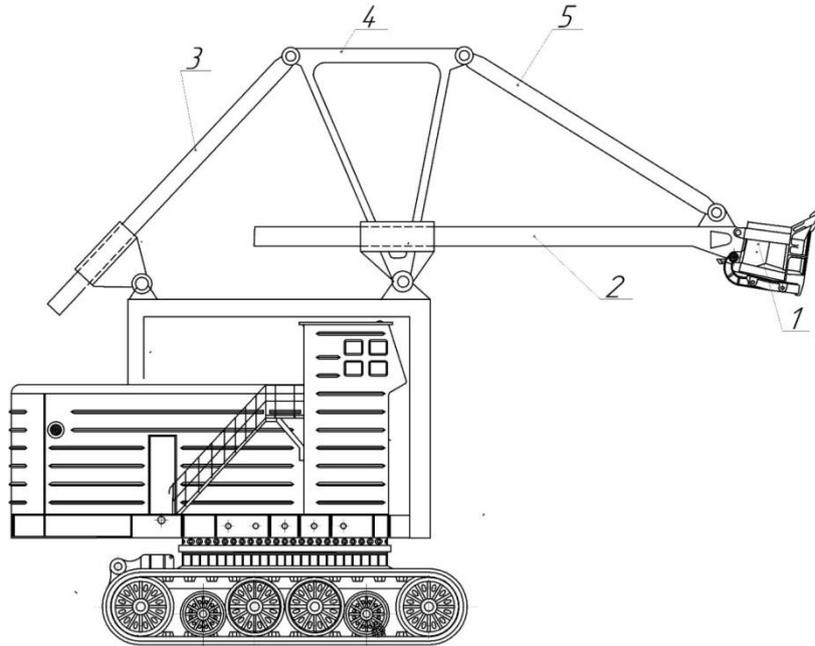


Рис. Стержневое рабочее оборудование карьерного экскаватора:

1-ковш; 2-рукоять; 3-несущая балка; 4-рама; 5-тяга

Кроме того, при уменьшении массы экскаватора уменьшается момент инерции поворотной части экскаватора (а именно поворотной части экскаватора) и длительность поворотных движений, а также, продолжительность рабочего цикла экскавации. В результате при увеличении вместимости ковша и уменьшении продолжительности рабочего цикла экскавации существенно увеличивается производительность экскаватора.

Основным преимуществом стержневого рабочего оборудования является простота конструктивного исполнения и низкая металлоемкость, что позволит повысить устойчивость экскаватора и увеличить размеры рабочей зоны экскаватора. Оснащение карьерного экскаватора стержневым рабочим оборудованием позволит уменьшить нагруженность рабочего оборудования и металлоконструкций экскаватора и, соответственно, повысить надежность оборудования.

В конечном счете, применение стержневого рабочего оборудования позволит повысить выемочную функцию экскаватора (выработку горной массы с одного места стояния экскаватора) за счет увеличения размеров рабочей зоны.

Схема компоновки нового типа рабочего оборудования (без стрелы) обеспечивает перемещение ковша по эквидистантным траекториям, параллельным откосу уступа. При этом исключаются нависающие козырьки, и уменьшается вероятность обрушения пород.

Увеличение линейных размеров рабочей зоны экскаватора обеспечивает повышенную безопасность работ в забое, а также исключает возможность повреждения ходового оборудования падающими кусками породы.

Применение рабочего оборудования нового типа позволит за счет увеличения размеров рабочей зоны экскаватора применить схемы отработки забоев с высокими уступами, что обеспечивает сокращение транспортных горизонтов, увеличение угла откоса рабочего борта карьера и, в конечном счете, снижение объема горно-капитальных работ при разработке месторождений полезных ископаемых.

Итак, применение стержневого рабочего оборудования обеспечивает повышение технического уровня экскаватора.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Стержневое рабочее оборудование карьерного экскаватора. Патент на полезную модель № 178 976, 24.04.2018.
2. Глебов А.В. Оценка эффективности применения мехлопат и гидравлических экскаваторов в условиях Кузбасса / А.В. Глебов, Л.А. Репин // Горное оборудование и электромеханика. 2013. № 6. С. 20-22.
3. Подэрни Р.Ю. Сравнительный анализ гидравлических и механических экскаваторов с прямой лопатой / Р.Ю. Подэрни, П. Булес // Горный журнал. 2015. № 1. С. 55-61.
4. 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 622.27

АНАЛИЗ КОНТРОЛЯ ДВИЖЕНИЙ РАБОЧЕГО ОРГАНА ЭКСКАВАТОРА

Ш. Бугебрин, аспирант, Ю.А. Казаков, ассистент, канд. техн. наук
ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский горный университет императрицы Екатерины II»,
г. Санкт-Петербург, Россия

Рациональное позиционирование экскаватора и его рабочего оборудования в карьере необходимо для обоснования алгоритмов недопущения неправильных действий оператора, для определения рациональной и безопасной рабочей зоны при выемке сырья и разгрузке ковша. В статье рассмотрена необходимость оснащения экскаватора специальными позиционными датчиками: высоты позиционирования ковша над подошвой борта, сигнализации критического расстояния до транспортного средства в процессе разгрузки горной массы и другими. Для обеспечения минимального времени погрузки транспорта в условиях безопасной работы необходимо обосновать рациональное расстояние позиционирования ковша экскаватора относительно забоя и рациональное позиционирование ковша относительно кузова самосвала. Анализ рационального позиционирования экскаватора и интеграция датчиков в рабочий орган для контроля движения является основой для повышения эффективности работы экскаватора в системах экскаватор – самосвал, экскаватор – борт карьера.

Ключевые слова: карьер, борт карьера, сырьё, экскаватор, датчики, выемка, самосвал.

CONTROL MOVING ANALYSIS OF EXCAVATOR WORKING BODY

Sh. Bouguebrine, Yu.A. Kazakov

Rational positioning of the excavator and its working body in the open pit is necessary to substantiate algorithms for preventing improper actions of the operator, to determine a rational and safe working area during excavation of raw materials and unloading the bucket. The article considers the need to equip the excavator with special positional sensors: the height of the bucket positioning above the bottom of the open pit slope, signaling the critical distance to the vehicle during unloading of the soil mass, and others. To ensure a minimum loading time for vehicles in safe operation, it is necessary to justify the rational positioning distance of the excavator bucket relative to the slope face and the rational positioning of the bucket relative to the dump truck body. The analysis of the rational positioning of the excavator and the integration of sensors into the working body for motion control is the basis for improving the efficiency of the excavator in the excavator – dump truck, excavator – open pit slope.

Keywords: open pit, open pit slope, raw materials, excavator, sensors, excavation, dump-truck.

Экскаватор – это основное технологическое оборудование горнодобывающей промышленности при ведении открытых горных работ [1].

В соответствии с международным стандартом ISO5006:2017, начиная с 2020 года, технология машинного зрения, применительно к карьерным экскаваторам – «excavator vision», частично внедряется на оборудовании таких компаний как Caterpillar и Komatsu. И в настоящий момент уже рассматривается как необходимая технология для экскаваторов для выполнения различных операций в горнодобывающей промышленности. Технология «excavator vision» была внедрена как средство снижения потенциальных факторов риска при эксплуатации карьерных экскаваторов [2-4].

Использование датчика высоты (height alarm) и датчика обнаружения, оповещения и остановки на конце стрелы экскаватора поможет оператору избежать контакт ковша с самосвалом, а также повысит эффектив-

ность процесса погрузки, поскольку перемещение элементов рабочего оборудования экскаватора (стрела, рукоять, ковш) будет реализовано по рациональной траектории до необходимой высоты разгрузки [5].

Датчик высоты (ограничение высоты) предназначен для контроля максимальной высоты, которая достигается кинематической схемой рабочего оборудования экскаватора. Это обеспечивается контролем угла наклона стрелы и рукояти путем выдачи сигнала отключения движения, когда угол превышает заданный предел. Таким образом, предотвращается перемещение рабочего оборудования экскаватора за установленные пределы рабочей зоны. При преодолении определенной высоты позиционирования ковша над подошвой борта, датчик высоты значительно снижает риск несчастных случаев и обеспечивает безопасную эксплуатацию [6, 7].

С другой стороны, датчики для обнаружения, оповещения и остановки на рабочем оборудовании экскаватора представляют собой комбинацию технологии GPS/GNSS и датчиков угла наклона. Приемные антенны для датчиков монтируются на задней части корпуса экскаватора, на противовесе или рядом с ним. Точное расположение режущей кромки ковша определяется датчиками наклона стрелы и рукояти относительно борта карьера. При этом есть необходимость периодической калибровки расстояния между антенной и ковшом в рамках планового технического обслуживания. Точное позиционирование позволит оператору более эффективно производить выемку: с более точными измерениями; рационально размещать материалы; равномерно распределять горную массу и более точно загружать кузов самосвала [8].

На рисунке представлена схема расположения датчиков для реализации технологии «excavator vision». При обеспечении заданного расположения датчиков вычисляются относительные координаты точки (А) – сопряжения стрелы и рукояти, точки (Б) – сопряжение рукояти и ковша, и точки ковша (N), а также относительные координаты высота подъёма ковша.

При работе экскаватора на неровных участках карьера высота разгрузки меняется в зависимости от наклона экскаватора и типа автосамосвала (габаритов автосамосвалов). Имеется вероятность допущения ошибки оператором экскаватора при изменении расположении самосвала относительно экскаватора [9].

Для разработки прототипа этой системы для экскаваторов следует учесть модули:

1) Монитор для отображения: информации о работе экскаватора (стрела, рукоять и ковш); радиуса поворота ковша; радиуса поворота корпуса экскаватора; расстояния между грунтом и ковшом; уровня высоты стрелы и рукояти; индикатора наклона экскаватора; положения самосвала при загрузке; угла между стрелой и рычагом.

2) Датчик высоты;

3) Датчики для обнаружения, оповещения и остановки;

4) Процессор.

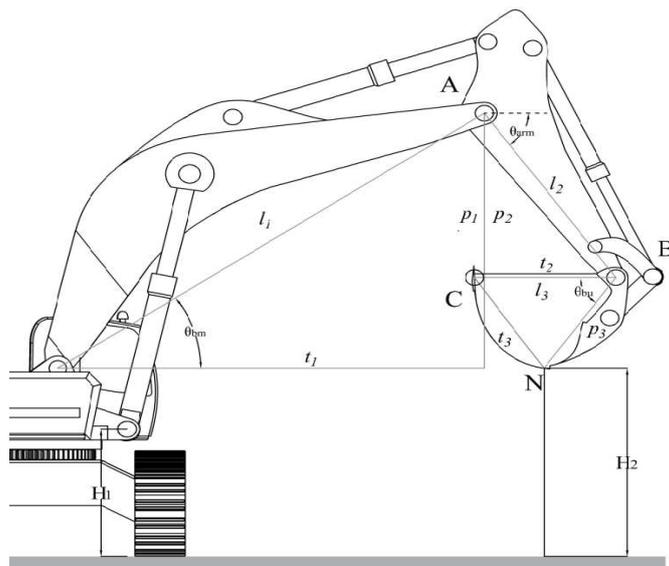


Рисунок. Схема расположения датчиков в системе координат рабочего органа экскаватора

Интеграция датчика высоты (сигнализация высоты), датчика обнаружения, оповещения и остановки на рабочем оборудовании экскаватора, является необходимым для повышения эффективности работы экскаватора и обеспечения безопасности осуществления технологических операций при карьерной отработке месторождений нерудных залежей.

Датчик высоты способствует контролю перемещения стрелы, предотвращая потенциальные отказы из-за возможных контактов ковша с корпусом самосвала. Датчик на конце рукояти обеспечивает точное позиционирование ковша, позволяя оператору выполнять задачи с большей эффективностью при выемке грунта.

Внедрённые в систему экскаватора датчики позиционирования потенциально являются базовыми элементов системы искусственного интеллекта для контроля и оценки позиционирования экскаватора и его рабочего органа.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Nam Y. J., Park M. K. Virtual excavator simulator featuring HILS and haptic joysticks // Journal of Mechanical Science and Technology.— 2015. Vol. 29.— С. 397–407. <https://doi.org/10.1007/s12206-014-1246-4>
2. Zemánek T., Cibulka M., Pelikán P., Skoupil J. The Use of Terrestrial Laser Scanning for Determining the Driver's Field of Vision // Sensors.— 2017. Vol. 17. № 9.— С. 2098. <https://doi.org/10.3390/s17092098>
3. Komatsu KomVision and ISO5006:2017. URL: <https://www.komatsu.eu/en/news/komatsu-komvision> (дата доступа 12.01.2024)
4. TURNING ON YOUR EXCAVATOR 360-DEGREE CAMERA VIEW. URL: https://www.CatCom/en_US/Articles/for-Owners/Turning-on-Your-Excavator-360-Degree-Camera-View.html (дата доступа 02.02.2024)
5. Lee, J. S., Kim, B., Sun, D., Han, C., & Ahn, Y. Development of Unmanned Excavator Vehicle System for Performing Dangerous Construction Work // Sensors.— 2019. Vol. 19. № 22.— С. 4853. <https://doi.org/10.3390/s19224853>
6. Sun D., Ji C., Jang S., Lee S., No J., Han C., et al. Analysis of the Position Recognition of the Bucket Tip According to the Motion Measurement Method of Excavator Boom, Stick and Bucket // Sensors.— 2020. Vol. 20. № 10.— С. 2881. <https://doi.org/10.3390/s20102881>
7. Series 2HS+ - Excavator height and slew limiter - GKD Technologies. URL: <https://www.gkdtechnologies.com/products/safety-control-solutions/series-two/series-two-hs/> (дата доступа 09.02.2024)

8. Zhang W., Gong L., Chen S., Wang W., Miao Z., & Liu, C. Autonomous Identification and Positioning of Trucks during Collaborative Forage Harvesting // Sensors.— 2021. Vol. 21. № 4.— С. 1166. <https://doi.org/10.3390/s21041166>

9. Guan T., He Z., Song R., & Zhang L. TNES: terrain traversability mapping, navigation and excavation system for autonomous excavators on worksite // Autonomous Robots. — 2023. Vol. 47.— С. 695–714. <https://doi.org/10.1007/s10514-023-10113-9>

УДК 621.271.022

ПОТЕНЦИАЛ ЦИФРОВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ В ПОВЫШЕНИИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ГОРНОТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

В. С. Великанов^{1,2}, проф., д-р техн. наук, **М. Д. Лукашук**¹, аспирант,

В. А. Курнеев¹, магистр, **А. Д. Лукашук**¹, магистр

¹ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина», г. Екатеринбург, РФ

²ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ

В настоящее время наблюдается быстрый рост применения цифровых технологий во многих областях человеческой деятельности. Государственная политика в отношении цифровой трансформации промышленных предприятий регламентирует постепенный переход цифровым технологиям и обеспечении производственных процессов цифровыми системами и сетями. Цифровая трансформация в горном деле направлена на повышение производительности, ставится задача пятикратного роста производительности труда и повышения не менее чем в 2–3 раза основных показателей уровня промышленной и экологической безопасности.

Ключевые слова: цифровизация, интеллектуальные системы, экскаватор, производительность, развал, грансостав.

POTENTIAL DIGITAL TECHNOLOGIES IN INCREASING THE OPERATION EFFICIENCY OF MINING TRANSPORT MACHINERY

V. S. Velikanov, M. D. Lukashuk, V. A. Kurneev, A. D. Lukashuk

Currently, there is a rapid increase in the use of digital technologies in many areas of human activity. State policy regarding the digital transformation of industrial enterprises regulates the gradual transition to digital technologies and the provision of production processes with digital systems and networks. Digital transformation in mining is aimed primarily at increasing productivity; the goal is to increase labor productivity fivefold and increase key indicators of the level of industrial and environmental safety by at least 2–3 times.

Keywords: digitalization, intelligent systems, excavator, performance, camber, grain composition

Введение. Показатели уровня цифровизации, цифровой зрелости, проникновения интернета и пр. стали одними из ключевых приоритетов макро- и микроуровней для различных отраслей экономики Российской Федерации. Более того, исследования подтверждают связь между уровнем цифровизации компании и показателями рентабельности и конкурентоспособности. Так, цифровые лидеры заявляют о двухкратном росте стоимости предприятия и увеличению прибыли в 1,8 раза выше, чем предприятия, от-

стающие по показателю цифровизации [1, стр. 5,2]. Эксперты отмечают, что предприятия инвестируют в цифровую трансформацию 3–10% выручки. Важным аспектом в сфере цифровизации отраслей экономики стал фактор импортозамещения, цифровой безопасности и суверенитета, который приобрёл особую актуальность в связи с санкциями [1, стр. 7]. Исследованиями компаний SAP, Deloitte и iR&DClub в 2020–2021 гг. установлено, что цифровая зрелость топливно-энергетического комплекса РФ (оценка 2,5 балла), частью которого является добывающая промышленность, находится ниже лучших мировых практик (3,7 баллов) и несколько ниже прочих отраслей экономики [1, стр. 29; 4]. Вместе с тем большинство из цифровых технологий и инструментов уже интенсивно используется на отечественных предприятиях горнодобывающей отрасли для решения отдельных геологических, маркшейдерских и технологических задач.

Вместе с тем, для реализации перспективных прогнозов «Индустрии 4.0», в зарубежных аналитических отчётах отмечается следующее: 28% горнодобывающих компаний во всем мире планируют увеличения своих бюджетов на ИТ; цифровые технологии играют определяющую роль в инвестициях: 70% компаний рассматривают инвестиции в автоматизацию шахт, 69% планируют инвестировать в централизованное управление и контроль. Все это вносит значительные изменения в методы работы и процессы управления горными предприятиями, а также создаёт хорошие условия для внедрения инновационных решений [5]. Вводятся в эксплуатацию современные интеллектуальные системы, направленные на комплексную автоматизацию технологических процессов в системе взаимодействия «от рудника к фабрике». Специализированные программные продукты активно применяются в горно-геологических информационных системах, представляющих из себя многофункциональное программное обеспечение, направленное на решение разноплановых [6]. Например, используя данные аэрофотосъемки с БПЛА: по снимку развала в Agisoft Metashape можно точно замерить параметры одного куска, а затем, произвести обработку для остальных кусков в специализированных программах, таких как WipFrag, PowerSieve и др.

Постановка задачи

При разработке месторождений полезных ископаемых открытым способом более 70% всего объёма добычи скальных и полускальных пород на карьерах производится с применением буровзрывных работ. При производстве массовых взрывов необходимо обеспечить следующие требования: заданный гранулометрический состав взорванной горной массы; проработка подошвы уступа; минимальное нарушение законтурной части массива; формирование компактного навала отбитой горной массы; защита близко расположенных объектов от сейсмического воздействия взрыва, воздействия воздушной ударной волны и разлёта кусков породы. В месте с тем одной из актуальных задач в области буровзрывных работ, определяющей себестоимость и безопасность горных работ остаётся развал горной массы

и его параметры. Регулирование степени выхода гранулометрического состава достигается за счет подбора оптимальных параметров БВР с учётом улучшения степени изученности горного массива и его районирования [7]. Так в ряде работ доказано, что снижение эксплуатационной производительности горного оборудования и повышение себестоимости горных работ из-за нерациональных параметров развала весьма значительны. Например, при анализе данных производительности экскаватора WK-35 установлено существенное влияние качества подготовленного забоя экскаватора, по данным хронометража она снижается в 1,5 раза при увеличении средневзвешенного куска с 350 до 550 мм [7].

В число производителей активно развивающих направление с точки зрения технической реализации мобильных устройств для установления гранулометрического состава горных пород входят такие компании, как Metso, Motion Metrics, Innovative Machine Vision и Split Engineering [8, 9].

Разработанные модели

Современные методы и средства обработки изображений относятся к числу динамично развивающегося научно-технического направления [4, 5]. Чаще всего для автоматизации процесса измерения гранулометрического состава больших объёмов разрушенных пород используется достаточно подробно изученный и описанный метод, а именно планиметрический анализ (фотопланиметрический), заключающийся в измерении размеров кусков на поверхности развала горной массы по фотографиям поверхности.

В основе алгоритмов обработки изображений положены в основном интегральные преобразования, такие как: свёртка, преобразование Фурье и др. Также используются статистические методы. Методы обработки изображений группируют по количеству пикселей участвующих в одном шаге преобразования: поточечные методы: преобразование значения в точке $a(m, n)$ в значение $b(m, n)$ независимо от соседних точек; локальные (окрестностные) методы: используют значения соседних точек в окрестности $a(m, n)$ чтобы вычислить значение $b(m, n)$; глобальные методы: на основе всех значений исходного изображения $A(m, n)$ определяют значение $b(m, n)$. Работа с двухцветными изображениями обладает существенным преимуществом, а именно достаточно простыми алгоритмами, и если удастся решить какую-то часть задачи с помощью бинарного изображения, то такая методика является предпочтительней по сравнению с другими подходами. Получение бинарного изображения можно выполнить по цветному или полутоновому изображению. В зависимости от решаемой задачи может выбираться и алгоритм перевода исходного изображения в черно-белое [10, 11].

Результаты и их анализ

Измерение гранулометрического состава преследует одну из двух основных целей: проверка соответствия крупности продукта установленным требованиям или контроль изменения размерных характеристик продукта во времени для использования в качестве обратной связи при управ-

лении технологическим процессом добычи ПИ. В работах [10-13] – нами реализована обработка изображений с использованием пакета MatLab. В качестве исходных данных для исследований используются сканированные и оцифрованные изображения развала горной массы. Сканирование фотографии производилось с разрешением 600dpi, что позволяло в дальнейшем чётко просматривать в рабочей зоне программы MatLab куски размером более 0,01м. После импорта изображения в область MatLab производилось его масштабирование таким образом, чтобы оно соответствовало размерам стандартной фотографии (рис.1).

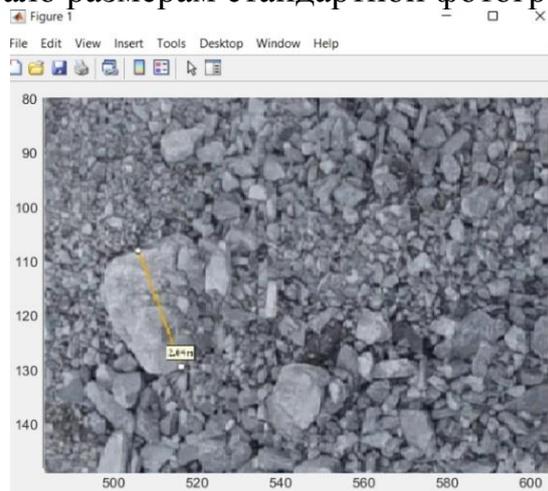


Рис. 1. Фрагмент компьютерной оценки гранулометрического состава взорванных горных пород с использованием программы MatLab

Заключение

Таким образом, результаты цифровой обработки изображений развалов горной массы в условиях конкретного горнодобывающего предприятия позволит сформировать базу статистических данных с результатами мониторинга гранулометрического состава, с учётом по предприятию следующих показателей, таких как физико-механические свойства массива, тип применяемого взрывчатого вещества, диаметр заряда, конструкция заряда, место инициирования заряда, длина и величина недозаряда, длина и качество забойки, взаимодействие одновременно взрывааемых зарядов и др.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Исследование потенциала импортозамещения программного обеспечения в приоритетных отраслях экономики / Авторский коллектив: Е. Галиханова, М. Исаев, Ю. Крикунова, М. Образцова, Д. Шакирзянова. Иннополис: АНО ВО «Университет Иннополис». 2022. 160 с.
2. «Цифре» ищут порог зрелости: Коммерсантъ: Российская газета. - URL: <https://www.kommersant.ru/doc/4602997>. -Текст: электронный.
3. Цифровая трансформация в России: результаты исследования KMDA. - Москва. 2020. URL: <https://drive.google.com/file/d/1xVK4ISanDZSCN6kGANXikrGoKgpVlcwN/view>
4. Анализ дробления с использованием цифровой обработки изображений и эмпирической модели (Kuz-Ram): сравнительное исследование / Саадун А., Фредж М., Букарм Р., Хаджи Р. // Записки Горного института. 2022. Т. 257. С. 822–832.
5. Балашов А.М. Тенденции цифровизации производственных процессов в горном деле // Горная промышленность. 2023;(3). С.134–137.
6. Дробление горных пород взрывом в карьерах: монография / Казаков Н. Н. [и др.]. М.: РАН, 2020. 520 с.

7.Маринин М. А., Рахманов Р. А., Аленичев И. А., Афанасьев П. И., Сушкова В. И. Изучение влияния гранулометрического состава взорванной горной массы на производительность экскаватора WK-35 // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2023. №6. С. 111–125. DOI: 10.25018/0236_1493_2023_6_0_111.

8.<https://www.vnedra.ru/tehnologii/optimizacziya-fragmentaczii-vzorvannoj-gornoj-massy-8638/>

9.<https://www.motionmetrics.com/ru/portametrics-russian/>

10.Моделирование и оптимизация режимов работы горных машин с использованием среды MATLAB / В. С. Великанов, И. Г. Усов, А. А. Абдрахманов, И. И. Усов // Горный журнал. 2017. № 12. С. 78–81.

11.Оценка технического состояния футеровочной брони конусных дробилок на основе цифровой диагностики их поверхностей / В. С. Великанов, В. С. Бочков, Н. В. Дерина, К. В. Бочкова // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2022. № 11–2. С. 159–168.

12.Velikanov V. S. Mining excavator working equipment load forecasting according to a fuzzy-logistic model // Journal of Mining Institute. – 2020. – Vol. 241. – P. 29–36.

13.Velikanov V. S., Kozyr A. V., Dyorina N. V. Engineering Implementation of View Objectives in Mine Excavator Design // International Conference on Industrial Engineering, ICIE 2017, Saint-Petersburg, 16–19 мая 2017 года. – Saint-Petersburg, 2017. – P. 1592-1569. – DOI 10.1016/j.proeng.2017.10.683. – EDN ZRUONF.

УДК 624.131.37(07)

ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ НАГРУЗОК НА КОЛЬЦЕВЫЕ ОБДЕЛКИ ТОННЕЛЕЙ МЕЛКОГО ЗАЛОЖЕНИЯ

М.Н. Волков, доц., В.Я. Потапов, проф., В.В. Потапов, доц.
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ

Рассмотрен метод имитационного моделирования нагрузок на кольцевые обделки туннелей мелко заложения при строительстве метрополитена. Показаны при типичных ситуациях размещения туннелей в водонасыщенных грунтах. Представлены гистограммы нагрузок в уровнях кровли для случайных массивов. Приведённые материалы свидетельствуют о целесообразности корректировки результатов детерминированного моделирования нагрузок на кольцевые обделки

Ключевые слова: имитационный анализ, выработка, угол внутреннего трения, вертикальная нагрузка, гистограмма, геомеханический риск, безопасность

SIMULATION MODEL OF LOADS ON THE RING LINING OF SHALLOW TUNNELS

M.N. Volkov, V.Ya. Potapov, V.V. Potapov

The article considers the method of simulation modeling of loads on the ring lining of shallow tunnels during the construction of the subway. They are shown in typical situations of tunnel placement in water-saturated soils. Histograms of loads in roof levels for random arrays are presented. The given materials indicate the expediency of correcting the results of deterministic modeling of loads on ring linings. The method of studying the behavior of particles in a fluidized bed made it possible to determine the rational rates of transportation of bulk materials from the loading device.

Keywords: simulation analysis, production, internal friction angle, vertical load, histogram, geomechanical risk, safety.

Для имитационного анализа нагрузок от горного давления на кольцевые обделки туннелей мелко заложения использованы известные соотношения [1-3] сформированные на основе СНиП II-44-78 [4], СНиП II-94-80[5], и отличающиеся компонентами, учитывающими уровень грунтовых вод относительно выработки, их взвешивающее действие, угол внутреннего трения, уменьшение угла внутреннего трения грунтового массива.

На рис.1 показаны три типичных ситуации размещения туннеля в водонасыщенных грунтах.

В ситуации «а», рис.1, гидростатическое давление непосредственно на обделку не действует и повышает давление от веса толщи грунта над тоннелем, таким образом:

$$\left. \begin{aligned} q &= \sum_{i=1}^n \gamma_i h_i + \gamma_b h_{вду}; \\ p &= (\sum_{i=1}^n \gamma_i h_i + \gamma_b h_{вду}) \operatorname{tg}^2 (45^\circ - \rho_n/2), \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где h_i – мощность слоев грунтов над тоннелем; $h_{вду}$ – мощность водонасыщенных грунтов; ρ_n – угол внутреннего трения грунта водоупора.

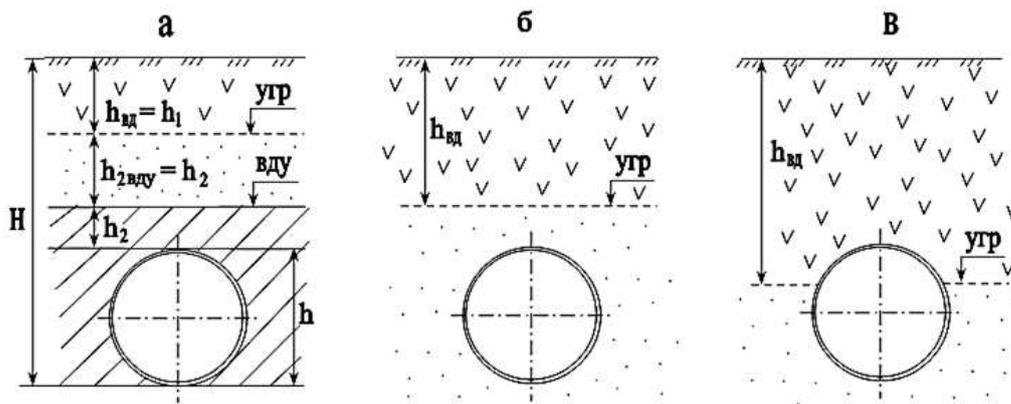


Рис. 1. Схема нагружения обделки тоннеля мелкого заложения гравитационным и гидростатическим давлением:

а – тоннель размещен в водоупорных грунтах, подстилающих водонапорные грунты; б – тоннель заложен в водонасыщенных грунтах; в – уровень грунтовых вод расположен в пределах высоты выработки; вду – водоупорный горизонт; угр – уровень грунтовых вод

Если уровень грунтовых вод размещен над кровлей тоннеля – ситуация «б», рис.1, вертикальные и горизонтальные нормативные нагрузки находятся по формулам:

в уровне кровли тоннеля:

$$\begin{aligned} q_1 &= \gamma h_{вд} + (\gamma_{взв} + \gamma_{вд}) (H - h - h_{вд}); \\ p_1 &= (\gamma h_{вд} + \gamma_{взв} (H - h - h_{вд})) \operatorname{tg}^2 (45^\circ - \rho_{вд}/2) + P_{гс}; \\ P_{гс} &= \gamma_{вд} (H - h - h_{вд}); \end{aligned}$$

в уровне почвы:

$$\begin{aligned} q_2 &= \gamma h_{вд} + (\gamma_{взв} + \gamma_{вд}) (H - h); \\ p_2 &= (\gamma h_{вд} + \gamma_{взв} (H - h - h_{вд})) \operatorname{tg}^2 (45^\circ - \rho_{вд}/2) + P_{гс}; \\ P_{гс} &= \gamma_{вд} (H - h - h_{вд}), \end{aligned} \quad (2)$$

где q_1, q_2 – вертикальные нормативные нагрузки; p_1, p_2 – горизонтальные нормативные нагрузки; H, h – глубина заложения и высота тоннеля соответственно; $P_{гс}$ – гидростатическая нагрузка; $h_{вд}$ – глубина на которой размещен уровень грунтовых вод; $\rho_{вд}$ – угол внутреннего трения обводненных грунтов; $\gamma_{взв}$ – объемный вес грунтов с учетом взвешивающего действия воды,

$$\gamma_{взв} = (\gamma - \gamma_{вд}) / (1 - \varepsilon); \quad (3)$$

где $\gamma_{вд}$ – объемный вес воды; ε – коэффициент пористости.

В ситуации «в», рис.1, вертикальная нагрузка на обделку тоннеля мелкого заложения принимается равной весу столба пород (с учетом содержащейся свободной воды) над тоннелем:

в уровне кровли тоннеля и зеркала грунтовых вод:

$$q_1 = \gamma (H - h), \quad q_2 = \gamma h_{вд}, \quad P_{гс} = 0; \quad (4)$$

в уровне почвы:

$$q_3 = h_{вд} + \gamma_{взв} (H - h_{вд}). \quad (5)$$

Горизонтальные нормативные нагрузки определяются по формулам:

в уровне кровли:

$$p_1 = \gamma (H - h) \operatorname{tg}^2 (45^\circ - \rho/2); \quad (6)$$

в уровне зеркала грунтовых вод:

$$p_2 = \gamma h_{\text{вд}} \operatorname{tg}^2 (45^\circ - \rho/2); \quad (7)$$

в уровне почвы:

$$p_3 = (\gamma h_{\text{вд}} + \gamma_{\text{взв}} (H - h - h_{\text{вд}})) \operatorname{tg}^2 (45^\circ - \rho_{\text{вд}}/2) + P_{\text{гс}}; \quad (8)$$

$$P_{\text{гс}} = \gamma_{\text{вд}} (H - h - h_{\text{вд}}), \quad (9)$$

где q_2, p_2 – вертикальная и горизонтальная нормативные нагрузки в уровне зеркала грунтовых вод.

Схема нагружения обделки показана на рис.2.

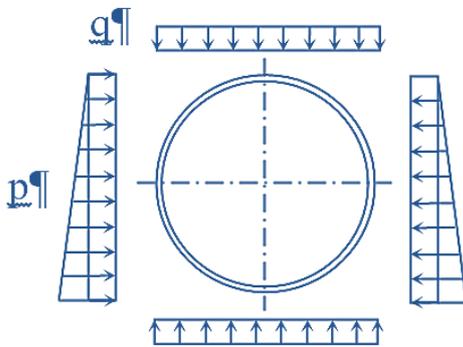


Рис. 2. Схема нагрузок на обделку тоннеля

Из формул (1) ÷ (9) следует, что с геомеханических позиций наиболее показательной и сложной является ситуация «в» рис.1. Пример имитационного анализа ситуации, приводится ниже [6-10].

Гистограммы четырех случайных массивов: вертикальные и горизонтальные нагрузки в уровнях кровли и почвы тоннеля показаны на рис. 3.

Шкалы нормативных нагрузок и геомеханические риски, полученные в имитационных испытаниях, сведены в табл. 1.

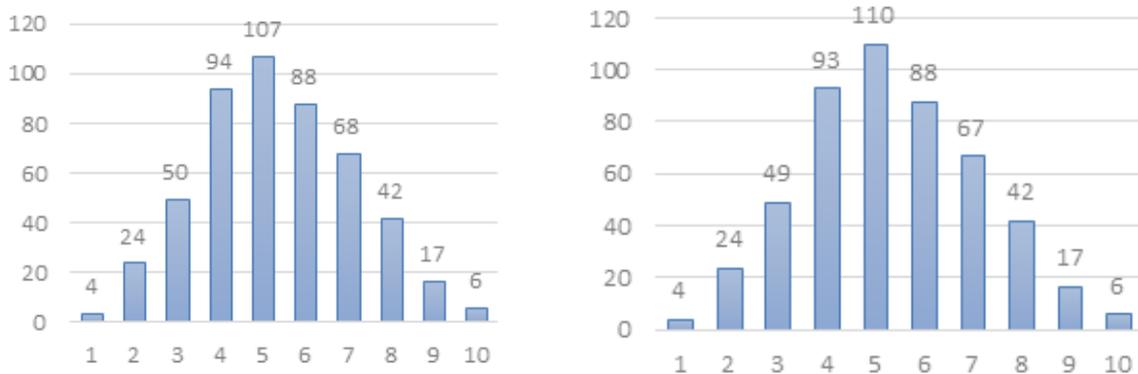
Таблица 1. Шкалы нормативных нагрузок и геомеханические риски, полученные в имитационных испытаниях[6]

№	q_1 , кПа	$R_{в1}$	q_3 , кПа	$R_{в3}$	p_1 , кПа	$R_{г1}$	p_3 , кПа	$R_{г3}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	205,5	0,380	281,7	0,380	85,2	0,357	171,3	0,358
2	211,0	0,282	290,1	0,286	88,5	0,279	177,6	0,276
3	216,5	0,190	298,6	0,192	91,8	0,215	183,9	0,192
4	222,0	0,136	307,0	0,138	95,0	0,151	190,2	0,117
5	227,4	0,094	315,4	0,094	98,3	0,106	196,5	0,072
6	233,0	0,048	323,9	0,050	101,5	0,072	202,8	0,036
7	238,4	0,026	332,3	0,026	104,8	0,040	209,1	0,014
8	244,0	0,012	340,7	0,012	108,0	0,024	215,4	0,010
9	249,4	0,006	349,2	0,006	111,3	0,018	221,7	0,006
10	254,9	0,000	357,6	0,000	114,6	0,000	228,0	0,000

Найденные (с учетом коэффициентов безопасности по грунту) нормативные вертикальные и горизонтальные нагрузки для средних значений γ ,

ε , H , h , $h_{вд}$, ρ , $\rho_{вд}$ (детерминированное моделирование) представлены в табл.2.

Вертикальные нагрузки



Горизонтальные нагрузки

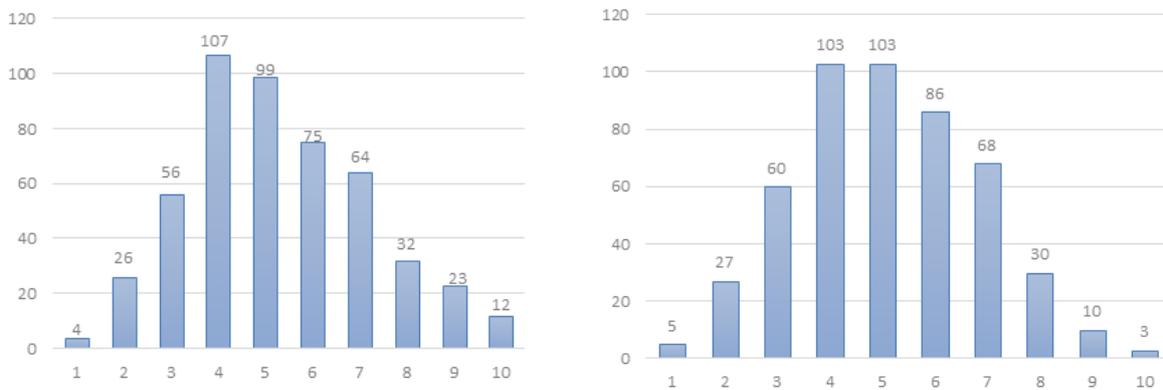


Рис. 3. Гистограммы нагрузок на обделку тоннеля в кровле и почве

Таблица 2. Нормативные вертикальные и горизонтальные нагрузки для средних значений физико-технических свойств грунтов[7]

Отметка уровня, м	Объемный вес, кН/м ³	Угол внутреннего трения, град.	Вертикальная нагрузка, кПа	Гидростатическая нагрузка, кПа	Горизонтальная нагрузка, кПа
10	21,0	22,6	210	-	93
15	21,0 / 12,3*	17,6	289	30,0	184

*Примечание. 12,3 - объемный вес пород с учетом взвешивающего действия воды, вычисленный по формуле (3): $\gamma_{взв} = (21 - 10)/(1 - 1,05) = 12,3$.

Нормативным нагрузкам, указанным в табл. 2, отвечают риски, найденные по формуле (3.10)

$$R = \frac{R_2 - R_1}{G_2 - G_1} (G_2 - G) + R_1, \quad (10)$$

где R – уровень риска для нагрузки G , R_1 и R_2 – уровни риска для границ G_1 и G_2 , из условия $G_1 < G < G_2$.

Расчеты выполнены с использованием данных табл. 2 составили:

$$R_{210} = 0,3; R_{289} = 0,289; R_{93} = 0,191; R_{184} = 0,191.$$

Таким образом, требуемая надежность расчетов 0,95 вводом коэффициентов безопасности по грунту не обеспечивается. Истинные нормативные нагрузки с надежностью 0,95 (риском 0,05) в соответствии с расчетной формулой (11)

$$G = \frac{G_2 - G_1}{R_1 - R_2} (R_1 - R) + G_1, \quad (11)$$

и по данным табл. 1. составляют:

- вертикальная в кровле тоннеля – 232,8 кПа;
- вертикальная в уровне почвы – 323,9 кПа;
- горизонтальная в уровне кровли – 103,4 кПа;
- горизонтальная в уровне почвы – 200,4 кПа.

Приведенные материалы свидетельствуют о целесообразности корректировки результатов детерминированного моделирования нагрузок на кольцевые обделки. При этом необходимо учесть стадию работы обделки: в процессе строительства уровень зеркала грунтовых вод находится на низшей отметке, в процессе эксплуатации – на высшей. Величину $h_{вд}$ следует вводить в имитационную модель (1) ÷ (9) как случайное число, отражающее колебания уровня грунтовых вод [9-10].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Маковский Л. В. Проектирование автодорожных и городских тоннелей. – М.: Транспорт, 1993. – 352 с.
2. Маковский Л.В. Методические указания по расчету обделок тоннелей. – М.: МАДИ, 1988. – 49 с.
3. Маковский Л.В. Методические указания по определению нагрузок на конструкции тоннелей. – М.: МАДИ, 1987. – 45 с.
4. СНиП II-44-78. Тоннели железнодорожные и автодорожные / Госстрой СССР. – М.: Стройиздат, 1978. – 21 с.
5. СНиП II-94-80. Подземные горные выработки / Госстрой СССР. М.: Стройиздат, 1982. 31 с.
6. Романов Д. А., Половов Б. Д. Непараметрическая оценка физико-технических свойств грунтов // Известия вузов Горный журнал. 2006. № 3. С. 47 – 55.
7. Волков М. Н., Половов Б. Д., Романов Д. А. Непараметрическая оценка свойств грунтов на стадии проектирования городских подземных сооружений // Горный информационно-аналитический бюллетень. Строительная геотехнология. Отдельный выпуск № 6. 2010. С. 112 – 123.
8. Guide to Cloud Computing // Ресурсы интернета.
9. Методические указания по проведению анализа риска опасных производственных объектов РД 03-418-01.
10. Половов Б. Д., Корнилков М. В., Романов Д. А. и др. Обоснование эффективных решений по строительству Екатеринбургского и Челябинского метрополитенов // Труды Международной научно-технической конференции «Строительство и механизация работ строительстве тоннелей и освоении подземного пространства крупных городов». Москва, 20.10.2009. С. 34 ÷ 45.

УДК 622.232.8

ОСОБЕННОСТИ ТЕХНОЛОГИИ ОТРАБОТКИ ЦЕЛИКОВ УГОЛЬНЫХ ШАХТ

В.В. Габов, проф., д-р техн. наук, **Ж. М. Гаращенко**, аспирант
ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский горный университет императрицы Екатерины II»,
г. Санкт-Петербург, Россия

Рассмотрены актуальность и особенности отработки целиков в угольных шахтах. Сформулированы основные требования к технологии и техническим средствам для отработки целиков. Предложены вариант технологии отработки локальных забоев унифицированными выемочными модулями и структура унифицированных выемочных модулей для отработки целиков.

Ключевые слова: шахта, уголь, целик, выемочный модуль, технология, структура

FEATURES OF COALMINE PILLAR EXTRACTION TECHNOLOGY

V.V. Gabov, Zh. M. Garashchenko

Relevance and features of pillar extraction in coalmines are discussed. The main requirements for technology and technical means of pillar excavation are formed. The variant of local face mining technology by unified excavation modules and the structure of unified excavation modules for pillar mining are offered.

Keywords: mine, coal, pillar, excavation module, technology, structure

Рачительное отношение к полноте извлечения твердых полезных ископаемых [1] является важной доминантой технологий работ угледобывающих предприятий. Повышение интенсивности добычи угля [2,3] сопровождается увеличением длины очистных забоев и объемов нарезаемых к выемке участков, что способствует снижению удельных затрат и повышению эффективности процессов добычи. При этом рост интенсивности добычи сопровождается формированием целиков [4] разнообразного назначения, форм и размеров. Увеличиваются не извлекаемые запасы, которые по данным профессора Валиева [5] составляют до 30 % от промышленных запасов угля. Такие условия предполагают использование особых технологий и технических средств, разработке которых уделялось недостаточное внимание.

Как правило, при подземной добыче в разных горно-геологических условиях в пределах шахтного поля формируются целики [6] (рис.1.) различных форм и размеров. Часть этих целиков не может быть отработана, например, если они располагаются под зданиями и сооружениями, находящимися в эксплуатации. Часть целиков может быть отработана при условии соблюдения условий безопасности. Однако не отработанные во время целики могут быть причиной чрезмерных напряжений в массиве горных пород, которые могут привести к негативным последствиям, в частности, к горным ударам. Многообразие условий приводит к необходимости использования различных технологий и технических средств для отработки таких участков. Их реализация в подземной условиях сопровождается большими затратами и может быть не рентабельной.



Рисунок 1 – Выкопировка из плана горных работ:

2- межучастковый охранный целик; 1 - двоянные охранные целик

Следовательно, необходимы особые требования [7] к технологиям и техническим средствам, которые позволят обеспечить согласованность и эффективность отработки основных запасов с отработкой угольных целиков. К ним относятся:

- согласованность технологий отработки целиков с технологией добычи основных запасов;

- возможность использования при отработке таких участков общешахтных систем транспорта, вентиляции, водоотлива, противопожарного става и др. без ограничений;
- обеспечение безопасности горных работ;
- допустимость возникновения стопорных режимов в процессе отделения слоя угля (породы) от массива;
- возможность приложения повторных статико-динамического нагрузок к рабочему инструменту при разрушении прочных пород;
- возможность выбора положения в забое первого скола/среза по напластованию или по преобладающей системе трещин, что позволит при одних и тех же параметрах срезов уменьшить затраты энергии;

Основываясь на рассматриваемых требованиях, предлагаются: унифицированные выемочные модули секционного типа с исполнительными органами статико-динамического действия для отделения угля от массива; секции механизированной крепи [8] для поддержания кровли и управления горным давлением; скребковый конвейер для транспортирования [9].

Учитывая разнообразие условий, предлагаются избирательная технология отделения угля от массива в каждом локальном забое и отработки целиков в целом.

Рассмотрим технологию отработки угольного целика в условиях: пласт средней мощности без четко выраженных систем трещиноватостей, устойчивая кровля, опасные напряжения отсутствуют, опасного отжима пласта нет. Угольный целик рационально обрабатывать в следующей последовательности:

Первый срез осуществлять в зоне максимального отжима (по мощности пласта) на глубину среза h до 100 мм, что связано с конструктивными особенностями резцов. Далее необходимо выполнить срезы вышележащего массива последовательно от почвы к кровле так, чтобы не было выхода негабаритов. Если у кровли остался неотработанный уголь, его можно сколоть козырьком секции механизированной крепи. Для обеспечения избирательности обработки забоя отношение ширины единичного среза исполни-

тельным органом к оставшейся мощности разрушаемого слоя пласта рекомендуется принимать не более чем 1/5. Для обеспечения безопасности работ [10] возможна установка дополнительной крепи в забое: анкерной, костровой, отдельных деревянных или металлических стоек и пр.

Выводы: 1) технология отработки целиков должна быть согласована с технологией отработки основных запасов; 2) структура технических средств должна соответствовать прочностным свойствам разрушаемого массива, структуре обрабатываемых пород и принятой технологии отработки целика; 3) необходимо применение системного подхода к технологиям и техническим средствам отработки целиков, что обеспечит уменьшение затрат и не извлекаемых запасов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Jasansky S. An open database on global coal and metal mine production /S. Jasansky, M. Lieber, S. Giljum, V. Maus // *Sci Data* Vol. 10, P. 52 (2023). DOI: <https://doi.org/10.1038/s41597-023-01965-y>
2. Шевелева О. Б., Слесаренко Е. В. Устойчивое развитие угледобывающего региона: технико-технологический и экологический аспекты // *Актуальные проблемы экономики и права*. 2019. Т. 13. – № 4. – С. 1537–1548. DOI: <http://dx.doi.org/10.21202/1993-047X.13.2019.4.1537-1548>.
3. Плакиткина Л. С. Мировые тенденции развития угольной отрасли / Л. С. Плакиткина, Ю. А. Плакиткин, К. И. Дьяченко // *Горная Промышленность*. – 2019. – Т. 143. – № 1/2019. – С. 24–29. DOI: <http://dx.doi.org/10.30686/1609-9192-2019-1-143-24-29>.
4. Зубов В. П., Фук Л. К. Разработка ресурсосберегающей технологии выемки полных угольных пластов с труднообрушающимися породами кровли (на примере шахт Куангниньского угольного бассейна) // *Записки Горного института*. – 2022. – Т. 257. – С. 795–806. DOI: [10.31897/PMI.2022.72](https://doi.org/10.31897/PMI.2022.72).
5. Проблемы отработки предохранительных целиков при эксплуатации рудных месторождений/ Н. Г. Валиев, В. Х. Беркович, В. Д. Пропп, К. В. Кокарев // *Известия высших учебных заведений. Горный журнал*. – 2018. – № 2. – С. 4–9. DOI: [10.21440/0536-1028-2018-2-4-9](https://doi.org/10.21440/0536-1028-2018-2-4-9).
6. Kazanin O., Sidorenko A., Sidorenko S., Ivanov V., Mischo H. High productive longwall mining of multiple gassy seams: best practice and recommendations. *Acta Montanistica Slovaca*. 2022. Volume 27 (1), 152-162. DOI: <https://doi.org/10.46544/AMS.v27i1.11>
7. Габов В. В., Гаращенко Ж. М. Обоснование структуры механизированного комплекса для отработки целиков угольных шахт // *Горный информационноаналитический бюллетень*. – 2023. – № 11-1. – С. 38–50. DOI: [10.25018/0236_1493_2023_111_0_38](https://doi.org/10.25018/0236_1493_2023_111_0_38)
8. Rudzki P., Krot P. Dynamics control of powered hydraulic roof supports in the underground longwall mining complex // *In IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2021. №942 (1), С. 12014. DOI: [10.1088/1755-1315/942/1/012014](https://doi.org/10.1088/1755-1315/942/1/012014).
9. Бабокин Г. И. Повышение энергоэффективности механизированного очистного забоя угольной шахты/ Г. И. Бабокин, Д. М. Шпрехер // *Горный информационноаналитический бюллетень*. – 2021. – № 9. – С. 122–134. DOI: [10.25018/0236_1493_2021_9_0_122](https://doi.org/10.25018/0236_1493_2021_9_0_122).
10. Чемезов Е.Н. Принципы обеспечения безопасности горных работ при добыче угля // *Записки Горного института*. 2019. Т. 240. С. 649-653. DOI:[10.31897/PMI.2019.6.649](https://doi.org/10.31897/PMI.2019.6.649)

УДК 621.879.3

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА КОПАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА

С. Г. Губанов, доц., канд. техн. наук,
Н.Г. Веревошкин, студент, Е.С. Богданова, студент
Университет науки и технологий МИСИС, г. Москва, Россия

Представлена программная интеграция, таких комплексов как Solidworks-RecurDyn-Altair EDEM для проведения динамического моделирования с методом дискретных элементов (МДЭ) и оценки воздействия частиц различного диаметра горной породы на рабочее оборудование карьерного гидравлического экскаватора Cat 390F L. Особое внимание уделяется созданию цифровой модели экскаватора, которая отражает геометрические и массовые характеристики для получения более точных результатов. Впоследствии в RecurDyn для проведения динамического моделирования создается алгоритм перемещения частей экскаватора через 4 кинематические пары: вращательная и 3 поступательные. Кроме того, создается статичная фабрика в Altair EDEM для появления 100000 частиц горной породы с высокой когезией. Применение совместной симуляции над общей цифровой моделью в реальном времени способствует взаимодействию механических систем с гранулированными материалами, учитывая их динамические и физические характеристики. Практическая значимость состоит в том, что проведение полного моделирования позволяет определять рациональные, в первую очередь конструктивные, параметры рабочего оборудования гидравлического экскаватора для дальнейшей оптимизации процесса копания при проектировании новых моделей.

Ключевые слова: гидравлический экскаватор, динамическое моделирование, метод дискретных элементов, цифровая модель, совместное моделирование.

SIMULATION MODELING OF THE DIGGING PROCESS OF A HYDRAULIC EXCAVATOR

S.G. Gubanov, N.G. Verevochkin, E.S. Bogdanova

The paper presents software integration as Solidworks-RecurDyn-Altair EDEM for conducting dynamic modeling with the discrete element method (DEM) and evaluating the impact of particles of different rock diameters on the working equipment of a Cat 390F L quarry hydraulic excavator. Special attention is given to creating a digital model of the excavator that reflects its geometric and mass characteristics to obtain results that are more accurate. Subsequently, an algorithm is created in RecurDyn to perform dynamic modeling to move the excavator parts through four kinematic pairs: rotational and three translational. In addition, a static factory is created in Altair EDEM for the occurrence of 100,000 rock particles with high cohesion. The application of co-simulation over a common real-time numerical model facilitates the interaction of mechanical systems with granular materials, considering their dynamic and physical characteristics. Practical significance consists in the fact that the full simulation allows for the determination of rational, primarily constructive, parameters of the working equipment of the hydraulic excavator for further optimization of the digging process when designing new models.

Keyword: hydraulic excavator, dynamic modeling, discrete element method, digital model, co-simulation.

Введение. Карьерные гидравлические экскаваторы являются весьма технологичными и высокопроизводительными горными машинами, имеющими хорошие показатели надежности и безотказности работы. При этом в нашей стране практически отсутствуют гидравлические экскаваторы отечественного производства. Отчасти выбор Cat390F L был обусловлен наличием по нему технических данных. Безусловно, есть отечествен-

ная разработка Уралмаша. Также осенью 2023г. была представлена первая разработка 12 кубового гидравлического экскаватора БЕЛАЗ, но эти машины еще не пошли в серию.

Поэтому в подобных условиях ключевыми задачами для горнодобывающей промышленности являются: модернизация уже существующих и разработка новых моделей карьерных гидравлических экскаваторов, также активно применяется реверс-инжиниринг [1]. Перед учеными и горными инженерами стоит задача при разработке новых моделей и модернизации существующих увеличить их производительность, повысить надежность, ремонтпригодность, увеличить время безотказной работы [1,2,3]. Исходя из вышесказанного, применение совместного моделирования над общей цифровой моделью способствует взаимодействию механических систем с гранулированными материалами, учитывая их динамические и физические характеристики, и определению рациональных параметров рабочего оборудования гидравлического экскаватора.

Динамическое моделирование. Динамика нескольких тел исследует движение твердых тел, которые взаимодействуют между собой. Следующие кинематические пары: поступательные, вращательные и сферические используются между рабочими органами и гидравлическими цилиндрами в соответствии с геометрическими ограничениями. На основе цифровой модели [3] рабочего оборудования можно получить массу твердого тела, центр масс и инерцию, которые затем используются в качестве входных данных. Положение каждой точки шарнира в глобальной системе координат и траектория копания могут быть определены путем комбинирования относительных углов поворота с конструктивными элементами экскаватора [4]. Для этого создается алгоритм движения к 4 кинематическим парам: вращение поворотной платформы вокруг оси u , перемещение поршней гидроцилиндров стрелы, рукояти, ковша от времени. Для задания рабочего цикла гидравлического экскаватора, равного 20 сек., прописываются следующие выражения с функцией STEP:

$$\text{STEP}(\text{TIME},.01,0,2.5,-90D)+\text{STEP}(\text{TIME},10,0,15,180D)+ \\ +\text{STEP}(\text{TIME},18,0,20,-90D), \quad (1)$$

$$\text{STEP}(\text{TIME},0.2,0,1.2,500)+\text{STEP}(\text{TIME},7.5,0,14,-800)+ \\ +\text{STEP}(\text{TIME},18.5,0,19.5,100), \quad (2)$$

$$\text{STEP}(\text{TIME},.01,0,2,-200)+\text{STEP}(\text{TIME},2.5,0,7.3,350)+ \\ +\text{STEP}(\text{TIME},10.5,0,15,-100)+\text{STEP}(\text{TIME},18.5,0,19.5,-300), \quad (3)$$

$$\text{STEP}(\text{TIME},.01,0,1.5,-300)+\text{STEP}(\text{TIME},2.5,0,9,750)+ \\ +\text{STEP}(\text{TIME},15,0,17.5,-850)+\text{STEP}(\text{TIME},18.5,0,19.9,300). \quad (4)$$

В выражениях выше направления движения механических частей заданы через положительные и отрицательные значения. Для того чтобы отразить динамическое взаимодействие ковша с материалами в процессе работы, силы и крутящие моменты материалов из расчета МДЭ используются в качестве входных данных для ковша, а положение ковша, моменты инерции, скорость и угловая скорость передаются в качестве входных данных для моделирования МДЭ. Согласованное движение стрелы, рукояти и ковша необходимо для управления положением режущей кромки ковша и траектории ее движения [5, 6].

Метод дискретных элементов. Моделирование взаимодействия между частицами горной породы и оборудованием позволяет определить динамические нагрузки в конкретные моменты времени. Согласно МДЭ, частица участвует в двух движениях: равномерно вращается вокруг вектора со скоростью и движется поступательно со скоростью перпендикулярно плоскости вращения. Силы и моменты взаимодействия частиц к ковшу накапливаются и передаются ковшу в динамическом моделировании. Для имитации нагрузки на ковш были установлены геометрические размеры частицы, введены свойства грунта (табл.1).

Табл. 1. Свойства материала частиц

Параметр	Значение
Количество частиц	100000
Диаметр частиц	0,85-1,15*D
Плотность	1500 кг/м ³
Модуль сдвига	1e+10 Па
Коэффициент Пуассона	0,25
Коэффициент трения	0,5
Коэффициент трения качения	0,15

Совместное моделирование. Для программной интеграции были импортированы подготовленные файлы рукояти и ковша из RecurDyn в Altair EDEM для повторения траектории движения уже с использованием насыпи из частиц (рис.1(а)) и (рис.1(б)).

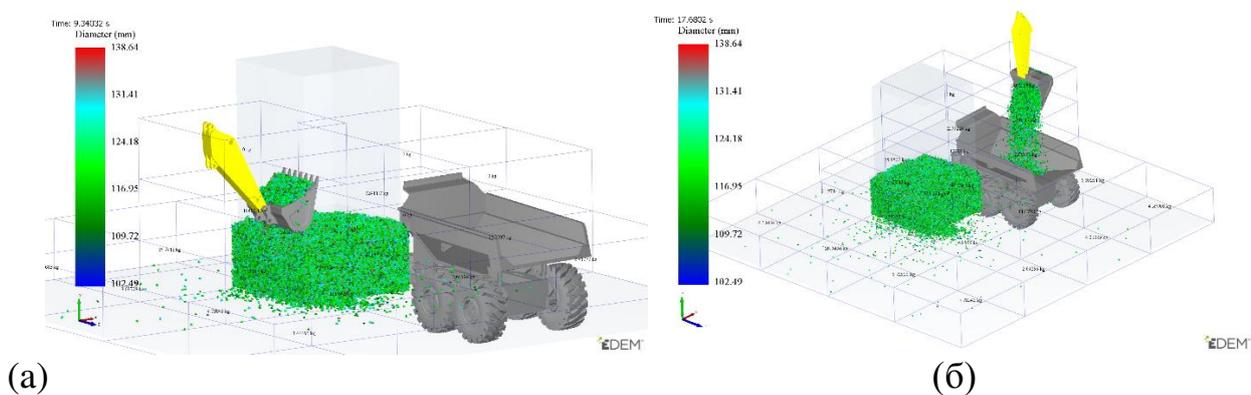


Рис.1. Симуляция, проведенная в Altair EDEM:
(а) подъем ковша; (б) разгрузка породы в самосвал

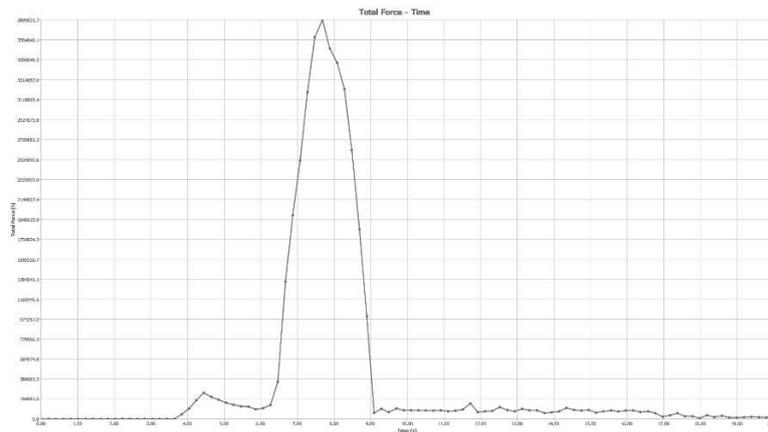


Рис. 2. Сила реакции частиц, действующих на ковш

Заключение. В работе применяется метод совместного моделирования динамики твердых тел и метода дискретных элементов для исследования динамического взаимодействия машины и материала. Интенсивное силовое взаимодействие на ковш происходит в процессе подъема. Результаты позволяют определять динамические нагрузки в каждый момент времени рабочего цикла экскаватора. На рис.2 можно заметить, что с 6-8 сек. сила реакции частиц на ковш достигает значительных значений, когда тот находится еще в горной породе и совершает операцию подъема. Для более полного представления следует связать механические части экскаватора с гидравлической системой управления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Комиссаров А.П., Лагунова Ю.А., Шестаков В.С. Проектирование карьерных экскаваторов. М.: Инновационное машиностроение, 2017. -228 с.
2. Побегайло П.А. Мощные одноковшовые гидравлические экскаваторы: Выбор основных геометрических параметров рабочего оборудования на ранних стадиях проектирования. – М.: ЛЕНАНД, – 296 с. (2014).
3. Комиссаров А. П., Лагунова Ю. А., Набиуллин Р. Ш., Хорошавин С. А. Цифровая модель процесса экскавации горных пород рабочим оборудованием карьерного экскаватора // ГИАБ. – 2022. – № 4. – С. 156 –168. – doi.org/10.25018/0236_1493_2022_4_0_156.
4. Подэрни Р.Ю. Механическое оборудование карьеров: Учебник для вузов. – 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательство Московского государственного горного университета, 2007. – 680 с.:ил.
5. Джураев Р.У., Райханова Г.Е., Губанов С.Г. Совершенствование конструкции режущих элементов ковша карьерных экскаваторов // Горный Журнал. – 2023. – №3. – С. 49–55. – doi.org /10.17580/gzh.2023.03.07.
6. Корюков А. А. Геометрическая модель рабочего оборудования карьерного экскаватора для расчета нагрузок электропривода и контроля положения ковша // Известия вузов. Горный журнал. 2013. № 3. С. 106 – 113.

УДК 622.022

РАСЧЕТ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА ЩИТОВОГО ПРОХОДЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА РОТОРНОГО ТИПА

С. Г. Губанов, доц., канд. техн. наук,

А.А. Кириченко, студент, Е.С. Богданова, студент

¹Национальный исследовательский технологический университет “МИСиС”, г. Москва, Россия

В статье основное внимание уделено анализу проблем, связанных с определением крутящего момента исполнительного органа тоннелепроходческого комплекса (далее ТПК), а также режимами работы ТПК. Авторы предлагают метод оптимизации процесса, включающий эмпирические зависимости расчета крутящего момента и учет всех его составляющих. Решение вышеперечисленных вопросов позволит повысить эффективность щитового комплекса.

Ключевые слова: щитовой проходческий комплекс, ТПК, крутящий момент, режимы работы ТПК.

CALCULATION OF THE TORQUE OF A ROTARY TYPE SHIELD TUNNELING COMPLEX

S.G. Gubanov, A.A. Kirichenko, E.S. Bogdanova

In this article the main attention is paid to the analysis of problems related to the determination of the torque of the executive body of the tunneling complex (hereinafter - STC), as well as the operating modes of the STC. The authors propose a method for optimizing the process, including empirical dependencies for calculating torque considering all its components. The solution of the above issues will improve the efficiency of the shield complex.

Keywords: shield tunneling complex, STC, torque, STC operating modes.

Щитовые проходческие комплексы роторного типа активно применяются при строительстве городских подземных сооружений и других инфраструктурных проектов. Их высокая производительность и надежность делают эту технику одной из наиболее совершенных в настоящее время. Такое положение определяется высоким уровнем автоматизации всех видов работ в проходческом комплексе (более 80%).

В настоящее время широкое распространение получили ТПК, оснащенные грунто- и гидропригрузом. Первый вариант применяется гораздо чаще, так как при использовании второго необходимо размещение сепарационной камеры для отделения разработанной породы от бентонитового раствора [1,2]. Общий вид проходческого щитового комплекса с грунтопригрузом представлен на рисунке 1.

Несмотря на большой ряд преимуществ, основным недостатком данного вида техники является высокая установленная мощность порядка 800–2000 кВт. Анализ данных со строительных объектов, а также научные исследования как отечественных, так и зарубежных ученых показывают, что на создание крутящего момента исполнительного органа ТПК приходится до 80% установленной мощности комплекса. Кроме того, важно правильно определять режимы работы щита. Так, создание крутящего момента значительно превышает величину, необходимую для разрушения

массива, ведет к напрасному растрачиванию электрической энергии. При этом необходимо понимать, что при работе ТПК с грунтопригрузом ограничен в скорости проходки из-за замедления вывода породы из шнекового транспортера для регулирования величины пригруза. Помимо этого, скорость проходки ограничена заводскими характеристиками, такими как скорость подачи комплекса на забой [2]. В свою очередь, создание крутящего момента, значение которого недостаточно для разрушения массива, ведет к заштыбовке ротора, что является крайне негативным фактором.

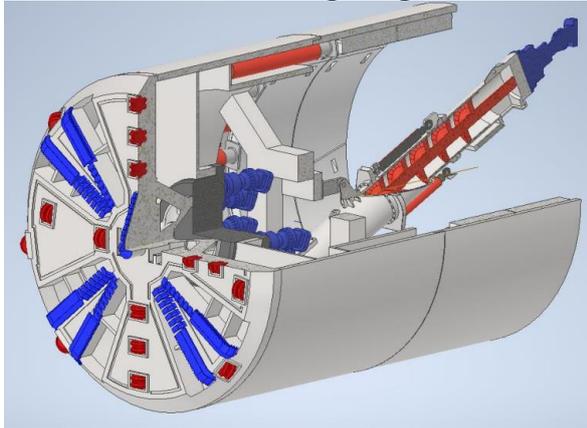


Рис. 1 – Общий вид ТПК, оснащенного грунтопригрузом

В сложившейся ситуации не менее важной научной задачей является установление рациональных режимов работы существующих моделей ТПК. Такие режимы должны учитывать конкретные условия проходческих работ, а также распределение крутящего момента по рабочему органу ТПК при проходке. Установление рациональных параметров позволит снизить энергопотребление комплекса и повысить его производительность и надежность [3].

Анализ опыта эксплуатации ТПК помог установить эмпирическую зависимость для определения значения крутящего момента ротора ТПК рассматриваемого типа [4]:

$$M_{кр} = k \cdot D^4, \text{ кНм},$$

где D – диаметр ротора ТПК, м; k – переводной коэффициент, учитывающий режимы работы комплекса.

Зависимость является упрощенной и учитывает только среднее значение крутящего момента [4]. Среднее значение характерно при проходке в однородных мягких грунтах. Максимальное значение характерно для работы комплекса в неоднородных грунтах. Эта эмпирическая зависимость справедлива для диаметров ТПК не менее 3м.

Максимальное значение крутящего момента ротора ТПК можно определить из выражения:

$$M_{кр\ макс} = (1,15 \div 1,30) \cdot M_{кр}, \text{ кНм},$$

В табл. 1 представлены значения коэффициента k_m для различных диаметров ТПК и типов грунтов (однородных и неоднородных) [5].

Таблица 1. Соотношение диаметра ротора тоннелепроходческого комплекса и значения коэффициента k_m

Диаметр ротора, м	3-4	6	10-20
Коэффициент k_m	6-8	3-4	2

Стоит отметить, что при анализе эксплуатационных показателей, использовался преимущественно опыт строительства городских подземных сооружений в г. Москва.

Для того чтобы более точно рассчитывать требуемое значение крутящего момента, необходимо определить из каких составных частей оно состоит.

Суммарный крутящий момент на роторе ТПК определяется как сумма следующих значений

$$M_{\text{кр сум}} = M_p + M_{\text{ш}} + M_d + M_o, \text{ кНм}$$

где M_p – суммарный крутящий момент на передней, боковых и задних поверхностях планшайбы; $M_{\text{ш}}$ – крутящий момент резания грунта шарошками; M_d – крутящий момент деформации во входных отверстиях; M_o – крутящий момент вращения основной оси.

Суммарный крутящий момент на передней, боковых и задних поверхностях планшайбы определяется как сумма

$$M_p = M_{\text{рп}} + M_{\text{рб}} + M_{\text{ро}}, \text{ кНм}$$

где $M_{\text{пер}}$ – крутящий момент на передней поверхности планшайбы; $M_{\text{бок}}$ – крутящий момент на боковых поверхностях планшайбы; $M_{\text{обр}}$ – крутящий момент на задней поверхности планшайбы. M_p – составляет до 84 % от $M_{\text{кр сум}}$, $M_{\text{ш}}$ – до 1,5 %, M_d – до 8,5 %, M_o – до 6 %.

В существующих моделях ТПК, как правило, учтены только значения M_p и M_o . При этом при расчете этих двух составляющих учитываются общие данные, которые могут отличаться от условий проходки на конкретном объекте. Расчет крутящего момента ТПК с учетом всех его составляющих, при определении которых учтены конкретные условия проходки, позволяет проектировать и применять проходческие комплексы, адаптированные под конкретные условия, что, в свою очередь, позволит увеличить эффективность их применения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Научно-техническое обоснование выбора типа пригруза щитовой проходки в сложных геологических условиях строительства тоннелей метро / Елгаев С.Г., Мазеин С.В., Федунец Б.И. // Метро и тоннели. – 2016. – № 1. – С. 10-15. – ISSN 1726-6165
2. Особенности проектирования щитовых машин с грунтопригрузом / Жабин А.Б., Поляков А.В., Чеботарев П.Н., Сарычев В.И. // Известия тульского государственного университета. Науки о земле. – 2019. – № 4. – С. 150-157. – ISSN 2218-5194
3. Обоснование рациональной конструкции исполнительного органа тоннелепроходческого щита для условий шахт Метростроя Санкт-Петербурга / Юнгмейстер Д. А., Ячейкин А. И. // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности. – 2020. – С. 209-212.
4. Щитовые проходческие комплексы / В. А. Бреннер, Жабин А.Б., Щеголевский М.М. [и др.]. — Москва : Горная книга, 2009. – С. 352-355
5. Повышение показателей тоннелепроходческих работ с активным пригрузом забоя на механизированных комплексах для метростроения / Дж. Роби, Д. Уиллис // Метро и тоннели. – 2017. – № 5-6. – С. 43-49. – ISSN 1726-6165

УДК 621.878.23

АНАЛИЗ БУЛЬДОЗЕРНОГО ПАРКА В РОССИИ

В.Г. Дмитриенко, к.т.н., доцент, **Д.О. Фенина**, студент, **С.Н. Козырев**, студент
ФГБОУ ВО «Белгородский государственный технологический университет
им. В.Г. Шухова», г. Белгород, Россия

Приведен краткий анализ технико-эксплуатационных характеристик бульдозерного парка, поставляемого и эксплуатирующегося на карьерах горнодобывающих компаний в России.

Ключевые слова: бульдозер, балансирующая балка, отвалообразование, отвал, мощность.

ANALYSIS OF BULLDOZER FLEET IN RUSSIA

V.G. Dmitrienko, D.O. Fenina, S.N. Kozirev

The article provides a brief analysis of technical and operational characteristics of the bulldozer fleet supplied and operated at the quarries of mining companies in Russia.

Keywords: bulldozer, balancing beam, dumping, moldboard, power.

На многих рудных и нерудных месторождениях полезных ископаемых Российской Федерации для проведения вскрышных работ, снятия поверхностного слоя грунта, отвалообразования и перемещения грунта используются бульдозеры различной мощности и категории эксплуатационной массы [1].

Основными производителями и поставщиками бульдозерной техники для горнодобывающих предприятий мира являются компании KOMATSU (Япония), CATERPILLAR (США), LIEBHERR (Германия), ЧЕТРА (Индия-Россия), SHANTUI (Китай), ZOOMLION (Китай), Case (Китай), DEERE&CO. (США), HBXG (Китай), MAXPOWER (Китай), PENGPU (Китай), DRESSTA (США), TCM (Япония), KAIDA (Китай), MITSUBISHI HEAVY (Япония) [2,3]. Общий объем импорта гусеничных бульдозеров за I квартал 2023 года в Россию составил 297 единиц техники: SHANTUI – 89 шт., KOMATSU – 57 шт., CATERPILLAR – 56 шт., LIEBHERR – 29 шт., ZOOMLION – 27 шт., SEM – 9 шт., DEERE&CO. – 9 шт., HBXG – 6 шт., MAXPOWER – 6 шт., PENGPU – 3 шт., DRESSTA – 3 шт., TCM – 1 шт., KAIDA – 1 шт., MITSUBISHI HEAVY – 1 шт. [2]. Реализация бульдозеров Российского производства ЧЕТРА за I квартал 2023 года составила 23 единицы техники [3].

Анализ парка гусеничных бульдозеров, эксплуатирующихся на горнодобывающих предприятиях России, показывает, что чаще всего используются бульдозеры компаний: KOMATSU (Япония), CATERPILLAR (США), LIEBHERR (Германия), ЧЕТРА (Индия-Россия), SHANTUI (Китай), ZOOMLION (Китай).

Компания Caterpillar (США) поставляет на рынок России модельный ряд бульдозеров Caterpillar D3K2 XL, D5R2 XL, D6R2 XL, D6R2, D9R, D10T2 с номинальной мощностью двигателя от 55,2 кВт/75 л.с. до 538 кВт/722 л.с., рабочим объемом двигателя от 4,4 л до 27 л, заглублением отвала от 337,5 мм до 674 мм, высотой его подъема от 910 мм до 2120 мм и

рабочей массой от 7,7 т до 70,1 т [4]. Особенностью бульдозеров Caterpillar являются двигатели собственного производства Cat C4.4ACERT, C7.1 ACER, C9, C27 ACERT, 3408E HEUI с количеством цилиндров от 4 до 12, их диаметром от 105 до 137, 2 мм и частотой вращения вала от 1700 до 2200 мин⁻¹ [4].

Достоинствами бульдозеров Caterpillar является надежность их работы в разных климатических условиях.

Компания Liebherr (Германия) поставляет на рынок России небольшой модельный ряд гусеничных бульдозеров, а именно: Liebherr PR 734 L, PR 734 XL, PR 754, PR 764, PR 776 с номинальной мощностью от 150 кВт/204 л.с. до 565 кВт/768 л.с., рабочей массой от 18,3 т до 65,5 т, с рабочим объемом двигателя от 4,4 л до 27 л, с заглублением отвала от 524 мм до 670 мм и высотой подъема от 1179 мм до 1565 мм. Особенностью бульдозеров Liebherr являются двигатели Liebherr D 934LA6, D 936LA6, D 946LA6, D 9508A7, D 9512A7 с количеством цилиндров от 6 до 12 и частотой вращения вала от 1600 до 1800 мин⁻¹ [5].

Достоинствами гусеничных бульдозеров Liebherr являются: гидростатическая трансмиссия, которая позволяет избежать пробуксовки гусеничных цепей, обратный обдув от двигателя к отвалу, который защищает радиатор от абразива и засорения, собственная система дистанционного мониторинга.

Бульдозер Komatsu (Япония) поставляет на рынок России модельный ряд бульдозеров Komatsu D65EX-16, D85ESS-2A, D155A-5, D375A-5D с номинальной мощностью двигателя от 153 кВт/209 л.с. до 391 кВт/532 л.с., рабочим объемом двигателя от 8,27 л до 23,15 л, заглублением от 505 мм до 715 мм и высотой подъема отвала от 1130 мм до 1660 мм, и рабочей массой от 19,5 т до 66,9 т. Так же, как и у компании Liebherr, особенностью бульдозеров Komatsu являются шестицилиндровые двигатели собственного производства Komatsu SAA6D114E-3, S6D125E-2, SA6D140E-2, SA6D17 с диаметром вала от 114 до 170 мм и частотой его вращения от 1800 до 1950 мин⁻¹ [6].

Достоинствами гусеничных бульдозеров Komatsu являются: достаточная мощность силовых установок, гарантирующих высокую производительность, внедрение и применение ключевых узлов и моторов собственного изготовления, повышающих их надежность и ремонтпригодность, низко размещенный центр тяжести машины и конструктивные особенности гусеничного шасси, придающих трактору надежную устойчивость во время рабочего процесса.

К недостаткам следует отнести конструктивную особенность рыхлителя и повышенную деформацию брони на неровных поверхностях грунта.

Бульдозер Shantui (Китай) поставляет на рынок России модельный ряд бульдозеров Shantui SD16, SD22, SD23, SD32, с номинальной мощностью двигателя от 120 кВт/160 л.с. до 235 кВт/320 л.с., рабочим его объемом от 9,7 л до 14,01 л, заглублением отвала от 485 мм до 560 мм и высотой его

подъема от 930 мм до 1590 мм, и рабочей массой от 17 т до 37,2 т, а также болотоходные гусеничные бульдозеры Shantui SD16L, Shantui SD22S с номинальной мощностью двигателя от 161 кВт/178 л.с. до 162 кВт/221 л.с., рабочим объемом двигателя от 9,7 л до 14,01 л, заглублением от 485 мм до 540 мм и высотой подъема отвала от 960 мм до 1315 мм, и рабочей массой от 18,46 т до 25,7 т. Для гусеничных бульдозеров Shantui компания Shanghai производит двигатель SC11CB184G2B1 с шестью цилиндрами, диаметр которых 126 мм и частотой вращения вала 1850 мин^{-1} [7].

По отзывам специалистов бульдозеры Shantui выходят из строя по мере нормального износа и установленного срока эксплуатации.

Бульдозер ЧЕТРА (Россия) представлен в нескольких модельных рядах Т11, Т15, Т25, Т40, от минимальной номинальной мощности двигателя от 155 кВт/152 л.с. и эксплуатационной массой 19 т до наибольшей мощности 485 кВт/660 л.с., и эксплуатационной массы до 70 т. Наиболее часто встречающимся бульдозером ЧЕТРА на карьерах крупных горно-обогатительных комбинатов является бульдозер ЧЕТРА Т40 с массой 70,3 тонны, высотой подъема отвала 1500 мм и его заглублением 670 мм [8].

Достоинствами гусеничных бульдозеров ЧЕТРА являются: трехточечная полужесткая подвеска с вынесенной осью качания тележек, гидромеханическая трансмиссия с планетарной коробкой передач и двухступенчатой бортовой передачей, опорные и поддерживающие катки и направляющие колеса с одноразовой смазкой на весь срок службы с самоподжимными уплотнениями типа «двойной конус», применение в радиаторной установке охладителей воздуха типа «воздух-воздух» и охладителей топлива.

Недостатками гусеничных бульдозеров ЧЕТРА является быстрый износ балансирующей балки, вследствие предельного угла отклонения балки к горизонту (7 градусов), возрастающих при этом напряжений в крепежных элементах балки (уши) и последующим их разрушением (трещина).

Анализ массовости поставок бульдозеров на карьеры России за I квартал 2023 года расположил компании в следующей последовательности: SHANTUI (Китай), KOMATSU (Япония), CATERPILLAR (США), LIEBHERR (Германия), ЧЕТРА (Россия). Снижение поставок компаниями стран запада (США, Германия) и Японии следует из-за разрыва партнерских отношений с потребителями в России в 2022 году, и как следствие увеличение поставок компаниями Китая в 2023 году.

Анализ технико-эксплуатационных характеристик вышерассмотренных бульдозеров показывает, что каждая из моделей нашла достойное применение в различных горно-геологических условиях предприятий России. Однако в сложившейся политической ситуации и разрыва партнерских отношений следует сосредоточиться на выпуске бульдозеров собственного производства с доработкой их конструктивных недостатков.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Обзор конструкции гусеничных бульдозеров / Н.Г. Ратушный, Н.Н Андроник, Е.Г. Шеметов // XII Международный молодежный форум "Образование. Наука. Производство" – Белгород: 2020. – С. 1119-1126.
2. Импорт бульдозеров в Россию в 2023 году: сайт. – URL: https://id-marketing.ru/catalog/avtomobilnaja_otrasl/spectehnika/import-buldozerov-v-rossiyu-v-2023-godu-1156/
3. Поставки ЧЕТРА на рынок России : сайт. – URL: <https://rg.ru/2023/12/01/za-piat-let-kompaniia-chetra-narastila-obem-prodazh-tehniki-v-chetyre-raza.html>
4. Гусеничные бульдозеры Caterpillar : сайт. – URL: https://www.cat.com/ru_RU/products/new/equipment/dozers.html
5. Гусеничные бульдозеры Liebherr : сайт. – URL: <https://www.liebherr.com/ru/rus/specials/liebherr-russia/bulldozers.html>
6. Бульдозеры Komatsu : сайт. – URL: <https://www.komatsu.ru/catalog/stroitel'naya-i-gornaya-tekhnika/buldozer/>
7. Двигатель Shanghai : сайт. - URL: https://dvsparts.ru/magazin/product/dvigatel-shanghai-sc11cb184g2b1?utm_source=yandex&utm_medium=cpc&utm_campaign=80229968&utm_content=13017517983&utm_term=Sc11cb184g2b1®ion=4®ion_name=Белгород&block=premium&position=1&yadclid=100579060&yadordid=180229968&yclid=13320109718892183551
8. Бульдозер ЧЕТРА_: сайт. - URL: <https://www.chetra.ru/machines/bulldozers/chetra-t40/>

УДК. 622.65.

ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОЭЛЕВАТОРНЫХ УСТАНОВОК ДЛЯ УДАЛЕНИЯ ШЛАМОВЫХ СМЕСЕЙ ИЗ ВОДОСБОРНЫХ ЕМКОВ ШАХТ И РУДНИКОВ

А. В. Долганов, доц., В.Я. Потапов, проф., В.В. Потапов, доц.,
Т. И. Юсупов, асс., Р.В. Соколов асс.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ

Приведены результаты применения высоконапорной гидроэлеваторной установки. Показан расчет оптимальных параметров напорных трубопроводов рабочих насосов насосных станций главных водоотливных установок, которые ведется по номинальной подаче рабочих насосов. Рассчитана площадь сечения сопла. Определены параметры камеры смешения, геометрические параметры гидроэлеватора, параметры нагнетательного и всасывающего трубопроводов. Получено уравнение, связывающее потери в нагнетательном трубопроводе от дополнительного насоса до гидроэлеватора. Установлено, что использование гидроэлеваторов для удаления шламовых смесей уменьшает абразивный износ насосов и трубопроводов.

Ключевые слова: гидроэлеваторная установка, насос, водосборник, отстойник, шламовая смесь, методика, напорный трубопровод.

SUBSTANTIATION OF THE DESIGN PARAMETERS OF HYDRAULIC ELEVATOR INSTALLATIONS FOR THE REMOVAL OF SLURRY MIXTURES FROM THE CATCHMENT TANKS OF MINES AND MINES

A.V. Dolganov, V.Ya. Potapov, V.V. Potapov, T. I. Yusupov, R.V. Sokolov

The article presents the results of the use of a high-pressure hydraulic elevator installation. The calculation of the optimal parameters of the pressure pipelines of the working pumps of the pumping stations of the main drainage installations, which are carried out according to the nominal supply of the working pumps, is given. The nozzle cross-sectional area is calculated. The parameters of the mixing chamber, the geometric parameters of the hydraulic elevator, the parameters of the discharge and suction pipelines are determined. An equation was obtained relating the losses in the discharge pipeline from the additional pump to the hydraulic elevator. It was found that the use of hydraulic elevators to remove slurry mixtures reduces the abrasive wear of pumps and pipelines.

Keywords: hydraulic elevator installation, pump, water collector, sump, slurry mixture, technique, pressure pipeline.

Основой повышения эффективности эксплуатации рудничного водоотлива медноколчеданных рудников является выбор рационального способа очистки водосборных емкостей, осуществляемый на основе фактического удельного износа элементов проточной части центробежных насосов главного водоотлива и с учетом объемов шламовых смесей.

Снижение гидроабразивного износа элементов проточной части центробежных насосов типа ЦНС(К) в период их эксплуатации достигается включением в технологические схемы насосных станций главного водоотлива рудников высоконапорных гидроэлеваторных установок, предназначенных для периодической очистки отстойников водосборников от шламовых смесей с последующей их транспортировкой по нагнетательным

трубопроводам главного водоотлива на дневную поверхность или на промежуточные горизонты при многоступенчатом водоотливе [1]. Схема главного водоотлива рудника с высоконапорной гидроэлеваторной установкой показана на рис.1.

Она содержит рабочие насосы 1, водосборник 2, всасывающие 3 и нагнетательные 4 трубопроводы рабочих насосов, дополнительный насос 5, задвижки 6 в напорной линии гидроэлеватора 7, задвижки на нагнетательных трубопроводах рабочих насосов 8, всасывающий трубопровод дополнительного насоса 9, напорный трубопровод 10, отстойник 11.

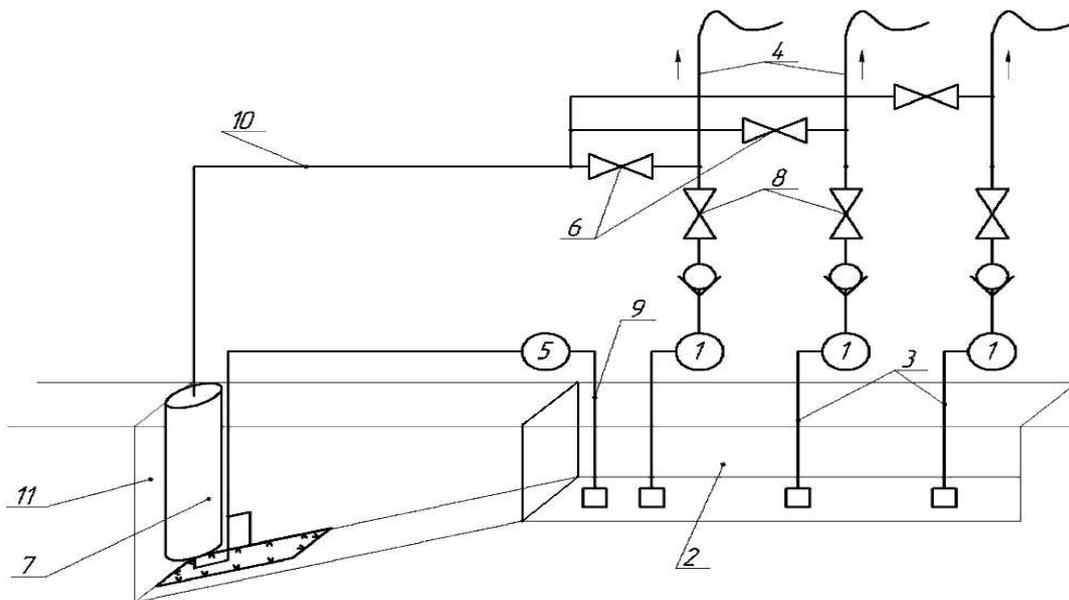


Рис. 1. Схема главного водоотлива рудника с высоконапорной гидроэлеваторной установкой

Для взаимосвязи параметров гидроэлеваторной установки, подающей шламовые смеси через напорные трубопроводы рабочих насосов, на дневную поверхность необходимо прежде всего обоснование общей подачи гидроэлеватора состоящей, как известно, из подачи насоса Q_c , создающего струю, поступающую в камеру смешения гидроэлеватора через сопло и подачи шламовых смесей, поступающих из отстойника водосборника Q .

Так как расчет оптимальных параметров напорных трубопроводов рабочих насосов насосных станций главных водоотливных установок ведется по номинальной подаче рабочих насосов Q_n то, очевидно, что и общая подача гидроэлеваторной установки должна быть соизмерима с этой величиной или равной ей. В условиях нашей задачи примем общую подачу гидроэлеватора

$$Q_c + Q = Q_n, \text{ м}^3/\text{с} \quad (1)$$

где Q - подача, поступающая в приемную камеру гидроэлеватора из шламосборника (отстойника водосборника водоотливной установки), $\text{м}^3/\text{с}$

Примем следующие допущения:

- плотность жидкостей Q и Q_c считаем одинаковой;
- камеру смешения принимаем цилиндрической формы;

-силы трения между жидкостью и стенками камеры не учитываются.

С учетом этих условий и допущений найдем соотношения, определяющие рациональные параметры гидроэлеваторной установки рудничной водоотливной станции. Рассмотрим параметры камеры смешения (площадь $f_{\text{кс}}$, длина $l_{\text{кс}}$), так как именно в ней происходит преобразование энергии жидкости, то она является основным элементом гидроэлеваторной установки.

Расчет площади сечения сопла f_c :

$$Q_c = \varphi \cdot f_c \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_c}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (2)$$

где φ - коэффициент расхода, $\varphi = 0,95$

Q_c и H_c - подача и напор струйного насоса

$$f_c = \frac{Q_c}{\varphi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_c}}, \text{ м}^2 \quad (3)$$

Так как $f_c = \frac{\pi \cdot d_c^2}{4}$, то

$$d_c = \sqrt{\frac{f_c \cdot 4}{\pi}}, \text{ м} \quad (4)$$

Определение параметров камеры смешения

С учетом принятой формы поперечного сечения камеры смешения её диаметр $d_{\text{кс}}$ выразится следующим образом:

$$d_{\text{кс}} = \sqrt{\frac{4}{\pi \cdot f_c \cdot g \cdot \Delta H_{\text{кс}}} \left[Q_c^2 + \frac{Q_c^2}{S-1} - \frac{Q_n^2}{S} \right]}, \text{ м} \quad (5)$$

где S - геометрический параметр гидроэлеватора; $S=4$ как наиболее выгодное значение для наших условий; $\Delta H_{\text{кс}}$ - перепад напора в камере смешения гидроэлеватора равен ориентировочному напору для подъема шламовых смесей по напорному ставу H' , м;

$$\Delta H_{\text{кс}} = H', \text{ м}$$

Площадь сечения камеры смешения: $f_{\text{кс}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{кс}}^2}{4}, \text{ м}^2 \quad (6)$

Определение геометрических параметров гидроэлеватора

Определяем рациональное отношение сечений:

$$n_{640} = \frac{f_{\text{кс}640}}{f_{c640}} \quad (7)$$

Исходя из этого, подбираем значения коэффициента инжекции u .

Находим длину свободной струи:

$$l_{c1640} = \frac{0,37 + u}{4,4 \cdot a} \cdot d_c, \text{ м} \quad (8)$$

где a - значение опытной константы свободной струи для водоструйных насосов, [3] $a=0,16$.

Диаметр свободной струи на расстоянии l_{c1} от выходного сечения рабочего сопла:

$$d_{\text{св.стр}} = 1,55 \cdot d_{c*} (1 + u), \text{ м} \quad (9)$$

Поскольку $d_{\text{кc}} < d_{\text{св.стр}}$, то входной участок камер смешения должен быть выполнен в виде конического перехода от $d_{\text{св.стр}}$ до $d_{\text{кc}}$. При угле разворота конуса 90° длина входного участка камеры смешения равна:

$$l_{\text{с2}} = \frac{d_{\text{св.стр}} - d_{\text{кc}}}{2}, \text{ м} \quad (10)$$

Расстояние от входного сечения рабочего сопла до входного сечения цилиндрической камеры смешения:

$$l_{\text{с}} = l_{\text{с1}} + l_{\text{с2}}, \text{ м} \quad (11)$$

Длина цилиндрической камеры смешения равна:

$$l_{\text{кc 640}} = (6 \dots 10) \cdot d_{\text{кc}}, \text{ м} \quad (12)$$

Длина диффузора определяется исходя из угла разворота 8° по формуле:

$$l_{\text{диф640}} = \frac{d_{\text{нап.мп}} - d_{\text{кc}}}{2} / \text{tg } 4^\circ, \text{ м} \quad (13)$$

где $d_{\text{д}}$ - диаметр выходного сечения диффузора, м.

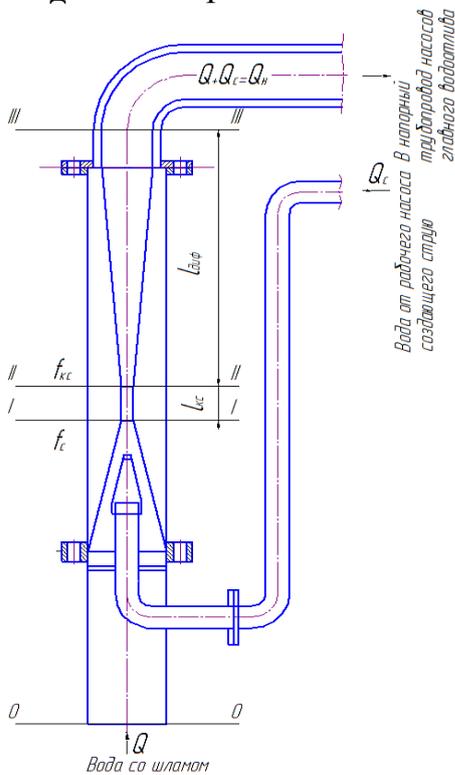


Рис. 2. Схема гидроэлеватора при подъеме шлама на H , м

Определение параметров нагнетательного и всасывающего трубопроводов. Определим параметры трубопровода на участке от дополнительного насоса до гидроэлеватора.

Внутренний диаметр нагнетательного трубопровода $d_{\text{н}}$ определяется по формуле:

$$d_{\text{н.ст}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{\text{н}}}{\pi \cdot V_{\text{н}}}}, \text{ м} \quad (14)$$

где $Q_{\text{н}}$ - номинальная подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$; $V_{\text{н}}$ - скорость движения воды в нагнетательном ставе, $V_{\text{н}} = 2 \dots 3 \text{ м/с}$.

Примем ближайший больший диаметр по ГОСТ 8732-78.

Определяем фактическую скорость движения воды в принятом к установке трубопроводе, м/с :

$$V_{\text{ф}} = \frac{4 \cdot Q_{\text{н}}}{\pi \cdot d_{\text{н.ст}}^2}; \text{ м/с} \quad (15)$$

Толщина стенки трубопровода определяется его прочностью и давлением воды в ставе и рассчитывается по формуле:

$$\delta = \frac{P \cdot d_{\text{н.ст}}}{2 \cdot \sigma_{\text{дон}}} + a_1, \text{ мм} \quad (16)$$

где P - расчетное давление в трубопроводе, МПа, определяется рабочим давлением при испытании трубопровода

$$P = P_{\text{раб}} \cdot 1,25 = \rho \cdot g \cdot H \cdot 1,25, \text{ МПа} \quad (17)$$

где $P_{раб} = \rho \cdot g \cdot H'$, МПа - рабочее давление в трубопроводе; ρ - плотность шахтной воды, кг/м³; $g = 9,81$ м/с²; $\sigma_{доп}$ - допускаемое напряжение на растяжение металла трубопровода, МПа; a_1 - поправка на коррозию ($a_1 = 1 \dots 2$ мм)

$$\sigma_{доп} = 0,4 \cdot \sigma_{\sigma}, \text{ МПа} \quad (18)$$

где σ_{σ} - временное сопротивление разрыву материала, МПа.

На основании схемы разводки трубопровода и полученных значений диаметров и скоростей, определяем потери напора, соответственно для всасывающего $\Delta H_{в}$ и нагнетательного $\Delta H_{н}$ участков [4....11].

- приемная сетка и приемный клапан (1), $\xi=2,5$;
- колено угловое 90° (3), $\xi=1,129$;
- колено (закругленное $r/d=0,4$) 90° (1), $\xi=0,14$;
- колено 45° (2), $\xi=0,236$;
- задвижка (2), $\xi=0,1$;
- обратный клапан (2), $\xi=3,2$;
- тройник с поворотом потока (1), $\xi=1,5$;
- тройник без поворота потока (2), $\xi=1$.

Потери в нагнетательном трубопроводе ΔH от гидроэлеватора до нагнетательного трубопровода рабочих насосов определяются по формуле:

$$\Delta H = \left(\sum_{j=1}^n \xi + \lambda \cdot \frac{L}{d_{ст}} + 1 \right) \cdot \frac{V_{\phi}^2}{2 \cdot g}, \text{ м} \quad (19)$$

где n - количество однотипных фасонных частей трубопровода; ξ - коэффициент сопротивления i -ой фасонной части; λ - коэффициент гидравлического трения, для условий в шахте 0,03; L - фактическая длина нагнетательного трубопровода, м; $d_{ст}$ - стандартный внутренний диаметр нагнетательного трубопровода, м; V_{ϕ} - скорость воды, во всасывающем и нагнетательном трубопроводе, м/с.

Потери в нагнетательном трубопроводе от дополнительного насоса до гидроэлеватора ΔH определяются по формуле (2-):

Таким образом, минимально необходимый действительный напор насоса $H_{м}$ будет равен:

$$H_{М640} = H_{Г} + \Delta H_{В(Г)} + \Delta H_{Н(Г)} + \Delta H_{В(д.н.)} + \Delta H_{Н(д.н.)} + \Delta H_{(р.н.)}, \text{ м} \quad (20)$$

Выводы:

1. Предложена схема главной водоотливной установки с высоконапорной гидроэлеваторной установкой с обоснованием её режимных и основных геометрических параметров.
2. Представлена методика расчета параметров высоконапорных гидроэлеваторных установок.

Список литературы

1. Тимухин С.А., Долганов А.В., Петровых Л.В. К вопросу обоснования параметров гидроэлеваторных установок насосных станций главного водоотлива шахт // Горный информационно-аналитический бюллетень. – М.: МГГУ, 2011. – № 2. – С. 118-121.

2. Долганов А.В. Влияние на эффективность эксплуатации рудничного водоотлива медно-колчеданных рудников высоконапорных гидроэлеваторных установок гидравлической очистки отстойников водосборников от шлама //Горное оборудование и электромеханика. - 2013. - № 3. – С.
3. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. М.: Энергия, 1970, С. 287.
4. Борохович А. И., Гусев В.В. Стационарные машины и установки на открытых горных разработках. М.: Недра, 1969. С. 285.
5. Веселов А. И. Рудничный водоотлив. Свердловск: Metallurgizdat, 1956. С. 524.
6. Водоотлив глубоких шахт. М.: Недра, ИГМ и ТК М.М.Федорова, 1967. С. 155.
7. Гейер В. Г. Рудничные водоотливные установки. М.: Гостоптехиздат, 1948. С. 273.
8. Гейер В. Г., Малыгин С.С., Быков А.И. Опыт механизации чистки зумпфов и применение эрлифтов на вспомогательных водоотливах Донбасса (Обзор). М.: Недра, 1966. С. 186.
9. Попов В. М. Шахтные насосы (теория, расчет и эксплуатация). Справочное пособие. М: Недра, 1993. С. 224.
10. Попов В. М. Водоотливные установки. М.: Недра, 1990. С. 110
11. Хаджиков Р. Н., Бутаков С. А. Сборник примеров и задач по горной механике. М.: Недра, 1989. С. 177.

УДК. 622.65.

ОБОСНОВАНИЕ И РАСЧЕТ ПОТЕРЬ ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК

А.В. Долганов, доц., В.Я. Потапов, проф., В.В. Потапов, доц., Е.И. Юркова, ст. пр.,
А.Д. Симисинов, магистрант
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ

Приведены результаты замеров подачи насосов главного водоотлива при различной их наработке в часах. Определен расход электроэнергии затрачиваемой насосной установкой ЦНСК 300-360 гор. 640 м и ЦНСК 300-420 гор. 340 м для откачивания суточного водопритока Узельгинского подземного рудника (УзПР). Показаны результаты расчета расхода электроэнергии для откачивания водопритока за 1 сутки для работы насосов. По приведенным параметрам работы насоса ЦНСК 300-360 видно, что при его работе в данных условиях наблюдается интенсивный износ, что приводит к снижению подачи, напора, КПД и росту потребляемой насосом мощности их электрической сети из-за снижения КПД.

Ключевые слова: абразивный износ насосов и трубопроводов, насос, водосборник, отстойник, шламовая смесь, водоприток, расход электроэнергии.

JUSTIFICATION AND CALCULATION OF ELECTRICITY LOSSES DURING OPERATION OF PUMPING UNITS

A.V.Dolganov, V.Ya. Potapov, V.V. Potapov, E.I. Yurkova, A.D. Simisinov

The article presents the results of measurements of the supply of main drainage pumps at their different operating hours. The energy consumption of the pumping unit TSNSK 300-360 mountains. 640 m and TSNSK 300-420 mountains. 340 m for pumping out the daily water supply of the Uzelginsky underground mine has been determined. The results of calculating the electricity consumption for pumping out the water supply for 1 day for the operation of pumps are presented. According to the above parameters of the operation of the TSNSK 300-360 pump, it can be seen that during its operation under these conditions, intensive wear is observed, which leads to a decrease in supply, pressure, efficiency and an increase in the power consumed by the pump in their electrical grid due to a decrease in efficiency.

Keywords: abrasive wear of pumps and pipelines, pump, water collector, sump, slurry mixture, water supply, power consumption

В настоящее время практически на всех подземных рудниках в водоотливное хозяйство входят несколько водоотливных установок, которые рассредоточены в районе околоствольного двора основного горизонта и на рабочих горизонтах. При этом все водоотливные установки не связаны между собой функционально и работают обособленно. Все водоотливные установки рудников оборудуются секционными центробежными насосами, которые могут надежно работать только на осветленной шахтной воде. Срок службы насосов, которые перекачивают не осветленную шахтную воду, в большинстве случаев не превышает (3...4) месяцев при средней наработке деталей, которые интенсивно изнашиваются до отказа (248...500) часов[1.2].

В процессе перекачивания рудничных вод, содержащих абразивные примеси (шлам), происходит износ элементов проточной части центробежных насосов и их уплотнительных устройств, сопровождающийся уве-

личением зазоров и объемных утечек через них, что приводит к снижению подачи, напора и КПД насоса на внешнюю сеть. [3]

В условиях УзПР проведены замеры подачи насосов главного водоотлива при различной их наработке в часах, приведенные в табл. 1. Нанося на типовую (индивидуальную) характеристику насосов типа ЦНС(К) 300-120...600 данные его подач, согласно рекомендациям [4,5] определяем фактический КПД насоса.

Таблица 1.

Параметры работы насоса ЦНСК 300-360 гор. 640 м УзПР

№	Число часов работы насоса, Т, маш. час	Подача насоса, м ³ /ч	Напор развиваемый насосом, Н, м	КПД насоса, η, %	Мощность насоса, кВт
A ₁	1	305	347	69	472,4
A ₂	100	299,6	346	68	469,5
A ₃	147	273,9	337	53,3	533,3
A ₄	192	263,8	336	50	546
A ₅	263	257,74	335	46	578,1
A ₆	398	252,06	334	43	603
A ₇	453	245,64	333	41	614,4
A ₈	518	221,71	332	39	581,2
A ₉	749	189,64	330	33,5	575,3

Таблица 2.

Параметры работы насоса ЦНСК 300-420 гор. 340 м УзПР

№	Число часов работы насоса, Т, маш. час	Подача насоса, м ³ /ч	Напор развиваемый насосом, Н, м	КПД насоса, η, %	Мощность насоса, кВт
A ₁	1	340	377	69	516
A ₂	97	336,6	376	67,6	520,4
A ₃	49	329,3	374	54,1	632,8
A ₄	46	311,8	373	51	633,8
A ₅	78	287,5	371	45,7	648,7
A ₆	132	261,2	370	43,1	623,3
A ₇	61	254,3	368	40,6	640,7
A ₈	69	237,3	367	38,7	625,5
A ₉	38	189,64	361	33,8	563

Определим расход электроэнергии затрачиваемой насосной установкой ЦНСК 300-360 гор. 640 м и ЦНСК 300-420 гор. 340 м для откачивания суточного водопритока УзПР по данным, представленным в табл. 1 и 2

Определяем расход электроэнергии за 1 сутки для работы насосов соответствующий рабочей точке A₁ (рис. 1.), кВт·ч [2].:

$$W_{A_1} = K_c \cdot \frac{\rho \cdot g \cdot Q_{нд} \cdot H_{нд}}{\eta_{нд} \cdot \eta_{д} \cdot \eta_{с}} \cdot T_{A_1}, \text{ кВт ч} \quad (1)$$

где $K_c = 1,05$, коэффициент, учитывающий расход электроэнергии на освещение насосной камеры, сушку электродвигателей и т.д.; $\eta_{нд}$ - КПД насоса действительный; $\eta_{д}$ - КПД электродвигателя насоса (по технической

характеристике); $\eta_c=0,95-0,97$ - КПД электросети; T_{A1} - число часов работы насоса, требуемое для откачивания суточного водопритока УзПР, ч.

Действительные часы работы насоса для откачивания суточного водопритока УзПР, в зависимости от режима работы насоса (рис. 1.).

$$T_{A1640} = \frac{Q_{норм} \cdot 24}{Q_{нд}} = \frac{197 \cdot 24}{305} = 15,5, \text{ ч}; \quad T_{A1340} = \frac{297 \cdot 24}{340} = 20,96, \text{ ч} \quad (2)$$

$$W_{A1640} = 1,05 \cdot \frac{1020 \cdot 9,81 \cdot 305 \cdot 347}{0,69 \cdot 0,95 \cdot 0,95} \cdot 15,5 = 7322 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$$

$$W_{A1340} = 1,05 \cdot \frac{1020 \cdot 9,81 \cdot 340 \cdot 377}{0,69 \cdot 0,95 \cdot 0,95} \cdot 20,96 = 12591,32 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$$

Расчеты следующих режимов работы насосов сведем в табл. 3, табл 4.

Таблица 3

Результат расчета расхода электроэнергии для откачивания водопритока за 1 сутки для работы насосов гор. 640м[2].

№	Наименование показателей часовой работы насоса			
	$T_{норм}$, с нормальным водопритоком	T_{max} , с максимальным водопритоком,	Расход ЭЭ при норм. водопритоке, $W_{норм}$, кВт ч	Расход ЭЭ при макс. водопритоке, W_{max} , кВт ч
A ₁	15,5	19,1	7322	9022,5
A ₂	15,8	19,47	7418,5	9141,6
A ₃	17,3	21,3	9226,7	11360
A ₄	17,92	22,1	9784,3	12066,6
A ₅	18,34	22,63	10602,3	13082,3
A ₆	18,78	23,14	11324,3	13953,4
A ₇	19,25	23,74	11827,2	14585,9
A ₈	21,33	26,3	12397	15285,6
A ₉	24,93	30,75	14342,2	17690,5

По данным УзПР средняя наработка насосов главного водоотлива до капитального ремонта составляет 550 часов. Определим фактическое число часов работы для откачивания годового водопритока на гор. 640 и 340 м в соответствии с данными таблицы 3, 4.

Таблица 4

Результат расчета расхода электроэнергии для откачивания водопритока за 1 сутки для работы насосов гор. 340 м

№	Наименование показателей			
	Часы работы насоса с нормальным водопритоком, T, час	Часы работы насоса с максимальным водопритоком, T, час	Расход ЭЭ при нормальном водопритоке, $W_{норм}$, кВт ч	Расход ЭЭ при максимальном водопритоке, W_{max} , кВт ч
A ₁	20,96	25,91	10815,36	13369,56
A ₂	21,2	26,2	11032,5	13634,5
A ₃	21,65	26,75	13700,12	16927,4
A ₄	22,9	28,25	14514,02	17904,85
A ₅	24,8	30,64	16087,76	19876,168
A ₆	27,3	33,72	17016,09	21017,676
A ₇	28,03	34,64	17958,821	22193,848
A ₈	30,04	37,1	18790,02	23206,05
A ₉	37,6	46,45	21168,8	26151,35

Определим количество часов работы насоса ЦНСК 300-360, 420 гор. 640 и 340м, для откачивания нормального и максимального водопритоков в течение года.

$$T_{гнорм640} = N_{норм} \cdot T_{норм640} = 300 \cdot 15,5 = 4650ч ;$$

$$T_{гмах640} = N_{мах} \cdot T_{мах640} = 65 \cdot 19,1 = 1241,5ч$$

$$T_{гнорм340} = N_{норм} \cdot T_{норм340} = 300 \cdot 20,96 = 6288ч ;$$

$$T_{гмах340} = N_{мах} \cdot T_{мах340} = 65 \cdot 25,91 = 1684,2ч$$

Определим количество часов работы насоса ЦНСК 300-360, 420 гор. 640 и 340м, для откачивания суммарного водопритока в течение года.

$$T_{г640} = T_{гнорм640} + T_{гмах640} = 4650 + 1241,5 = 5891,5ч; \quad T_{г340} = 6288 + 1684,2 = 7972,2ч$$

Определим количество капитальных ремонтов насосов за этот период.

$$N_{кр640} = \frac{T_{г640}}{T_0} = \frac{5891,5}{550} = 10,71, \text{ кап.ремонта}; \quad N_{кр340} = \frac{7972,2}{550} = 14,5, \text{ кап.ремонта}$$

По данным табл. 4 определим, с какими параметрами будут работать насосы главного водоотлива за указанный период.

Определим подачу, напор, КПД и расход электроэнергии насосами типа ЦНСК 300-360 гор. 640м за период 550 часов соответствующий наработке до капитального ремонта в условиях УзПР.

Результаты сведем в табл. 5.

Таблица 5.

Данные по работе насоса типа ЦНСК 300-360 гор. 640 м за период 550 часов в условиях УзПР

№	Часы работы насоса до капремонта, Т час	Подача насоса, м ³ /ч	Напор насоса, Н, м	КПД насоса, η, %	Расход ЭЭ за данный период, кВт ч
A ₁	100	305	347	69	47240
A ₂	47	299,6	346	68	22066,5
A ₃	45	273,9	337	53,3	23998,5
A ₄	71	263,8	336	50	38766
A ₅	135	257,74	335	46	78043,5
A ₆	58	252,06	334	43	34974
A ₇	65	245,64	333	41	39936
A ₈	34	221,71	332	39	19760,8
ИТОГО					304785,3

Из характеристики рис. 1, видно, что в условиях фактической эксплуатации ЦНСК 300-360 (шахтная вода с механическими примесями) происходит износ насоса и как следствие снижение подачи, напора и КПД.

По приведенным параметрам работы насоса ЦНСК 300-360 видно, что при его работе в данных условиях наблюдается интенсивный износ, что приводит к снижению подачи, напора, КПД и росту потребляемой насосом мощности их электрической сети из-за снижения КПД.

Определим расход электроэнергии за 1 год.

$$W_{износг640} = N_{кр640} \cdot W_{кр} = 10,71 \cdot 304785,3 = 3264250,6 \text{ кВт ч}$$

$$W_{\text{износг 340}} = N_{\text{кр 340}} \cdot W_{\text{кр}} = 14,5 \cdot 343348,8 = 4978557,6 \text{ кВт ч}$$

$$W_{\text{г640}} = 1,05 \cdot \frac{1050 \cdot 9,81 \cdot 0,08472 \cdot 347}{0,69 \cdot 0,95 \cdot 0,95} (15,5 \cdot 300 + 19,1 \cdot 65) = 3008181,25 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$$

$$W_{\text{г340}} = 1,05 \cdot \frac{1020 \cdot 9,81 \cdot 0,094 \cdot 377}{0,69 \cdot 0,95 \cdot 0,95} (20,96 \cdot 300 + 25,91 \cdot 65) = 4789116,53 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$$

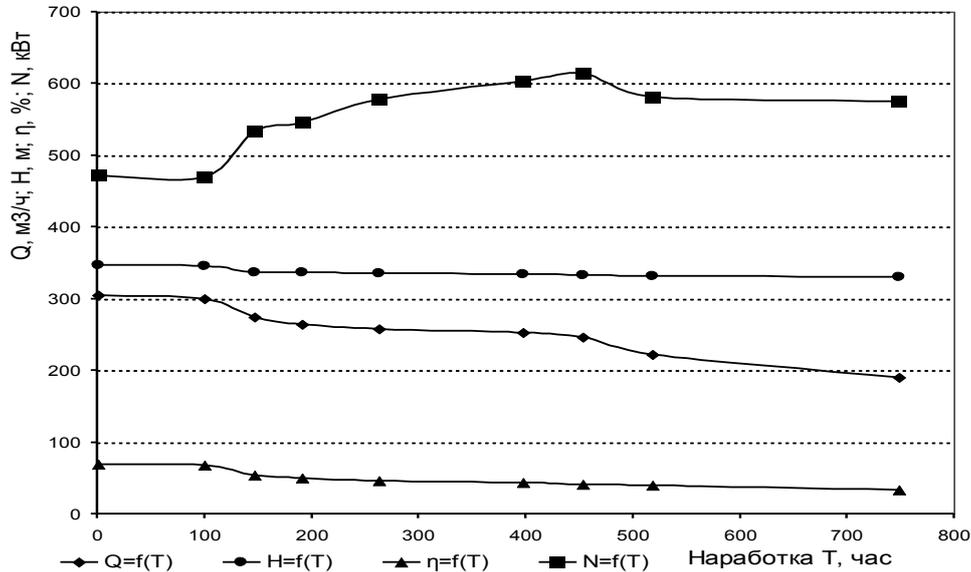


Рис. 1. Параметры ЦНСК 300-360 при наработке 749 ч.

Определим экономию электроэнергии при работе насосов при постоянных подаче и напоре за год.

$$\Delta W_{\text{г640}} = W_{\text{износг 640}} - W_{\text{г640}} = N_{\text{кр 640}} \cdot W_{\text{кр}} = 3264250,563 - 3008181,25 = 256069,313 \text{ кВт ч}$$

$$\Delta W_{\text{г340}} = W_{\text{износг 340}} - W_{\text{г340}} = 4978557,6 - 4789116,53 = 189441 \text{ кВт ч}$$

Определяем стоимость электроэнергии на водоотлив гор. 640 и 340м УзПР

$$Z_{\text{э640суц}} = W_{\text{износ г 640}} \cdot C_{\text{э}} = 3264250,6 \cdot 1,98 = 6463216,2 \text{ руб}$$

$$Z_{\text{э640пред}} = 3008181,25 \cdot 1,98 = 5956198,9 \text{ руб}$$

$$Z_{\text{э340суц}} = W_{\text{износ г 340}} \cdot C_{\text{э}} = 4978557,6 \cdot 1,98 = 9857544,05 \text{ руб}$$

$$Z_{\text{э340пред}} = W_{\text{г 340}} \cdot C_{\text{э}} = 4789116,53 \cdot 1,98 = 9482450,73 \text{ руб}$$

где $C_{\text{э}}=1,98$ руб/кВт ч - стоимость 1 кВт·ч электроэнергии по УзПР на 2015год.

Определим экономию электроэнергии при эксплуатации насосов главного водоотлива при постоянных подаче и напоре в течение года.

$$\Delta Z_{\text{э640}} = Z_{\text{э640суц}} - Z_{\text{э640пред}} = 6463216,2 - 5956198,9 = 507017,3 \text{ руб}$$

$$\Delta Z_{\text{э340}} = Z_{\text{э340суц}} - Z_{\text{э340пред}} = 9857544,05 - 9482450,7294 = 375093,32 \text{ руб}$$

В качестве целевой функции в настоящем исследовании приняты приведенные (удельные) к 1 м³ откачиваемой шахтной воды расходы на эксплуатацию водоотливного оборудования $Z_{\text{вод}}$, ограничением является уровень подачи насосов главного водоотлива не ниже заданного.

Выводы:

1. По приведенным параметрам работы насоса ЦНСК 300-360 установлено, что при его работе в данных условиях наблюдается интенсивный

износ, что приводит к снижению подачи, напора, КПД и росту потребляемой насосом мощности их электрической сети из-за снижения КПД.

2. Технический ресурс центробежных насосов типа ЦНС(К) является комплексным показателем состояния рудничной ВУ и может быть рассчитан по величине удельного гидроабразивного износа элементов проточной части насоса.

3. Рекомендации, направленные на повышение эффективности эксплуатации рудничных ВУ используются на УзПР .

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Долганов А.В. Влияние износа деталей центробежных насосов секционных кислотоупорных типа ЦНС(К) 300-360 на режимы их работы // Добыча, обработка и применение природного камня: сб. науч. тр. Вып. 12. – Магнитогорск: Изд-во Магнитогорск. гос. техн. ун-та им. Г.И. Носова, 2012. – С. 98-102.

2. Долганов А.В. Факторы, влияющие на потребление электроэнергии насосами главного водоотлива медноколчеданных рудников // Проблемы инновационного пути развития шахтного и карьерного стационарного оборудования: сб. науч. тр. – Екатеринбург: ФГБОУ ВПО «УГГУ», 2013. – С. 26-30.

3. Долганов А.В. Гидроабразивный износ и экономичность водоотливных установок шахт и рудников // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2019. – № 5 (специальный выпуск 9). – С. 3–8.

4. Попов В. М. Шахтные насосы (теория, расчет и эксплуатация). Справочное пособие. М: Недра, 1993. С. 224.

5. Попов В. М. Водоотливные установки. М.: Недра, 1990. С. 110

УДК 622.331:62-5

УНИВЕРСАЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ КОРЧЕВАНИЯ ДРЕВЕСНЫХ ВКЛЮЧЕНИЙ

А. И. Жигульская¹, доц., Ю.А. Казаков², асс, А.В. Михайлов², проф.

¹ Тверской государственной технический университет, г. Тверь, Россия

² Санкт-Петербургский горный университет императрицы Екатерины II,
г. Санкт-Петербург, Россия

Предложен универсальный комплект оборудования для разработки торфяных месторождений поверхностно-послойным способом, предложенная схема которого включает наличие операций корчевания, сбора, и вывозки на склад древесных отходов для получения технологической щепы. Приведены технические характеристики машин комплекта оборудования.

Ключевые слова: торфяное месторождение, поверхностно-послойная технология, древесные включения, корчевание, древесные отходы, технологическая щепа

UNIVERSAL EQUIPMENT FOR THE REMOVAL OF WOOD INCLUSIONS

A. I. Zhigulskaya, Y.A. Kazakov, A. V. Mikhailov

The article proposes a universal set of equipment for the development of peat deposits by surface-layer method, the proposed scheme of which includes the presence of operations of uprooting, collection, and transportation to the warehouse of wood waste to obtain technological chips. Technical characteristics of the machines of the equipment set are given.

Keywords: peat deposit, surface-layer technology, wood inclusions, uprooting, wood wastes, process chips

Горнодобывающая промышленность сталкивается с серьезными проблемами, связанными с загрязнением окружающей среды, которое ограничивает ее устойчивое развитие [1].

«Зеленая добыча» – это расширенный режим добычи, который повышает эффективность горных работ, снижает воздействие на окружающую среду и позволяет добывать полезные ископаемые с минимальными отходами добычи [2].

При разработке торфяного месторождения существенным резервом дополнительного получения прибыли является использование отходов (древесных включений). За последнее время в зарубежной практике получила признание концепция управления отходами при разработке полезных ископаемых [3].

Большинство торфяных месторождений разрабатываются с применением операций корчевания древесных включений из залежи.

Цель статьи состоит в выборе оборудования для корчевания древесных включений при поверхностно-послойной добыче торфяного сырья.

Эффективным вариантом освоения торфяного месторождения следует считать такой, который обеспечивает максимальную экономическую выгоду от использования потенциальной ценности торфяной залежи при снижении техногенного воздействия на окружающую среду. В современных условиях торфяная продукция в России производится малыми и средними торфодобывающими компаниями. Прогнозируется использование

«простых» технологий для малых торфодобывающих компаний с минимальным количеством агрегируемых и универсальных машин и совмещением технологических операций в рамках параллельных процессов комплексной выемки всех компонентов торфяной залежи и переработке отходов.

Содержание древесных включений в торфяной залежи характеризуется процентным отношением их объёма в торфяной залежи к её объёму. Общая характеристика содержания древесных включений торфяной залежи: до 0,5 % – малое; 0,6 – 1 % – среднее; 1,1 – 2 % – выше среднего; 2,1 – 3 % – большое; свыше 3 % – очень большое [4].

По мере сработки торфяной залежи происходит периодическое корчевание древесных включений с их сбором и удалением за пределы технологической площадки. При корчевании древесных включений бульдозер с отвалом-корчевателем и рыхлителем функционирует по кольцевой схеме в период с мая по октябрь. Древесные включения средних размеров массой до 30 кг извлекаются навесным спереди отвалом-корчевателем. Крупные древесные включения массой до 70 кг извлекаются навесным сзади пятизубым рыхлителем.

Операция сбора и транспортирования в отвал древесных отходов, производится фронтальным погрузчиком с прижимными вилами Амкодор 352С.45.41.000 [5].

Транспортирование на склад, извлеченных из залежи древесных отходов, производится горнотранспортным агрегатом в составе колесного трактора и колесного полуприцепа. Он является связующим звеном в процессе сбора древесных отходов на технологических площадках и их механической переработки (измельчения) за пределами технологических площадок. Вспомогательной операцией, проводимой вне технологических циклов добычи и корчевания, является сбор с поверхности технологических площадок мелких древесных отходов и их транспортирование на склад древесных отходов. Бульдозер и фронтальный погрузчик являются базовыми машинами для навески сменного оборудования пассивного типа, что снижает общую капиталоемкость основного оборудования.

Горнотранспортный агрегат для вывозки древесных отходов состоит из колесного трактора-тягача со сдвоенными флотационными шинами и двухосного полуприцепа на сдвоенных флотационных шинах [6]. В таблице приведены основные функциональные возможности мобильного многофункционального оборудования при ремонте технологических площадок с удалением древесных включений и механической переработке древесных отходов в щепу на складе древесных отходов.

Извлеченные древесные отходы выгружаются в отвал, из которого забираются навесными на фронтальный погрузчик вилами для подачи в модуль дробления. Сбор с поверхности технологических площадок мелких древесных отходов и их транспортирование на склад древесных отходов осуществляется машиной КРК-3 шириной захвата 3,9 м в прицепе к ко-

лесному трактору, состоящей из накальвающего барабана, опорных катков, кузова и гидросистемы.

Таблица. Функции корчевального оборудования на технологической площадке и за ее пределами

Состав оборудования	Функции	Длина хода, м	Производительность
<i>Ремонт технологических площадок с удалением древесных включений</i>			
Рыхлительно-корчующий агрегат на базе трактора DR-10LMT.01 с отвалом-корчевателем (9 зубьев) и навесным пятизубым рыхлителем	Корчевание древесных включений и сбор их в навалы	80	0,35 га/ч
Фронтальный торфяной погрузчик Амкодор 342Р-01 с прижимными вилами	Сбор древесных отходов и транспортирование их в навалы; погрузка древесных отходов из навалов в кузов ГТА	80	0,6 га/ч 23,5 м ³ /ч
Горнотранспортный агрегат (ГТА): трактор BELARUS-1221.3 с полуприцепом	Вывозка древесных отходов на склад за пределы площадки	> 500	23,5 м ³ /ч
Машина для сбора мелких древесных отходов КРК-3 с трактором BELARUS-1221.3 на сдвоенных колесах	Сбор мелких древесных отходов и вывозка на склад	> 500	1,4 га/ч
<i>Переработка древесных отходов</i>			
Фронтальный торфяной погрузчик Амкодор 342 Р с прижимными вилами	Штабелирование древесных отходов; погрузка отходов в бункер перерабатывающего модуля	<50	200 м ³ /ч
Мобильный перерабатывающий модуль	Измельчение древесных отходов и выгрузка щепы в штабель	<10	до 40 т/ч

Гусеничный трактор-болотоход DR-10LMT тягового класса 10 на широких гусеницах, колесный трактор BELARUS-1221.3 тягового класса 2 на сдвоенных колесах с флотационными шинами и колесный фронтальный погрузчик Амкодор 342 Р на широкопрофильных шинах сверхнизкого давления приспособлены для эксплуатации на слабых грунтах.

За основу при рассмотрении конструктивных особенностей мобильных перерабатывающих модулей может быть взята мобильная дробилка компании ТОПТЕХНО типа ДУ серии ТТ1600-У для измельчения древесных отходов в технологическую щепу [7, 8].

На основе системного анализа и обобщения информации из научной литературы и нормативно-технической документации по безотходным технологиям в России и за рубежом, сформулированы требования к безотходной геотехнологии разработки месторождений и комплекта универ-

сального оборудования для корчевания древесных включений и получения технологической щепы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Sivakumar R., Kannan D, Murugesan P. Green vendor evaluation and selection using ANP and Taguchi loss functions in production outsourcing in mining industry. *Resources Policy*, Vol. 46, Part 1, 2015, Pp. 64-75. DOI:10.1016/j.resourpol.2014.03.008.

2. Chen, J., Jiskani, I.M., Jinliang, C., Yan H. Evaluation and future framework of green mine construction in China based on the DPSIR model. *Sustainable Environment Research* 30, 13 (2020). Available from: DOI.org/10.1186/s42834-020-00054-8.

3. Drebenstedt, C. (2014). The Responsible Mining Concept – Contributions on the Interface between Science and Practical Needs. In: Drebenstedt, C., Singhal, R. (eds) *Mine Planning and Equipment Selection*. Springer, Cham. DOI:10.1007/978-3-319-02678-7_1.

4. Торфяные месторождения и их разведка// С.Н. Тюремнов, И.Ф. Ларгин, С.Ф. Ефимова, Е.И. Скобеева. – М.: Недра, 1977. – 264 с.

5. Вилы с прижимом 352С.45.41.000. Холдинг «АМКОДОР». URL:<https://amkodor.by/catalog/pogruzchiki/pogruzchiki-universalnye/pogruzchik-universalnyj-amkodor-352s/> (дата доступа 5.03.2023).

6. Михайлов А. В., Казаков Ю. А., Гарифуллин Д. Р. Короткова О. Ю., Агагена А. Анализ структуры мобильного комплекса для добычи органогенного сырья карьерным способом // *Горный информационно-аналитический бюллетень*. – 2022. – № 6–1. – С. 317-330. DOI: 10.25018/0236_1493_2022_61_0_317.

7. Дробилки ТОПТЕХНО ТТ для измельчения древесных отходов. URL:<https://toptehno.com/drobilki/drobilki-toptexno-tt-dlya-izmelcheniya-drevesnyix-otxodov> (дата доступа 12.04.2023).

8. ГОСТ Р 55116-2012 (ЕН 14961-4:2011) Биотопливо твердое. Технические характеристики и классы топлива. Часть 4. Щепка для непромышленного использования. – М.: Стандартинформ, 2019. – 16 с.

УДК 622.331.06

ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ КОНСТРУКЦИЙ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ФРЕЗЕРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ

Б.Ф. Зюзин, д.т.н., проф., зав. каф., **А.И. Жигульская**, канд. техн. наук, доцент,
А.И. Чиркунов, магистрант
ФГБОУ ВО «Тверской государственный технический университет», г. Тверь, РФ

Предложена аналитическая теория на основе стандартных методов и критериев оценки, проведен анализ развития конструкций рабочих органов и режимов работы ряда промышленных фрезеров.

Ключевые слова: фрезерующие устройства, конструктивные параметры, режимы работы.

RENDS IN THE DEVELOPMENT OF STRUCTURES OF WORKING BODIES OF MILLING DEVICES

B.F. Zyuzin, A.I. Zhigulskay, A.I. Chirkunov

An analytical theory is proposed based on standard methods and evaluation criteria, an analysis of the development of structures of working bodies and operating modes of a number of industrial milling machines is carried out.

Keywords: milling devices, design parameters, modes of operation.

Технологические машины и оборудование для разработки торфяных месторождений могут быть отнесены к классу горных машин и оборудованию для открытых горных работ. Техничко-экономическая эффективность фрезерного агрегата определяется в основном его рабочей скоростью, шириной захвата, установленной мощностью двигателя, а также рядом конструктивных параметров фрезерующего устройства, влияющих на технологические параметры производства фрезерного торфа. Совершенствование конструкций и режимов работы фрезерующих устройств определено научно-техническим развитием фрезерного способа добычи торфа. Объем фрезерных работ в себестоимости добычи 1 т торфа составляет около 53 %. Решающим фактором развития техники является переход к применению энергонасыщенных тракторов, к высокоскоростным режимам работы агрегатов и повышению технологических требований к качеству выполняемых операций.

Переход к интенсивным технологиям добычи фрезерного торфа, обеспечивающих максимальное использование естественно-природных и организационно-технических ресурсов, требует проведения анализа основных тенденций развития конструкций и режимов работы торфяного оборудования. Многообразие целей и задач фрезерования торфяной залежи обуславливает необходимость разработки общей теории расчета и проектирования рабочих органов фрезерующих устройств, базирующейся на принципах выбора оптимальных параметров и режимов их работы.

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

Научно-исследовательские работы, проведенные ТвГТУ (КПИ) и ВНИИТП, позволили разработать методы оценки эксплуатационных показателей [1], эффективности использования [2] и выбора рациональных параметров добывающих фрезеров [3].

Предложенная методика определяет области наиболее рационального применения существующих фрезеров в зависимости от условий их эксплуатации и обосновывает сокращение их номенклатуры. Однако обоснованность принятия технической стратегии должна базироваться не только на достигнутых эксплуатационных показателях современных технических средств, но и учитывать объективные перспективы их развития, которые могут быть выявлены лишь на основе научных методов анализа и прогнозирования.

Выполненные теоретические исследования процесса стружкообразования [4] позволили сделать вывод об общих принципах расчета параметров рабочих органов и режимов работы фрезерующих устройств различного типа, включая горизонтальное и вертикальное, поверхностное и глубокое, встречное и попутное, плоское и винтовое фрезерование. Разработанная аналитическая теория на основе стандартных методов и критериев оценки [4-7] дала возможность провести анализ развития конструкций рабочих органов и режимов работы ряда промышленных фрезеров.

В табл. 1 приведены данные, отражающие технические характеристики роторных механизмов различного назначения горизонтального типа (D – диаметр рабочего органа, z – число режущих элементов в плоскости резания, λ – скоростной параметр, h – глубина фрезерования, K_k – комплексный конструктивный показатель).

Главными конструктивными параметрами рассматриваемых рабочих органов являются D и z .

Таблица 1. Технические параметры роторных механизмов

Марка машины	Конструктивные параметры			Режим работы	
	D , м	z	K_k	λ	h^{-102} , м
РПЗ	4,00	4	26,0	15,0	220
МТП-32	2,18	2	24,0	13,0	100
МТП-26	1,30	3	46,0	10,0	40
МТП-42	0,80	4	90,0	9,0	40
МТП-52	0,80	1	33,9	13,5	15
ФД	0,65	5	93,2	6,06	2,0
ФПр	0,50	4	56,0	3,5	1,9
ФП	0,45	6	190,0	7,0	2,0
СБШ	0,38	3	65,8	4,17	1,6
МТФ-17	0,34	4	82,4	3,5	1,3
МТФ-18	0,24	16	266,7	2,0	0,5
МТФ-14	0,22	3	112,1	4,17	1,0
ФТР-1	0,14	24	627,4	2,0	0,4
ФТР-2	0,14	36	884,6	1,83	0,3

На рис. 1 приведена зависимость $D=f(z)$.

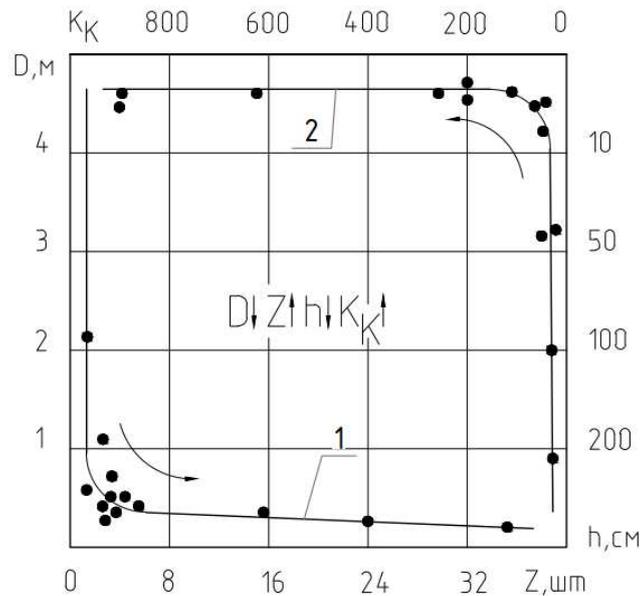


Рис. 1. Изменение конструктивных параметров рабочего органа:
1 – зависимость $D=f(z)$; 2 – зависимость $K_k=f(h)$

По мере постепенного перехода от режимов глубокого фрезерования при $D=0,8–4,6$ м к поверхностному при $D=0,34–0,65$ и от него к минимально-поверхностному при $D=0,14–0,24$ м преобладает тенденция увеличения числа режущих элементов от 1 до 36. При этом существенно изменяется конструкция режущих элементов и их функция.

В режимах минимально-поверхностного фрезерования наряду с резанием и дроблением преобладают процессы уплотнения и скалывания в зоне стружкообразования. Это обеспечивается применением плоских ножей с высотой резца, близкой к величине глубины фрезерования (4–10 мм).

Уменьшение диаметра рабочих органов упрощает конструкцию привода, снижает динамические нагрузки на фрезу и ее металлоемкость. В то же время необходимость увеличения числа режущих элементов усложняет их размещение на фрезе.

Применение при анализе комплексного конструктивного показателя K_v позволяет установить зависимость, отражающую развитие изменения конструктивных параметров рабочего органа с учетом скоростных и технологических режимов его работы $K_k=(2z\lambda)/D$.

Установленные закономерности в изменении конструктивных параметров фрезерующих устройств различного назначения подтверждают общность принципов их расчета и проектирования. Данные направления развития конструирования рабочих органов фрезерующих устройств отвечают задачам интенсификации процесса фрезерования за счет роста производительности, снижения энергоемкости, металлоемкости и улучшения условий формирования расстила при переходе к высокоскоростным режимам работы и агрегатированию с энергонасыщенными тракторами.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Оценка устойчивости работы фрезерующих устройств* / Л.Н. Самсонов, Б.Ф. Зюзин, В.Ф. Сеницын и др. // Торфяная промышленность. 1984. № 7. С. 12–14.
2. *Методика оценки эффективности использования фрезеров*/Л.Н. Самсонов, В.Ф. Сеницын, Б.Ф. Зюзин и др. // Экспресс-информация / ЦБНТИ Минтоппрома РСФСР. 1986. Вып.5. С. 10–12.
3. *Методика выбора рациональных параметров добывающего фрезера на стадии проектирования* / Л.Н. Самсонов, В.Ф. Сеницын, Б.Ф. Зюзин и др. // Торфяная промышленность. 1986. № 9. С. 8–10.
4. Стандарт предприятия. Устройства для фрезерования торфяной залежи. Основные кинематические параметры и методы расчета. СТП 214-1-52-80. Л.: ВНИИТП, 1980. 28 с.
5. Зюзин Б.Ф. Технологические машины и оборудование. Оптимальные параметры и режимы работы фрезерующих устройств: монография / Б.Ф. Зюзин, А.И. Жигульская. Тверь: ТвГТУ, 2023. 175 с.
6. Mikhailov A.V., Zhigulskaya A.I., Yakonovskaya T.B. Excavating and loading equipment for peat mining//В сборнике: IOP Conference Series: Earth and Environmental Science [Electronic resource]. 2017. С. 022014.
7. Mikhailov A., Zhigulskaya A., Yakonovskaya T. Strip mining of peat deposit// 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.

УДК 622.232

ОБЗОР ПРОХОДЧЕСКИХ КОМБАЙНОВ, ПРИМЕНЯЕМЫХ НА ШАХТАХ КУЗБАССА

И.В. Козлов¹, студ., техник ГИ, **К.А. Ананьев²**, зав. кафедрой, канд. техн. наук

¹Научно-исследовательская лаборатория цифровой трансформации предприятий минерально-сырьевого комплекса, г. Кемерово, Россия,

²ФГБОУ ВО «Кузбасский государственный технический университет имени Т. Ф. Горбачева», г. Кемерово, Россия

Статья посвящена обзору проходческих комбайнов, применяемых на шахтах Кузбасса. На основе анализа исходных данных строятся графические зависимости, и делается вывод о том, какой именно преобладает комбайн.

Ключевые слова: проходческий комбайн, уголь, подземная добыча.

REVIEW OF ROADHEADERS USED IN KUZBASS MINES

I.V. Kozlov, K.A. Ananiev

The article is devoted to a review of roadheaders used in the mines of Kuzbass. Based on the analysis of the initial data, graphical dependencies are constructed, and a conclusion is drawn about which roadheader predominates.

Keywords: roadheaders, coal, underground mining.

На территории Кузбасса на 01.09.2023 г работает 38 шахт, а именно 21 предприятие добывает коксующийся уголь и 17 предприятий энергетический [1]. При этом уровень добычи угля в России в 2023 году практически сохранился на уровне прошлого года и составил порядка 438 млн. т [2]. Обеспечение добычных работ на угольных шахтах во многом зависит от темпов проходческих работ. На ноябрь 2023 г. на шахтах Кузбасса эксплуатировалось 179 проходческих комбайнов различных типов, парк которых представлен в таблице 1 [3–15].

Таблица 1 – Характеристика проходческих комбайнов

Завод изготовитель	Название комбайна	Количество, шт	Площадь выработки, м ²	Производительность, м ³ /мин	Масса, т	Тип исполнительного органа
1	2	3	4	5	6	7
*	КП21–02	104	10–28	0,3–2,0	45,0	Телескопическая стрела с продольно–осевой режущей коронкой
*	КП150	12	10–30	0,2–2,5	57,5	То же
*	КП220	4	13–38	0,2–3,0	75,0	Телескопическая стрела с поперечно–осевыми режущими барабанами
Sandvik	MB670	14	13–31	25,0	105,0	Телескопическая стрела с цельным режущим барабаном
Завод изготовитель	Название комбайна	Количество,	Площадь выработки, м ²	Производительность,	Масса, т	Тип исполнительного органа

		шт		м ³ /мин		
1	2	3	4	5	6	7
Sandvik	MR340	2	17,6–34,0	5,0	55,0	Телескопическая стрела с поперечно–осевыми режущими барабанами
JOY	12CM–15	13	-	15,0–27,0	59,0	Телескопическая стрела с цельным режущим барабаном
ЯМЗ	КСП35	13	10,5–53,0	0,3–1,8	56,5	Телескопическая стрела с продольно–осевой режущей коронкой
Sanny	EBZ160	5	-	3,5	45,0	То же
Sanny	EBZ200	23	-	4,3	55,0	То же
Sanny	EBZ260		-	4,3	89,0	То же

* – проходческие комбайны КП21–02, КП150 и КП220 изготавливает «Копейский машиностроительный завод».

На основе данных из таблицы 1 и характеристик проходческих комбайнов, можно выделить следующую классификацию, приведенную в таблице 2. Классификация комбайнов по массе взята из [16]

Таблица 2 –Классификация проходческих комбайнов

Классификационный признак		Количество, шт.	
Способ обработки забоя	избирательного действия	163	
	фронтального действия	16	
Наименование завода изготовителя	Копейский машиностроительный завод	КП21–02	104
		КП150	12
		КП220	4
	Sandvik	MB670	14
		MR340	2
	JOY	12CM-15	2
	ЯМЗ	КСП35	13
	Sanny	EBZ160	5
EBZ200, EBZ260		23	
Масса комбайна	Легкие (вес до 25 т.)	0	
	Средние (вес до 50 т.)	109	
	Тяжелые (вес свыше 50 т.)	70	
Тип исполнительного органа	Телескопическая стрела с продольно-осевой режущей коронкой	157	
	Телескопическая стрела с поперечно-осевыми режущими барабанами	6	
	Телескопическая стрела с цельным режущим барабаном	16	

Используя данные из таблицы 3, можно построить ряд графических зависимостей. Наиболее необходимые представлены на рис. 1–3.

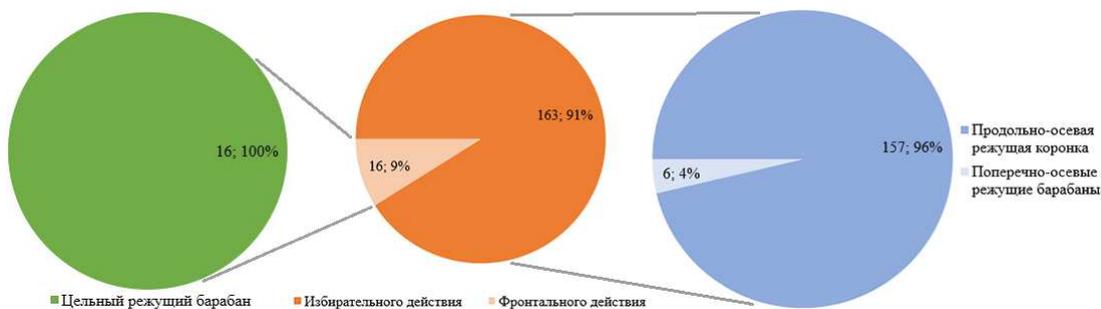


Рис. 1. Процентное соотношение проходческих комбайнов по способу обработки забоя и типу исполнительного органа

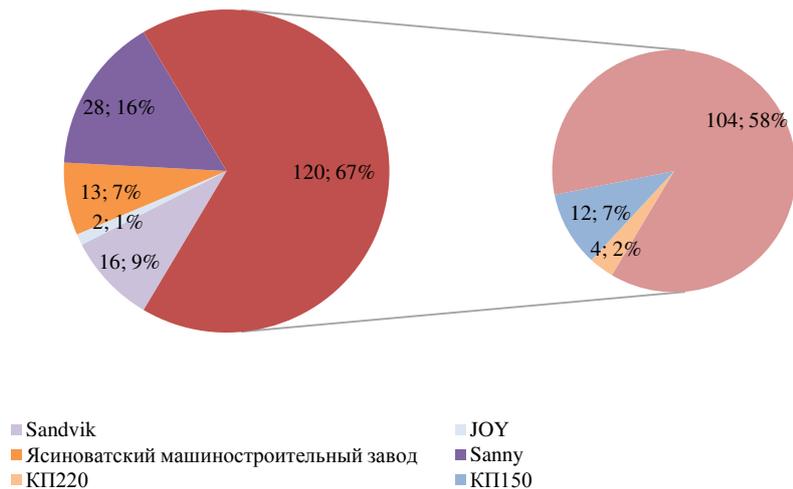


Рис. 2. Процентное соотношение проходческих комбайнов по заводу изготовителю

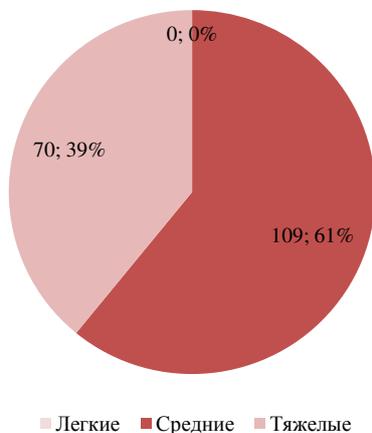


Рис. 3. Процентное соотношение проходческих комбайнов по массе

Таким образом, можно сделать вывод.

Лидерами по использованию на угольных шахтах Кузбасса пока остаются отечественные комбайны производства Копейского машиностроительного завода, их доля составляет 67 %, из которых на КП21 приходится 58 %. Эти комбайны оснащаются исполнительными органами избирательного действия с продольно-осевой коронкой.

На втором месте идут комбайны Sanny EBZ200, 260 (Китай), составляя около 16 % парка проходческих комбайнов Кузбасса.

В целом комбайнов избирательного действия около 91 %, из которых более 96 % с продольно-осевой режущей коронкой.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Министерство угольной промышленности Кузбасса: официальный сайт. – Кемерово. – URL: <https://mupk42.ru/ru/industry/> (дата обращения: 14.02.2024). – Текст: электронный.
2. ТЭК России сегодня и завтра: итоги и задачи. – Текст: электронный // Энергетическая политика. Общественно-деловой научный журнал. – 2024. - №1 (192). – С. 6-14. – URL: <https://energypolicy.ru/tek-rossii-segodnya-i-zavtra-itogi-i-zadachi/business/2024/12/25/> (дата обращения: 14.02.2024).
3. Комбайн проходческий КП21. Руководство по эксплуатации КП21.00.00.000 РЭ1: [сайт]. – URL: https://www.zinref.ru/000_uchebniki/01701gornoe_delo/004_00_00_kombain_kp_21_rukovodstvo/000.htm (дата обращения: 15.02.2024). – Текст: электронный.
4. ШахтСтрой. Горно-Шахтное оборудование. Комбайн проходческий КП150: [сайт]. – URL: <https://rudf.ru/oborudovanie/shaht-kombain/kp150> (дата обращения 15.02.2024). – Текст: электронный.
5. ШахтСтрой. Горно-Шахтное оборудование. Комбайн проходческий КП220: [сайт]. – URL: <https://rudf.ru/oborudovanie/shaht-kombain/kp220> (дата обращения 15.02.2024). – Текст: электронный.
6. SANDVIK. SANDVIK MB670-1. Проходческий комбайн типа Bolter Miner: [сайт]. – URL: https://giab-online.ru/files/Prohodcheskiy_kombayn_Sandvik_MB670-1.pdf (дата обращения 15.02.2024). – Текст: электронный.
7. SANDVIK Roadheader MR340, MR360: [сайт]. – URL: <https://vdocuments.mx/sandvik-roadheader-mr340-mr36-ntp-spraying-system-4-rotating-mechanical-seal.html?page=1> (дата обращения 15.02.2024). – Текст: электронный.
8. KOMATSU. 12CM Серия. JOY 12CM15: официальный сайт. – URL: <https://mining.komatsu.ru/product-details/joy-12cm15> (дата обращения 15.02.2024). – Текст: электронный.
9. Ясиноватский машиностроительный завод. КСП-35: официальный сайт. – URL: <https://ymzdn.ru/ksp-35-modifikatsiya-1/> (дата обращения 15.02.2024). – Текст: электронный.
10. Комбайн проходческий КСП-35: [сайт]. – URL: https://www.zinref.ru/000_uchebniki/01701gornoe_delo/026_kombajn-prohodcheskij-ksp-35/000.htm (дата обращения 15.02.2024). – Текст: электронный.
11. SANY. EBZ160: официальный сайт. – URL: https://www.sanyglobal.com/ru/product/mining_&_tunneling/roadheader/82/524/ (дата обращения 15.02.2024). – Текст: электронный.
12. Made-in-China. SANY EBZ160: официальный сайт. – URL: <https://sanygroup.en.made-in-china.com/product/cSXQeWyjLLpH/China-SANY-EBZ160-Road-Header-Efficient-Dust-Removal-for-Tunnel-Boring-Machine.html> (дата обращения 15.02.2024). – Текст: электронный.
13. SANY. EBZ200: официальный сайт. – URL: https://www.sanyglobal.com/ru/product/mining_&_tunneling/roadheader/82/700/ (дата обращения 15.02.2024). – Текст: электронный.
14. Made-in-China. SANY EBZ200: официальный сайт. – URL: <https://sanygroup.en.made-in-china.com/product/oSKnqmCvZzYL/China-SANY-EBZ200-Road-Header-Greatly-Saving-Oil-Injection-Time-for-Underground-Road-Header.html> (дата обращения 15.02.2024). – Текст: электронный.
15. SANY. EBZ260: официальный сайт. – URL: https://www.sanyglobal.com/ru/product/mining_&_tunneling/roadheader/82/702/ (дата обращения 15.02.2024). – Текст: электронный.
16. Проходка выработок с применением горных комбайнов: [сайт]. URL: <https://poznayka.org/s66281t1.html> (дата обращения 16.02.2024). – Текст: электронный.

УДК 622:658.562; 622.121; 622.142.1; 622.143.1

ОБ ОЦЕНКЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССА НАБОРА ГОРНОЙ МАССЫ КАРЬЕРНЫМИ ЭЛЕКТРИЧЕСКИМИ ЭКСКАВАТОРАМИ

В. Колпаков, студент, **Д.А. Шибанов**, канд. техн.наук, доцент
ФГБОУ ВО «Санкт-петербургский горный университет императрицы Екатерины II»,
г. Санкт-Петербург, Россия

В статье анализируется влияние качества подготовки забоя и горной массы существенным образом оказывающих непосредственное влияние на производительность и интенсивность расходования ресурса карьерных экскаваторов. В соответствии с ЕНВ критическими качественными показателями будут средневзвешенный размер куска горной массы и наличие негабаритов в забое, что в свою очередь является ключевым параметром в работе. Методика анализа в данной статье представляет собой сравнение эффективности эксплуатации экскаваторов, работающих в одном карьере, в зависимости от качества подготовки горной массы к выемке. По результатам проведенного эксперимента отмечается, что с ростом среднего размера куска наблюдается увеличение времени цикла экскавации. Определены среднеквадратичные отклонения и зоны устойчивой нагрузки приводов в зависимости от крупности куска горной породы после проведения БВР.

Ключевые слова: карьерный экскаватор, контрольные карты Шухарта, рабочий цикл экскаватора, оптимизация нагрузки, эффективность эксплуатации, график загрузки привода, коэффициент загрузки привода.

ON THE EVALUATION OF THE EFFICIENCY OF THE PROCESS OF ROCK MASS RECRUITMENT BY QUARRY ELECTRIC EXCAVATORS

V. Kolpakov, D.A. Shibanov

The article analyzes the impact of the quality of preparation of the face and rock mass, which significantly have a direct impact on the productivity and intensity of resource consumption of quarry excavators. In accordance with the EPA, the critical quality indicators will be the weighted average size of a piece of rock mass and the presence of oversized rocks in the face, which in turn is a key parameter in the work. The method of analysis in this article is a comparison of the efficiency of operation of excavators operating in the same quarry, depending on the quality of preparation of the rock mass for excavation. According to the results of the experiment, it is noted that with an increase in the average size of the piece, an increase in the excavation cycle time is observed. The standard deviations and stable load zones of the drives were determined depending on the size of the piece of rock after the BVR.

Keywords: quarry excavator, Schuhart control maps, excavator duty cycle, load optimization, operational efficiency, drive load schedule, drive load factor.

В фактических условиях эксплуатации непосредственное влияние на производительность и интенсивность расходования ресурса будет оказывать горно-геологические условия (рыхлая вскрыша, уголь, скальная вскрыша, железистые кварциты) и средний размер куска горной массы [1-4], являющийся одним из показателей качества подготовки горной массы взрывом.

На тренажерном комплексе карьерного электрического экскаватора проведено моделирование процессов экскавации [5]. Выемочно-погрузочные работы производилась экскаватором с объемом ковша 20 м³ в самосвал грузоподъемностью 220 т. Эксперимент проведен при изменении

средневзвешенного размера куска от 0,1 до 0,5 м. Результаты приведенного цикла экскавации на стадии набора горной массы представлены на рисунке 1.

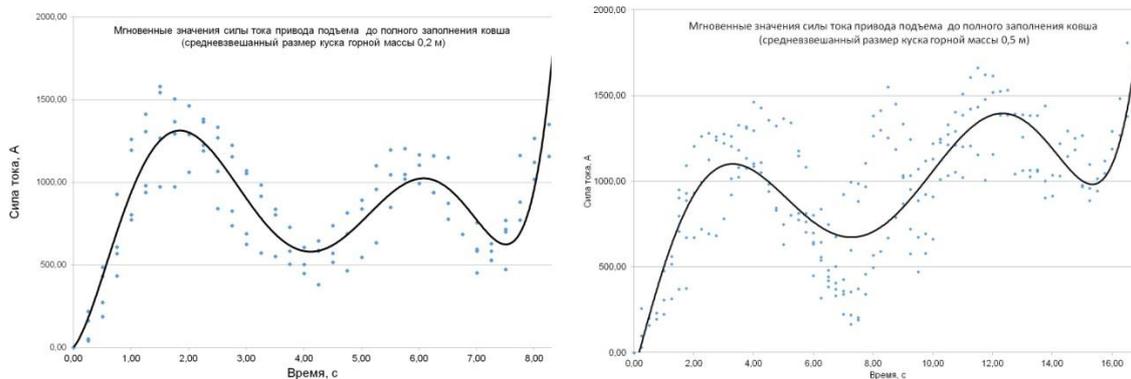


Рисунок 1 – Изменение силы тока привода подъема за время набора горной массы
а) при размере среднего куска 0,2 м; б) при размере среднего куска 0,5 м

По приведенному сравнению циклов можно отметить, что Увеличение размера куска приводит к увеличению времени цикла экскавации, влияющем на гранулометрический состав горной массы. При определении базового цикла с крупностью в 0,2 процента, данная зависимость проявляется следующим образом:

- при переходе от 0,2 м к 0,5 м среднее время цикла возрастает на 20,7 %;
- при переходе от 0,2 м к 0,3 м среднее время цикла возрастает на 5,6 %.

Наблюдается не только значительный рост эффективной разницы, определенной за время погрузки одного автосамосвала, но и отклонение в пиковых нагрузках, приводящих к повышенному расходу, как электроэнергии, так и ресурса отдельных узлов и всей машины в целом. При этом сохраняется сдвиг во времени каждого единично рассматриваемого последующего цикла экскавации. Увеличение времени цикла приводит к уменьшению производительности машины, и как следствие горного предприятия в целом.

Для оценки нагрузки на рабочее оборудование экскаватора по статистическим данным значений силы тока на приводе подъема предлагается использовать метод карт Шухарта. Контрольная карта Шухарта представляет собой график значений характеристики подгруппы по номеру подгруппы и используется для оценки статистической управляемости процесса. Для этой оценки часто используется среднее значение статистического показателя, вычисленное по данным измерений. В рассматриваемом в данной статье эксперименте были определены значения границ регулирования плотности распределения мгновенных значений тока и как следствие параметры устойчивой граничной зоны работы привода подъема (рисунок 2).

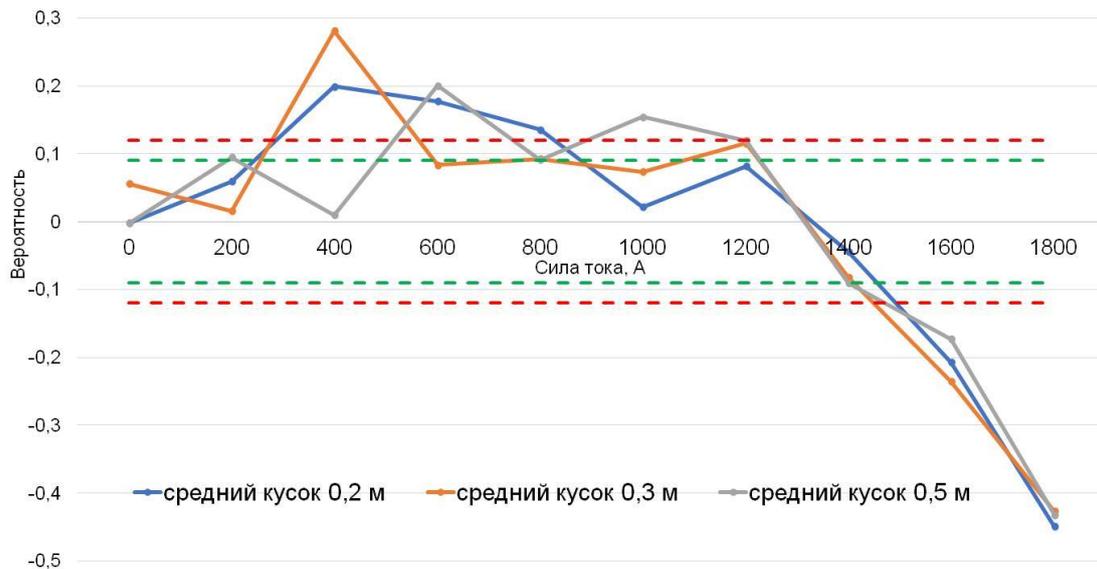


Рисунок 2 – Контрольная карта Шухарта для циклов экскавации (стадия набора горной массы) со средневзвешенным размером куска 0,2 м, 0,3 м и 0,5 м

Были определены среднеквадратичные отклонения и зоны устойчивой нагрузки приводов в зависимости от крупности куска горной породы после проведения БВР. Так наглядно можно отметить, что с увеличением средневзвешенного размера куска количество точек, попадающих в диапазон устойчивой работы привода, уменьшается. Таким образом, основываясь на мониторинге нагрузки приводов, данный метод позволяет контролировать показатели работы машины по нагрузке привода и использовать эти данные для оптимизации процессов горного производства, а также организации мероприятий по поддержанию работоспособного состояния оборудования посредством корректировки графика технического обслуживания оборудования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Очилев У.Ф., Равшанова Ш.А. Теоретические исследования механизма дробления скальных горных пород при взрывании высоких уступов / У.Ф. Очилев, Ш.А. Равшанова // Известия вузов. Горный журнал. – № 3. – 2017. – С. 38-44 – EDN YLYLSL.
2. Бураков А.М., Панишев С.В., Алькова Е.Л., Хосоев Д.В. Опыт применения гидравлических экскаваторов в сложных горно-геологических и климатических условиях. Горная промышленность. 2022;(2):90–96
3. Симонов, П. С. Особенности определения размера среднего куска и выхода негабарита при взрывных работах на карьерах / П. С. Симонов // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2017. – № 4. – С. 320-327 – EDN YJUCZT.
4. Крюков, Г. М. Степень дробления и выход негабарита при взрывном рыхлении горных пород на карьерах / Г. М. Крюков, М. И. Докутович, С. Н. Жаровонко // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2011. – № 5. – С. 347-351 – EDN ONBOCZ.
5. Шибанов Д. А., Иванов С. Л., Шешукова Е. И., Недашковская Е. С. Эффективность функционирования карьерного экскаватора, как эргатической системы // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2023. – № 11-1. – С. 144–158. DOI: 10.25018/0236_1493_2023_111_0_144.

УДК 621.6-52

РАЦИОНАЛЬНЫЕ АЛГОРИТМЫ УПРАВЛЕНИЯ СИСТЕМОЙ ПРОИЗВОДСТВА СЖАТОГО ВОЗДУХА

В. Ф. Копачев, Е. А. Копачева

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ

Рассмотрены новые решения по рациональному управлению совместной работы турбоагрегатов компрессорной станции. Предложен алгоритм управления системой производства сжатого воздуха, позволяющий при минимальных затратах обеспечить необходимое качество и количество сжатого воздуха на предприятии. Предлагаемые решения позволяют управлять выработкой воздуха компрессорной станцией с глубиной регулирования более 40 %. Также предлагаемый алгоритм позволяет определять непроизводительные потери воздуха, повышая эффективность эксплуатации воздухопроводных систем.

Ключевые слова: компрессорная станция, управление, алгоритм, сжатый воздух, математическая модель.

RATIONAL ALGORITHMS FOR CONTROL OF COMPRESSED AIR PRODUCTION SYSTEM

V. F. Kopachev, E. A. Kopacheva

New solutions for the rational management of the joint operation of turbine units of a compressor station are considered. An algorithm has been proposed for controlling the compressed air production system, which makes it possible to ensure the required quality and quantity of compressed air at the enterprise at minimal cost. The proposed solutions make it possible to control the air production of a compressor station with a control depth of more than 40 %. Also, the proposed algorithm makes it possible to determine unproductive air losses, increasing the operating efficiency of air duct systems.

Keywords: compressor station, control, algorithm, compressed air, mathematical model.

Для повышения эффективности использования энергии сжатого воздуха на горнорудных предприятиях необходимо решать задачи, связанные с оптимизацией работы компрессорных установок, а именно – обеспечение производства сжатым воздухом необходимого качества при минимальных затратах на его производство и транспортирование [1].

Для успешной реализации функционирования системы производства сжатого воздуха в условиях реального производственного процесса составим алгоритм управления данной системой. Ключевыми параметрами для построения алгоритма управления будут: функциональный нелинейный метод регулирования давления на выходе из компрессорной станции (КС) для компенсации большой инерционности, вызванной аккумулирующими свойствами воздухопроводной сети, оперирующей с математической моделью производства сжатого воздуха на КС; параметрический метод экспертных оценок оператора, как инструмент человеко-машинной системы взаимодействия, позволяющий использовать в процессе выработки управляющих воздействий опыт человека-оператора [2].

В концептуальную модель реализации алгоритма совместной работы КС, воздухопроводной сети и потребителей сжатого воздуха закладываются следующие расчётные данные: параметры окружающей среды (температура, атмосферное давление, влажность); параметр, определяющий режим

работы КС (потребляемая мощность, давление на выходе, КПД), искомые выходные параметры по давлению и расходу КС в первом приближении.

Решение систем нелинейных уравнений, входящих в математическую модель КС, производится методом Лавенберга-Марквардта, путем использования специальных математических продуктов (MathCad и Matlab) [3, 4].

В целом, алгоритм управления КС должен обеспечивать:

- постоянство давления в сборном коллекторе при переменном расходе, обусловленным режимом работы потребителей;
- минимальные значения переходных процессов при технологическом включении и отключении турбоагрегатов (ТА) и изменении расхода потребителей;
- оперативное обнаружение непроизводительного расхода воздуха (утечек) с выдачей необходимых управляющих воздействий;
- выдача управляющих воздействий оперативному персоналу, для выполнения необходимых переключений в системе;
- обеспечение работы КС с максимальным значением КПД во всех временных промежутках;
- обеспечение безопасности течения технологического процесса.

Все эти требования реализованы в алгоритме управления КС, приведенном на рисунке 1.

Реализуется алгоритм в рамках 24 часового рабочего графика работы компрессорной станции. Исходными параметрами для использования данного алгоритма являются следующие параметры: суточный график потребления сжатого воздуха, газодинамические характеристики ТА, газодинамические характеристики КС для случаев совместной работы двух, трех, четырех, пяти ТА, газодинамическая характеристика воздухопроводной сети, математические модели совместной динамической работы КС, воздухопроводной сети и потребителей сжатого воздуха.

Для достоверных расчетов необходимых параметров системы дополнительно считываются данные с датчиков давления, температуры, влажности и расхода воздуха, которые используются в математических моделях совместной работы КС, ВС и потребителей сжатого воздуха.

Программная часть алгоритма рассчитывает прогнозные параметры КС с шагом дискретизации 1 с и сравнивает полученные параметры с текущими значениями давления и расхода КС.

При наличии отклонений в системе по каналу «давление» («расход») в пределах допустимой нормы, определенной заранее по параметрическим признакам элементов рассматриваемой системы, вырабатываются необходимые управляющие воздействия, которые заключаются либо в регулировании привода ТА, либо в управлении дроссельной заслонкой на всасывающем трубопроводе, либо в ступенчатом управлении методом включения или отключения ТА.

Если в системе расчетные параметры значительно отличаются от фактических параметров, регистрируемых в системе, то в этом случае наблюда-

ется нарушение режимов работы технологической цепочки, и алгоритмом предусматривается оперативное информирование обслуживающего персонала и руководство энергослужбы предприятия для принятия решений по определению и локализации ненормируемых потерь сжатого воздуха в пневмосистеме.

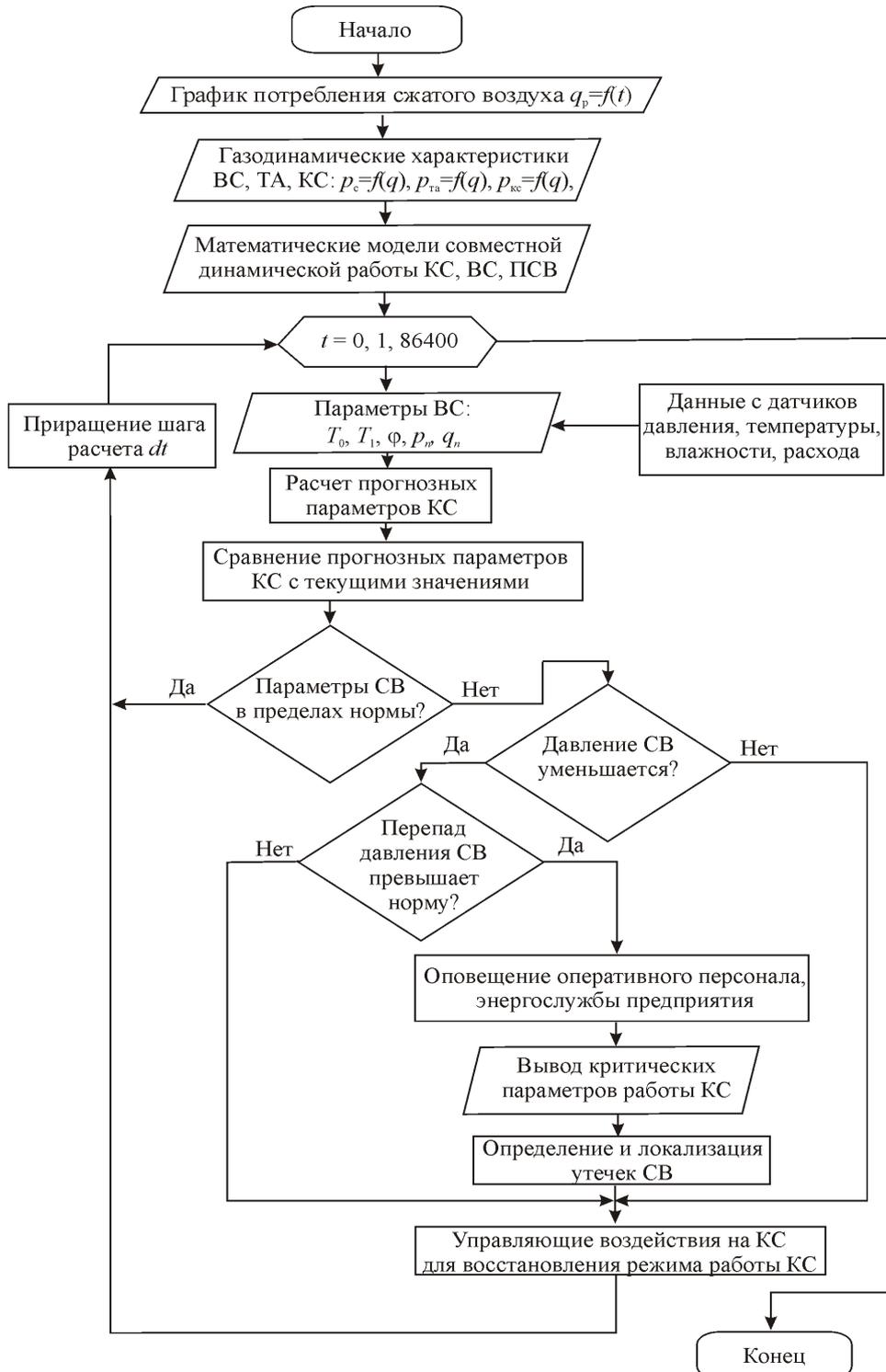


Рисунок 1. Алгоритм управления системой производства сжатого воздуха: ВС – воздухопроводная сеть, ТА – турбоагрегат, КС – компрессорная станция, СВ – сжатый воздух, ПСВ – потребители сжатого воздуха

Одним из возможных реализуемых способов управления работой компрессорных станций по каналу «давление в коллекторе компрессорной станции» может быть реализовано изменением числа работающих ТА на компрессорных станциях. Данный параметр закладывается в алгоритм управления компрессорной станцией и реализуется, на первом этапе, в модели работы компрессорной станции, реализованной в программной среде Simulink. Для системы, состоящей из пяти ТА, работающих на параллельную работу, глубина регулирования по производительности составляет 41 %. Данный показатель демонстрирует достаточно широкие диапазоны работы КС и может обеспечить экономичные режимы эксплуатации станции при изменении режимов работы пневмопотребителей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гендлер С. Г., Копачев В. Ф., Ковшов С. В. (2022) Мониторинг потерь сжатого воздуха в разветвленных воздухопроводных сетях горных предприятий. Записки Горного института. Том 253. С. 3-11. DOI: 10.31897/PMI.2022.8
2. Слободчиков К. Ю. Алгоритмы управления режимом компрессорного цеха в распределенной структуре программного регулятора // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2009. Т. 3. № 3 (39) С. 30-37.
3. Макаров Е. Инженерные расчеты в Mathcad 15. СПб.: Питер, 2011. 400 с.
4. Полковникова Н. А. Научные и инженерные расчеты в среде Matlab. М.: МОРК-нига. 2019. 143 с.

УДК 622.331(09)

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ СПОСОБ ДОБЫЧИ ТОРФА В РОССИИ

Л.В. Копенкина, доцент

ФГБОУ ВО «Тверской государственный технический университет», г. Тверь, РФ

Представлена суть гидравлического способа добычи торфа, значение его на этапе становления торфяной отрасли после принятия плана ГОЭЛРО, сыгравшего ключевую роль в развитии электрификации страны и в связи с этим повышением значимости торфа как топлива для электростанций. Это способствовало созданию торфяной промышленности в стране, развитию механизации добычи и переработки торфяного сырья, научных исследований и образования в области торфяного дела.

Ключевые слова: гидравлический способ добычи торфа, механизация, топливный баланс, обезвоживание гидромассы.

HYDRAULIC METHOD OF PEAT EXTRACTION IN RUSSIA

Lyubov Vladimirovna Kopenkina

The article presents the essence of the hydraulic method of peat extraction, its importance at the stage of formation of the peat industry after the adoption of the GOELRO plan, which played a key role in the development of electrification of the country and in connection with this increasing the importance of peat as a fuel for power plants. This contributed to the creation of the peat industry in the country, the development of mechanization of the extraction and processing of peat raw materials, scientific research and education in the field of peat.

Keywords: hydraulic method of peat extraction, mechanization, fuel balance, dehydration of hydro-mass.

Одним из достижений инженерного и научного творчества в торфяном деле был гидравлический способ добычи торфа, изобретенный русскими инженерами Р.Э. Классоном и В.Д. Кирпичниковым.

Гидроторф сыграл важную роль в становлении торфяной промышленности в связи с осуществлением плана электрификации России (ГОЭЛРО), предусматривавшего полную реконструкцию топливного баланса страны за счет широкого вовлечения в него местного топлива, в частности торфа. По этому плану доля торфа среди других ресурсов составляла 10,8%, плановая мощность электростанций 190 МВт. По заданию плана ГОЭЛРО был намечен рост добычи торфа с 1,4 млн. т (1920) до 16,4 млн. т, к 1935 г. – 18,5 млн. т [1]. Благодаря поддержке В.И. Ленина, программа промышленного внедрения гидроторфа была реализована в кратчайшие сроки [2]. 30 октября 1920 г. вышло Постановление Совета народных комиссаров о гидравлическом способе добычи торфа. Президиум ВСНХ организовал при Главторфе Управление по делам гидроторфа (Гидроторф), ответственным руководителем которого стал Р.Э. Классон, его заместителем В.Д. Кирпичников.

Впервые водяная струя для разрушения торфяной залежи была применена Р.Э. Классоном в 1914 г. [3]. В 1917 году была подписана заявка, а в 1924 г. был выдан патент №13 на насос для перекачки разжиженного торфа (торфосос) изобретателям Р.Э. Классону и В.Д. Кирпичникову. В

1924 г. тем же изобретателям был выдан патент №206 (по заявке от 1917 г.) на гидравлический способ добычи торфа.

Технологический процесс добычи торфа гидравлическим способом включал: размыв торфяной залежи с влажностью торфа 89–92% струей воды высокого давления (1-2 МПа), при котором торф превращался в гидромассу с влажностью 95–97%; транспортирование гидромассы по трубам на поля разлива и распределение слоем 200-400 мм; обезвоживание гидромассы за счет фильтрации в подстилающий грунт (удаление до 55% воды) и испарение (удаление до 25% воды), доведение ее до пластичного состояния, при котором осуществлялось формование кирпичей самоходными формующими гусеницами; сушку кирпичей до уборочной влажности 45–40%; механизированную уборку воздушно-сухого торфа в штабели [4].

В январе 1923 г. Совет труда и Оборона признал, что гидравлический способ добычи торфа вышел из стадии опытов, принял промышленный характер и привел к большим достижениям в деле механизации торфодобычи [5]. Было начато строительство торфяных районных электростанций в Нижнем Новгороде, Иваново-Вознесенске, Петрограде, Шатуре и Твери. Также строились промышленные котельные и газогенераторные станции на торфе при предприятиях тяжелого машиностроения, текстильных, стекольных и других.

Кроме того, в 1920-е гг. в Инсторфе были начаты научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы в области искусственного обезвоживания гидромассы, превращения ее в пылевидное состояние, брикетирования, сушки, топочного оборудования.

В первой книге «Гидроторф», выпущенной в середине 1923 года, основательно разбиралась сезонная добыча торфа гидравлическим способом. Искусственное обезвоживание и облагораживание торфа были намечены и сформулированы в самых общих чертах.

Вторая книга Гидроторфа (1927 год) являлась продолжением первой книги. «За 4 года дело Гидроторфа широко развернулось как количественно, так и качественно; настоящая книга Гидроторфа подводит итоги этого развития и является в этом смысле отчетной. Теперь дело Гидроторфа разделяется на шесть отдельных самостоятельных задач крупнейшего масштаба и значения: 1) Сезонная добыча торфа гидравлическим способом; 2) Искусственное обезвоживание торфа; 3) Сухая перегонка и газификация активированного гидроторфа с использованием получающейся смолы; 4) Брикетирование торфа; 5) Коксование гидроторфа; 6) Превращение торфа в пылевидное топливо» (книга «Гидроторф», 1927 [3]).

Работами по искусственному обезвоживанию торфяной гидромассы руководил химик Г.Л. Стадников. В лаборатории Гидроторфа он изучал коагулирующее воздействие на торф коллоидального раствора гидроокиси железа, а также разнообразных электролитов [3]. Эти исследования способствовали выяснению коллоидной природы торфа и привели к методу коагуляции торфа для искусственного его обезвоживания. Этот метод был

применен на опытном заводе искусственного обезвоживания гидроторфа [6]. Коагулированный торф обезвоживается сначала фильтрованием без давления в сетчатом барабане до влажности 95,25-95,5%. Дальше торф обезвоживается на вакуум-фильтре до влажности 85,5%. В таком виде торф разрывается на мелкие кусочки, опыливается и отжимается в гидравлическом прессе до влажности 63-60%. Но, как пишет Стадников [7], Гидроторфу не суждено было проверить на опыте последнее решение.

В области тепловой сушки и размола торфа, транспорта и сжигания порошка большая работа была проделана Б.В. Мокршанским [3].

На торфяном факультете в Московской горной академии с 1928 г. И.Н. Глыбовский (1883-1944) читал курс «Машины гидроторфа», позднее в Московском торфяном институте. Глыбовский создал уникальную лабораторию гидроторфа. В Московском торфяном институте была создана кафедра гидромеханизации., заведующим которой в 1943 г. стал Глыбовский И.Н. он также был автором учебного пособия «Машины гидроторфа» (1933, 1937).

Также были выпущены учебники по гидроторфу [8-11].

За годы первых пятилеток резко возросла добыча гидроторфа. В 1927 г. этим способом было добыто 0,5 млн. т, в 1933 г. – 3,4 млн. т, в 1940 г. – около 9 млн. т. С увеличением объема добычи гидроторфа непрерывно совершенствовались машины всех этапов технологии гидроторфа.

Большой и трудной оказалась проблема сжигания торфа. В 1921 г. Т.Ф. Макарьев провел удачные опыты по сжиганию кускового торфа в шахтно-цепных топках с предварительной подсушкой, решив задачу рационального сжигания торфа. К декабрю 1925 г. завершилось строительство первой очереди Шатурской ГРЭС, установлено шесть котлов и две турбины по 16 МВт. В 1927 г. заработал третий турбогенератор, в 1929 г. – еще два турбогенератора по 44 МВт и шесть новых котлов. Мощность станции достигла 180 МВт. Станция улучшила снабжение электроэнергией Москвы и Московской области.

В годы Великой Отечественной войны на гидроторф приходилось 59–65% от всей добычи торфа на предприятиях Народного комиссариата электростанций СССР (НКЭС).

По гидравлическому способу добычи торфа был защищен ряд диссертационных работ – «Движение гидромассы по трубам и расчет массопроводов гидроторфа» (Петренко Ф.Ф., 1943), «Пластично-вязкие свойства торфяной гидромассы» (Кулаков Н.Н., 1944), «К вопросу расчета массопроводов гидроторфа» (Сипкин М.А., 1947), «Расчет течения по трубам торфяной массы с переменной вязкостью и пластичностью» (Щипанов П.К., 1947), «К вопросу изучения водяной струи как основного орудия гидроторфа» (Рапиовец И.Л., 1948), «Потери мощности в торфонасосах на трение рабочего колеса о гидромассу» (Горячев Н.Н., 1949), «Изучение износа транзитных массопроводов гидроторфа» (Беззубов Н.Д., 1950), «Исследование процесса сгущения торфяной гидромассы в отстойных бассей-

нах и изучение свойств осадка» (Власов В.П., 1951), «К вопросу об улучшении технологии гидроторфа» (Кириодчев А.М., 1951), «Механизация перемещения массопроводных труб на разливе гидроторфа» (Кужман Г.И., 1951), «Исследование переработки торфяной гидромассы в размельчителе» (Рогаткин Н.С., 1952), «Исследование влияния выходного угла наклона и угла охвата лопаток рабочего колеса торфососа на его характеристику» (Цуркан А.Г., 1953), «Разлив торфяной гидромассы без картонных труб по передвижным магистральным массопроводам» (Никифоров В.А., 1955).

Создание техники и технологии гидравлического способа добычи торфа является важным российским инженерным наследием.

Внедрение гидроторфа решило проблему механизации добычи торфа на пнистых торфяных залежах, обеспечило снабжение торфом тепловые электростанции в сложные периоды топливного кризиса в стране, вызвало развитие новых направлений в изучении природы торфа, искусственного обезвоживания торфа, его сушки и брикетирования, также способствовало развитию гидромеханизации в стране.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. План электрификации РСФСР: доклад VIII съезду Советов Государственной комиссии по электрификации России. 2-е издание. М.: Гос. изд. полит. лит., 1955. 660 с.
2. Баусин А.Ф. Торф и электрификация (К 25-летию плана ГОЭЛРО)// Торфяная промышленность. 1945. № 6. С. 1–4.
3. Гидроторф. Кн. 2. / Ред. И.И. Радченко, В.Д. Кирпичников, Г.Л. Стадников. М.: Изд. Научно-техн. Управл. ВСНХ СССР, 1927. 490 с.
4. Брагин Н.А. Гидравлический способ добычи торфа (гидроторф) / Сб. 40 лет торфяной промышленности СССР. М.-Л.: Госэнергоиздат, 1957. С. 85–100.
5. ЦГАНХ, ф. 758, оп. 1, д. 891, л.454.
6. Стадников Г.Л. Развитие химии и химической технологии торфа за последние 10 лет // Торфяное дело, 1927. №11. С. 293-298.
7. Стадников Г.Л. Химия торфа. М.-Л.: Госхимтехиздат, 1932. 180 с.
8. Ефимов П.Н. Гидроторф. М.-Л.: ОНТИ, 1935. 156 с.
9. Веллер М.А. Гидроторф. М.-Л.: ОНТИ, 1936. 380 с.
10. Веллер М.А. Технология гидроторфа. М.-Л.: ГЭИ, 1948. 480 с.
11. Гидроторф / Под ред. М.А. Веллера. М.-Л.: ГЭИ, 1956. 352 с.

УДК 622.6-83

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ПРОХОДЧЕСКО-ОЧИСТНОГО КОМБАЙНА ПРИ НЕПОЛНОМ СЕЧЕНИИ ЗАБОЯ

В. Д. Куоза

ФГАОУ ВО «Пермский национальный исследовательский политехнический университет», Пермь, Россия

Представлены зависимости количества резцов в контакте с горным массивом от высоты подрубки неполного сечения забоя. Показана необходимость учета общей зоны разрушения двух исполнительных органов проходческо-очистного комбайна. Определены задачи дальнейших исследований в области определения действующих нагрузок в режиме подрубки.

Ключевые слова: Проходческо-очистной комбайн, Урал-20Р, режим подрубки, математическая модель.

MODELING OF ROADHEADER OPERATION IN UNDERCUTTING MODE

V.D. Kuoza

The paper presents the dependences of the number of cutters in contact with the rock mass when a roadheader in the undercutting mode. The necessity of considering the common fracture zone of two actuators is shown. The tasks of further research in the field of determining the acting loads in the undercutting mode are defined.

Keywords: Borer miner, Ural-20R, undercutting mode, mathematical model.

Отработка Верхнекамского калийного месторождения калийных солей предусматривает работу проходческо-очистных комбайнов в режиме неполного сечения забоя (рис. 1) [1]. Работа комбайна в такой режиме оказывает значительные динамические нагрузки на приводные системы исполнительных органов, что приводит к повышенному износу рабочих узлов и преждевременному выходу их из строя [2].

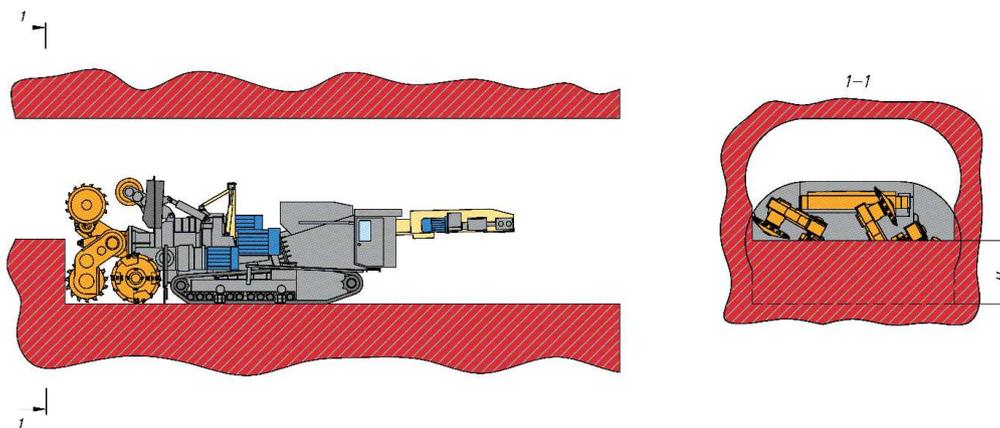


Рис. 1. Режим неполного сечения забоя

Математическое описание взаимодействия породоразрушающего исполнительного органа проходческо-очистного комбайна с калийным массивом в режиме подрубки пласта является важной теоретической задачей для повышения эффективности и долговечности рабочего оборудования [3].

Добычные машины, используемые в условиях Верхнекамского месторождения, оснащены планетарно-дисковым исполнительным органом, который представляет собой рукоять с парой резовых дисков, установленных перпендикулярно забоя. Разрушение горного массива происходит за счет относительного вращения резовых дисков вокруг своей оси и переносного вращения исполнительного органа.

Нагрузка на приводную систему исполнительного органа прямо пропорциональна количеству резов, взаимодействующих с массивом. При работе комбайна в режиме неполного сечения забоя количество резов, контактирующих с забоем, постоянно изменяется за счет переносного вращения исполнительного органа. Расчетные схемы взаимодействия планетарно-дискового исполнительного органа в калийном массиве представлены на рис. 2.

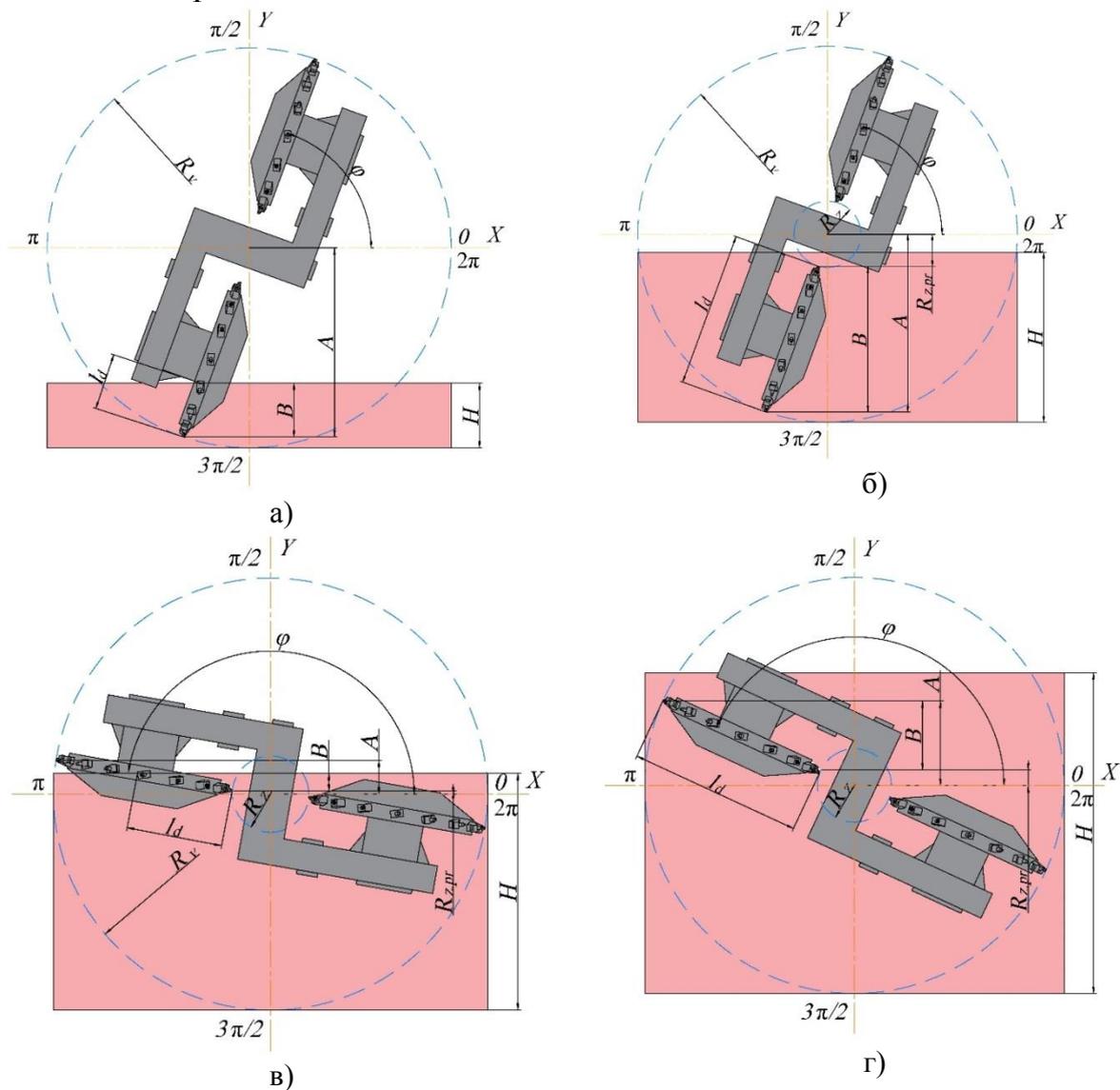


Рис. 2. Расчетные схемы взаимодействия планетарно-дискового исполнительного органа в калийном массивом:

- а) при $H < R_v$ и $H < 2R_d$; б) при $H < R_v$ и $H \geq 2R_d$;
- в) при $H \geq R_v$ и $H \leq R_v + A$; г) при $H > R_v$ и $H > R_v + A$

Количество резцов, находящихся в контакте с горным массивом, определяется высотой подрубki H и углом поворота планетарного исполнительного органа φ . На рис. 3 приведена зависимость количества резцов, контактирующих с горным массивом, для самого распространенного проходческо-очистного комбайна Урал-20Р [4].

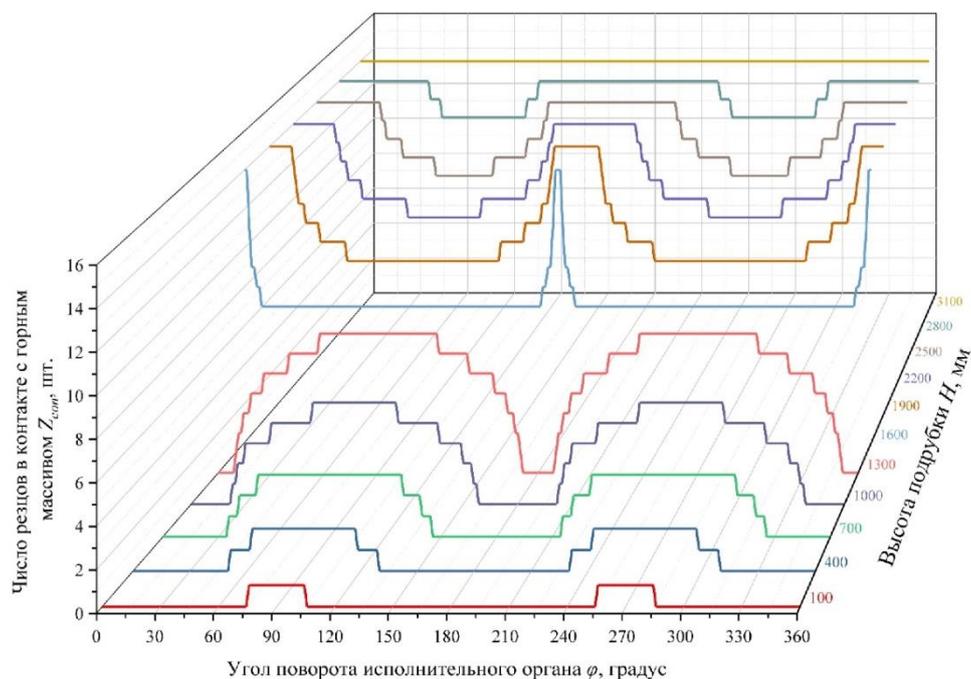


Рис. 3. Количество резцов в контакте с горным массивом

Для более точного учета действующих нагрузок, необходимо учитывать наличие общей зоны разрушения двух планетарно-дисковых исполнительных органов (рис. 4).

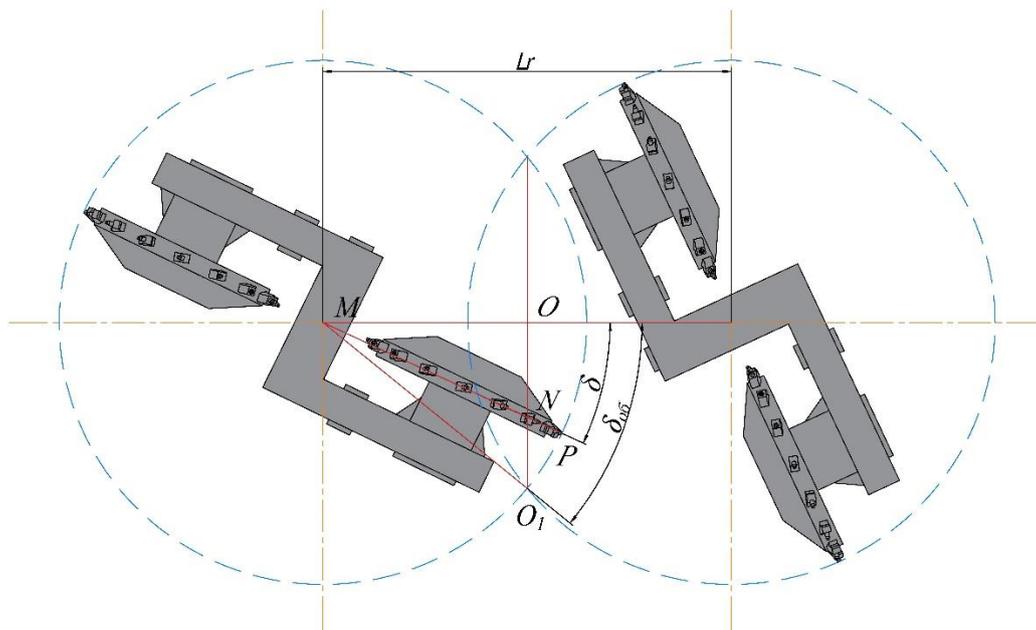


Рис. 4. Общая зона разрушения двух планетарно-дисковых исполнительных органов

Длина окружности L_d проекции резцового диска NP определяет количество резцов, не участвующих в процессе резания массива. Тогда количество резцов в общей зоне разрушения двух планетарно-дисковым исполнительных органа определится выражением:

$$Z_{об} = \frac{L_d}{L_{рез}},$$

где $L_{рез}$ – расстояние между двумя соседними резцами диска, мм.

В дальнейших исследованиях необходимо провести испытания проходческо-очистных комбайнов в реальных условиях эксплуатации при различной высоте подрубки. Основываясь на выявленных зависимостях построить теоретическую модель нагруженности приводной системы и провести сравнительный анализ теоретических и экспериментальных результатов.

Выводы. Разработанная математическая модель определения числа резцов, контактирующих с горным массивом, и учет общей зоны разрушения двух планетарно-дисковых исполнительных органов может быть использована для определения действующих нагрузок на приводную систему породоразрушающего органа в режиме неполного сечения забоя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Проходческо-очистные комбайновые комплексы калийных рудников: учеб. пособие для машинистов горн. выемоч. машин. Ч.2/ сост., Б.В. Васильев [и др.]. – Пермь: ЗАО «НИПО» ПГТУ, 1999. – 425 с.
2. Трифанов М. Г. Оценка нагруженности приводов проходческо-очистных комбайнов «Урал-20Р» для выбора технически обоснованных режимов работы в реальных условиях эксплуатации: дис. ... канд. Техн. наук: 05.05.06 / Трифанов Михаил Геннадьевич. – Екатеринбург, 2018. – 164 с.
3. Куоза В. Д. Режимы работы добычных комбайнов калийных рудников // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности. Сборник трудов XXI Международной научно-технической конференции, проведенной в рамках Уральской горнопромышленной декады. / под ред. Ю.А. Лагуновой. - Екатеринбург: Изд-во Урал. гос. гор. ун-та., 2024. - с. 58-61.
4. Трифанов Г.Д., Куоза В.Д. Взаимодействие планетарно-дискового органа горного комбайна с массивом в режиме подрубки пласта // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. 2023. № 6. С. 50-59.

УДК 622.232

РАЗРАБОТКА ЭЛЕКТРОИЗМЕРИТЕЛЬНОЙ СХЕМЫ ДЛЯ ПОДКЛЮЧЕНИЯ КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНОЙ АППАРАТУРЫ ГИДРОМОЛОТА ВКП.250

К.Б. Кызыров¹, проф., А.А. Митусов², проф., О.С. Решетникова¹, ст. преп.

¹Карагандинский технический университет имени Абылкаса Сагинова, г. Караганда, Казахстан

²Алтайский государственный технический университет им. И.И.Ползунова, г.Барнаул, РФ

В статье приведено описание электроизмерительной схемы для подключения датчиков давления и расхода, разработанной с целью обработки и передачи результатов измерений на персональный компьютер, получаемых в процессе проведения испытаний гидромолота ВКП.250.

Ключевые слова: гидромолот, контрольно-измерительная аппаратура, аналого-цифровой преобразователь.

DEVELOPMENT OF AN ELECTRICAL CIRCUIT FOR CONNECTING CONTROL AND MEASURING EQUIPMENT OF THE VKP.250 HYDRAULIC HAMMER

K.B. Kyzyrov, A.A. Mitusov, O.S. Reshetnikova

The article provides a description of the electrical measuring circuit for connecting pressure and flow sensors, developed for the purpose of processing and transferring measurement results to a personal computer, obtained during testing of the VKP.250 hydraulic hammer.

Keywords: hydraulic hammer, control and measuring equipment, analog-to-digital converter.

При проведении испытаний опытного образца гидромолота ВКП.250, разработанного по грантовой теме «Создание и исследование гидравлического механизма ударного действия для производства горных и строительных работ» [1], является проверка его работоспособности при различных режимах питания и настройках регулирующих элементов, а также исследование процесса импульсного энергопреобразования с целью установления энергетических возможностей выбранных принципиальной и конструктивной схем. При испытаниях гидравлических ударных машин используются методы измерений, как визуальные, так и записывающие посредством осцилографирования, при этом в зависимости от условий испытаний последние проводятся по сокращенной или полной программе. Визуальные производятся посредством считывания показаний манометров, расходомера, секундомера. Записывающие сокращенные – измерения только параметров потоков жидкости: давлений и расходов в различных точках элементов гидромолота. Записывающие полные дополнительно включают измерения параметров движения бойка, что обеспечивает прямое определение результирующих фазовых характеристик рабочего цикла гидромолота [2]. Схема подключения контрольно-измерительной аппаратуры для измерения параметров гидромолота ВКП.250 представлена на рисунке 1, где точки подсоединения датчиков давления обозначены символами ДХ, ДР, ДГ, ДА, датчика расхода - Р.

Для регистрации изменения параметров рабочего цикла гидромолота было приобретено следующее контрольно-измерительно оборудование: 1)

для измерения давления манометры HANSA-FLEX-GMM63-400 (диапазон 0...400 бар) и датчики давления HANSA-FLEX-НКРТА200 (до 200 бар); 2) для измерения расхода датчик расхода НК 6226 300 (диапазон 15...300 л/мин, рабочее давление до 400 бар); 3) блок питания; 4) для измерения температуры рабочей жидкости термометр. Были разработаны прибор для обработки результатов измерений и их передачи и вывода на экран монитора и электроизмерительная схема подключения датчиков к системе управления гидромолота, блок-схема которой представлена на рисунке 2.

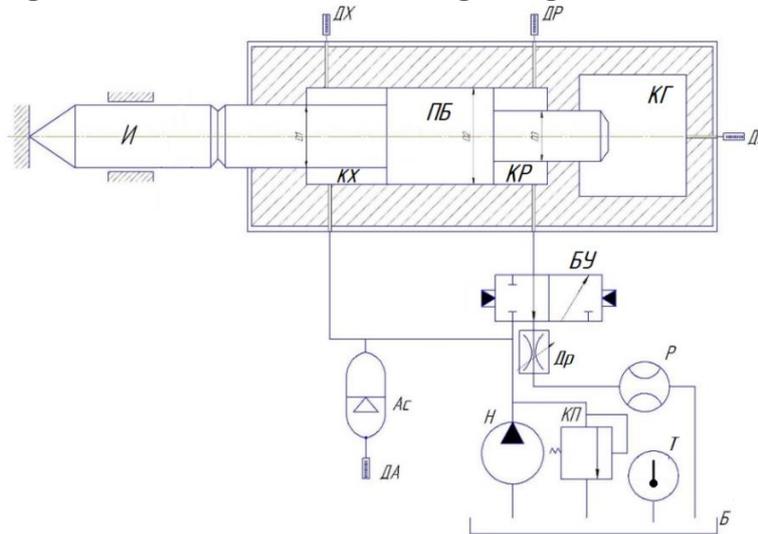


Рисунок 1 - Схема измерения параметров гидромолота ВКП.250

ДХ - датчик давления в камере холостого хода; ДР - датчик давления в камере рабочего хода; ДГ - датчик давления в газовой камере; ДА - датчик давления азота в сетевом аккумуляторе; Р - датчик расхода; ПБ - поршень-боек; КР - камера рабочего хода; КХ - камера холостого хода; КГ - газовая камера; И - инструмент; БУ - блок управления; Ас - сетевой аккумулятор; Др - дроссель; КП - предохранительный клапан; Н - насос; Т - термометр

Здесь ПК - персональный компьютер, необходимый для вывода амплитудных и временных параметров в реальном времени и записи их на жесткий диск компьютера; БП - блок питания, который является дополнительным источником электропитания датчиков давления энергией постоянного тока путём преобразования сетевого напряжения до 24В; ДД - датчики давления; ДР - датчик расхода; АЦП - аналого-цифровой преобразователь. Аналого-цифровой преобразователь (АЦП) встроенный в прибор, работает с микроконтроллером и принимает сигнал в аналоговом виде и преобразует его в цифровой для микроконтроллера, который в свою очередь подключается к ноутбуку и передает результаты измерений датчиков в цифровом виде. Аналоговый сигнал находится в диапазоне от 0 до 5 В (рисунок 3). У АЦП есть несколько режимов работы: 1) передача данных с четырех датчиков давления одновременно; 2) передача данных с датчиков давления и расхода одновременно; 3) передача данных только с датчика расхода.

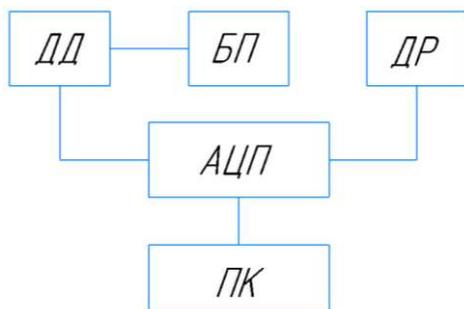


Рисунок 2- Блок-схема системы измерения гидравлических параметров



Рисунок 3 – Прибор для измерения давления и расхода в гидро- и пневмо-системах, разработанный на кафедре



Рисунок 4 – Визуализация данных измерений на экране:
1 – датчика расхода; 2 – датчика давления

На приборе имеется также дисплей, на котором отображаются результаты измерений в реальном времени. Для визуализации результатов измерений на экране ноутбука в реальном времени была установлена программа Serial Port Plotter. На этапе настройки и тарировки контрольно-измерительная аппаратура была установлена на стенд по электрогидроавтоматике фирмы «FESTO», что позволило проверить работоспособность датчиков, совместимость с другими устройствами. Пример обработки результатов измерений в виде цифровых сигналов приведен на рисунке 4. Таким образом, выполнив тарировку датчиков, можно приступить к проведению испытаний гидромолота ВКП.250.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Создание и исследование гидравлического механизма ударного действия для производства горных и строительных работ: отчет о НИР/КарГТУ: рук. К.Б. Кызыров. – Караганда, 2020. – 199 с. – № ГР 0118РК00681. – Инв. № 0220РК00903.
2. Кызыров К.Б., Решетникова О.С. Методика обработки результатов измерений параметров гидромолота ВКП.250 // Интеграция науки, образования и производства – основа реализации Плана нации (Сагиновские чтения №12): Материалы международ. науч. симп. / Караганда, КарГТУ, 2020. – С. 89-91.

УДК 624.44

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПРИНЦИПА ПРИРОДОПОДОБНОЙ СОРАЗМЕРНОСТИ В СОЗДАНИИ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ ДЛЯ АППАРАТОВ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

В.Н. Макаров¹, В.Н. Баландин², Н.В. Макаров¹, А.А. Арсланов¹, З.В. Бочаров¹
¹ ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ
² АО «Костанайские минералы», г. Костанай, Р. Казахстан

В статье установлено, что доминантой природоподобной соразмерности обтекания лопаток рабочего колеса вентилятора большой быстроходности является локальная диффузорность на её профиле. Разработана математическая модель определения циркуляции, интенсивности источников, управляющих коэффициентами природоподобной соразмерности с учетом локальной диффузорности. Методология позволяет на 70% увеличить коэффициент аэродинамического качества профиля лопатки рабочего колеса большой быстроходности, применяемых в аппаратах воздушного охлаждения.

Ключевые слова: Циркуляция, природоподобная соразмерность, профиль вентилятор, аппарат воздушного охлаждения.

THE USE OF THE PRINCIPLE OF NATURE-LIKE PROPORTIONALITY IN THE CREATION OF ENERGY-EFFICIENT FANS FOR AIR COOLING DEVICES

V.N. Makarov, V.N. Balandin, V.N. Makarov, A.A. Arslanov, Z.V. Bocharov

The article establishes that the dominant natural-like proportionality of the flow around the blades of the impeller of a high-speed fan is the local diffusivity on its profile. A mathematical model has been developed for determining the circulation and intensity of sources that control the coefficients of natural-like proportionality, taking into account local diffusivity. The methodology allows for a 70% increase in the coefficient of aerodynamic quality of the high-speed impeller blade profile used in air cooling devices.

Keywords: Circulation, nature-like proportionality, fan profile, air cooling unit.

В статье приведены результаты исследований по повышению аэродинамического качества профилей лопаток рабочего колеса вентиляторов для АВО в широком диапазоне изменения технологических параметров на основе принципа природоподобной соразмерности. Доказана экономическая целесообразность повышения аэродинамического качества профилей лопаток в широком диапазоне изменения технологических параметров. Установлено, что доминантой природоподобной соразмерности обтекания лопатки является отношение циркуляций скорости и ускорения потока. Определено, что природоподобная соразмерность позволяет очертить на профиле лопатки 2 зоны, оптимальное формирование которых повышает его аэродинамическое качество. Результаты исследований могут быть использованы при создании вентиляторов большой быстроходности.

В работе применена методика проектирования адаптивных профилей с высоким аэродинамическим качеством в широком диапазоне углов атаки для лопаток рабочего колеса вентилятора с использованием коэффициента природоподобной соразмерности, определяющего в качестве доминанты

управления природоподобием процесса преобразование механической энергии во внутреннюю энергию воздушного потока соотношение между циркуляциями скорости и ускорения потока вокруг профилей лопаток его рабочего колеса [1].

Для построения математической модели реализации принципа природоподобной соразмерности в аэродинамике взаимодействия потока воздуха с профилями лопаток рабочего колеса, на которых расположены источники, в работе использовалась модификация метода конформного отображения [2]. Набегающий поток зададим комплексным вектором скорости V_∞ , образующим с осью O_zx , угол θ_∞ . Физическая плоскость течения D_z имеет вырез в форме профиля лопатки по контуру K , что делает её двухсвязной.

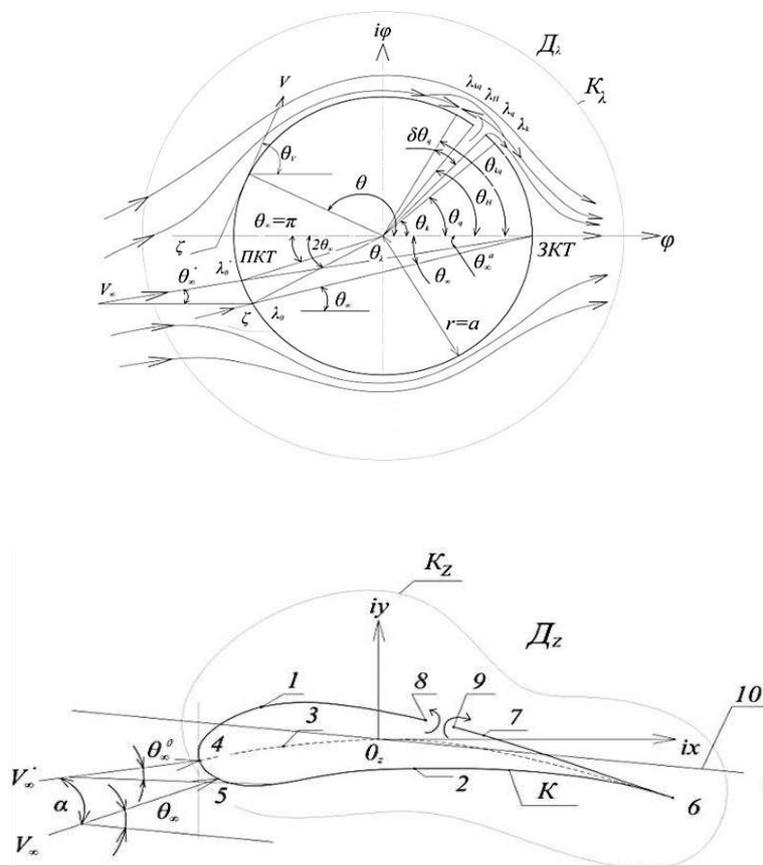


Рис. 1. Аэродинамический профиль лопатки рабочего колеса вентилятора с источником на рабочей поверхности (а) и его конформное отображение на цилиндр радиуса r в Римановой плоскости D_λ (б): 1 – рабочая поверхность; 2 – тыльная поверхности; 3 – средняя линия профиля; 4,5 - ПКТ при V_∞^0 и V_∞ ЗКТ; 6 – ЗКТ; 7 – точка обрыва потока; 8,9 – границы источника (аэродинамического канала); 10 – линия безциркуляционного обтекания профиля; D_z – физическая плоскость обтекания профиля Риманова плоскость обтекания цилиндра; K_z, K_λ – замкнутые контуры, охватывающие контур K и цилиндр в областях D_z и D_λ .

Циркуляция ускорения на профиле лопатки рабочего колеса вентилятора даже в условиях потенциального течения может вызывать отрыв потока, на что доминирующее влияние оказывает локальная диффузор-

ность, которая для классических профилей может быть представлена в виде:

$$D_{\text{к}}^{\text{л}} = 1 - \frac{\partial \bar{y}(\bar{x}) + \text{tg } \alpha}{\partial \bar{x}} = 1 + \frac{\partial \bar{V}(\bar{x})}{\partial \bar{x}}, \quad (1)$$

где $D_{\text{к}}^{\text{л}}$ - локальная диффузорность;

\bar{y} , \bar{x} – относительные координаты точек профиля лопатки в решетке рабочего колеса вентилятора;

α – угол атаки;

$\bar{x} = \frac{x}{b}$; $\bar{y} = \frac{y}{b}$; где b – хорда лопатки, м;

$\bar{V}(\bar{x})$ – относительная скорость потока воздуха на профиле лопатки;

$\bar{V} = \frac{V}{u}$;

здесь u – окружная скорость лопатки, м/с.

Раздельное управление циркуляцией скорости и циркуляцией ускорения потока вокруг профиля лопатки возможно за счет локального распределения источников с интенсивностью $\bar{q}(\bar{x})$. В этом случае формула (1) для расчета локальной диффузорности примет вид:

$$D_{\text{п}}^{\text{л}} = 1 - \frac{\partial(\bar{V} - \bar{q}(\bar{x}))}{\partial \bar{x}} = 1 + \frac{\partial \bar{y}(\bar{x})}{\partial \bar{x}} + \frac{\partial \bar{q}(\bar{x})}{\partial \bar{x}}, \quad (2)$$

где \bar{q} – относительный расход источника на поверхности профиля лопатки;

$$\bar{q}(\bar{x}) = \frac{\bar{q}(\bar{x})}{Q};$$

где $\bar{q}(\bar{x})$ – интенсивность источника, м³/с;

Q – производительность вентилятора, м³/с.

Коэффициент природоподобной соразмерности для профиля на режиме $\theta = \theta_{\infty}$ определяют по формуле:

$$K_{\text{п}}(\theta_{\infty}) = 1 - \int_{\bar{x}_m}^{\bar{x}_{\text{ЗКТ}}} \frac{|\gamma_a(\bar{x})|}{\gamma(\bar{x})} d\bar{x}, \quad (3)$$

где θ - текущий угол положения точек $\lambda_{\theta} = r \cdot e^{\theta i}$ на цилиндре в Римановой плоскости D_{λ} ;

r – радиус цилиндра на вспомогательной плоскости комплексного переменного λ_{θ} (Рис.1а).

θ_{∞} - угол вектора скорости на бесконечности в областях D_z и D_{λ} с осями $O_z x$ и $O_{\lambda} \varphi$;

$\gamma(\bar{x})$, $\gamma_a(\bar{x})$ – коэффициент циркуляции скорости и ускорения потока в окрестности точек \bar{x} , \bar{y} ;

\bar{x}_m , $\bar{x}_{\text{ЗКТ}}$ – относительные коэффициенты положения точек максимальной толщины профиля и ЗКТ.

Исследование влияния коэффициента природоподобной соразмерности актуально исключительно в области диффузорного течения потока. Учитывая, что локальная скорость и циркуляция потока на профиле уни-модальны, формулу (3) необходимо рассматривать на участке профиля за точкой \bar{x}_m , в которой они принимают максимальное значение. Таким обра-

зом, эта область течения потока от $\bar{x} = \bar{x}_m$, до $\bar{x} = \bar{x}_{зкт}$ характеризуется тем, что в ней вторая производная комплексного потенциала течения имеет отрицательное значение. Коэффициент $\gamma_{(x)}, \gamma_{a(x)}, x_m, x_{зкт}$ природоподобной соразмерности в заданном диапазоне рабочих режимов профиля лопатки рабочего колеса определяется по формуле [3]:

$$K_{\Pi}(\Delta\theta_{\infty}) = 1 - \int_{\theta_{\infty min}}^{\theta_{\infty max}} \int_{\bar{x}_m}^{\bar{x}_{зкт}} \frac{|\gamma_{a(\bar{x})}|}{\gamma(\bar{x})} d\bar{x} d\theta_{\infty}, \quad (4)$$

где $\theta_{\infty max}, \theta_{\infty min}$ – максимальный и минимальный угол положения точек λ_a на цилиндре (Рис. 1а); $\Delta\theta_{\infty} = \theta_{\infty max} - \theta_{\infty min}$ – диапазон рабочих режимов профиля;

При этом $\gamma_{a(\bar{x})}, \gamma(\bar{x})$ зависят от геометрических параметров профиля лопатки и θ_{∞} . После преобразования дополнительную составляющую локального коэффициента природоподобия от действия источника с учетом формулы (4) получим в виде:

$$\Delta K_{\Pi}(\theta_{\infty}) = \frac{\cos(\theta_{\infty} - \theta_{kq}) - \cos(\theta_{\infty} - \theta_q)}{\sin(\theta_{\infty} - \theta_{kq}) - \sin(\theta_{\infty} - \theta_q)}. \quad (5)$$

С увеличением θ_q и θ_{kq} коэффициент природоподобия $K_{\Pi}(\Delta\theta_{\infty})$ возрастет, за счёт снижения скорости торможения потока на цилиндре от действия источника на поверхности цилиндра в Римановой плоскости D_{λ} .

Выводы: Подтверждена потребность в актуализации методологии создания адаптивных вентиляторов для аппаратов воздушного охлаждения. Создание вентиляторов на основе принципа природоподобной соразмерности позволяет адекватно и одновременно с минимальными энергетическими затратами обеспечивать необходимые параметры охлаждающего воздуха, устойчивую эффективность теплообменных аппаратов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Косарев Н.П., Макаров В.Н., Макаров Н.В., Бельских А.М., Оптимизация параметров вентиляторных установок для АВО газа. // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. – 2021. – № 8. – С. 45-54. DOI: 10.21440/0536-1028-2021-8-45-54.
2. Калинин А.Ф., Фомин А.В. Оценка эффективности режимов работы АВО// Труды РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, №4, 2011. С.265
3. Мигачев А.А., Потемкин В.А., Степашкин И.П. Параметрическая идентификация аппарата воздушного охлаждения газа как объекта управления // Материала VIII Всероссийской с международным участием научно-практической конференции «Актуальные исследования гуманитарных, естественных, общественный наук». Новосибирск: ООО «ЦРНСИ».2016. С. 23-28.

УДК 66.047:54

МЕТОДОЛОГИЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОБЩЕЙ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВЕРТИКАЛЬНЫХ ШАХТНЫХ СУШИЛЬНЫХ ПЕЧЕЙ

В.Н. Макаров¹, В.Н. Баландин², Н.В. Макаров¹, А.А. Арсланов¹, З.В. Бочаров¹

¹ ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ

² АО «Костанайские минералы», г. Костанай, Р. Казахстан

В статье проведены исследования на базе уравнений Лагранжа по расчету траектории движения частиц пыли в зависимости от их фракционного состава в гравитационном и аэродинамическом силовых полях. Получен критерий общей экологической эффективности сушильных печей и способ его расчета на базе критериальных уравнений.

Ключевые слова: Экологическая эффективность, гиперсингулярное уравнение, инерционно-гравитационная сепарация, фракционный состав.

METHODOLOGY FOR DETERMINING THE OVERALL ENVIRONMENTAL EFFICIENCY OF VERTICAL SHAFT DRYING FURNACES

V.N. Makarov, V.N. Balandin, V.N. Makarov, A.A. Arslanov, Z.V. Bocharov

The article conducts research based on Lagrange equations for calculating the trajectory of dust particles depending on their fractional composition in gravitational and aerodynamic force fields. A criterion for the overall environmental efficiency of drying furnaces and a method for calculating it based on criteria equations are obtained.

Keywords: Environmental efficiency, hypersingular equation, inertial-gravitational separation, fractional composition.

Актуальность задачи повышения эффективности пылеулавливания обусловлена постоянным ростом затрат, на природоохранные мероприятия. Существенное снижение выбросов от стационарных источников пылеобразования, в частности, вертикальных шахтных сушильных печей может быть обеспечено заменой части капиталоемких систем аспирации на энергосберегающие и экологически эффективные устройства, встраиваемые непосредственно в сушило печей. Применение инерционно гравитационного сепаратора, интегрированного в сушило печи, позволяет довести ее общую экологическую эффективность до 0,62, повысить более чем в 4,7 раза коэффициент экологической эффективности.

Современные производства характеризуются интенсивным использованием природных ресурсов, нарастанием отходов и ухудшением качества окружающей среды. В связи с этим все большее внимание уделяется вопросу экономически обоснованного и экологически безопасного функционирования горнодобывающих предприятий (ГМК).

Оценка экологической эффективности определяется отношением полезных эффектов к затратам, либо к дополнительным доходам, отнесенным к затратам. В конечном счете экоэффективность определяется годовым объемом полного экономического эффекта, либо снижением экологических платежей за ухудшение окружающей среды.

Таким образом, обобщённая экологическая эффективность – это относительное количество продукта либо энергии, передающееся от одного технологического уровня к другому.

Методология аналитических исследований базируется на использовании уравнений Лагранжа, определяющих траектории движения частиц пыли в зависимости от их фракционного состава в гравитационном и аэродинамическом силовых полях с учетом вязкости и температуры теплоносителя путем приведения их к двух параметрической функции от критериев Стокса и Фруда с последующим преобразованием в индикаторы подобия. Для решения полученных математических моделей использована теория гиперсингулярных уравнений с применением теории обыкновенных дифференциальных уравнений и дифференциальных уравнений в частных производных.

Коэффициент интегральной сепарации частиц хризотил асбестовой пыли на выходе из ВШСП можно представить в виде:

$$K_s = 1 - \int_0^1 \bar{m}_{ai} d\bar{r}_i, \quad (1)$$

где $\bar{m}_{ai} = \frac{m_{ai}}{m_i}$ – относительная массовая доля i -той частицы хризотил асбестовой пыли диаметром d_i , аспирируемой на выходе из сушила печи в газоходы; m_{ai} – массовая доля i -той частицы хризотил асбестовой пыли диаметром d_i , аспирируемой на выходе из сушила печи в газоходы, кг/с; m_i – массовый приход хризотил асбестовой пыли i -той частицы, поступающей в сушило печи, кг/с; d_i – диаметр i -той частицы хризотил-асбестовой пыли фракционного состава $-d_{\max} + d_{\min}$, по которому определяется экологическая эффективность печи, м; $\bar{r}_i = \frac{2r_i}{d_{\max}}$ – относительный радиус i -той частицы хризотил асбестовой пыли фракционного состава $-d_{\max} + d_{\min}$, поступающей в сушило печи.

Для построения методики определения интегрального критерия экологической эффективности ВШСП на базе уравнений движения частиц хризотил асбестовой пыли на выходе из сушила в газоходы рассмотрим область F , в вертикальной плоскости сечения сушила ВШСП, ограниченную его стенками и плоскостью выхода в газоходы в декартовой системе координат.

Результаты воздействия указанных сил на частицу хризотил-асбестовой пыли могут быть сведены с учетом влияния вязкости теплоносителя к силам Стокса и Архимеда и в декартовой системе координат описано системой уравнений их динамического равновесия [1]:

$$\begin{cases} \frac{m_{\partial} V_{xi}}{\partial t} = P_{xci} - P_{Ai}; \\ \frac{m_{\partial} V_{yi}}{\partial t} = P_{yci}, \end{cases} \quad (2)$$

где $P_{xci} = 3\pi\mu\xi_i(V_{xi} - V_x)$, $P_{yci} = 3\pi\mu\xi_i(V_{yi} - V_y)$ - проекции силы Стокса на оси ОХ, ОУ, Н; V_{xi} , V_{yi} - проекции скоростей i -ой частицы хризотил асбестовой пыли диаметра d_i на оси ОХ, ОУ м/с; V_x , V_y - проекции скорости теплоносителя на оси ОХ, ОУ м/с; μ -коэффициент динамической вязкости теплоносителя, Па*с; ξ_i -коэффициент динамической формы i -ой частицы хризотил асбестовой пыли; ρ_i , ρ - плотность i -ой частицы хризотил асбестовой пыли и теплоносителя соответственно, кг/м³; g -ускорение силы тяжести м/с²; $P_{Ai} = \frac{\pi d_i^3}{18}(\rho_i - \rho)g$ - сила Архимеда, Н., действующая на i -ую частицу хризотил асбестовой пыли; ρ_i , ρ - плотность i -той частицы пыли и теплоносителя соответственно, кг/м³.

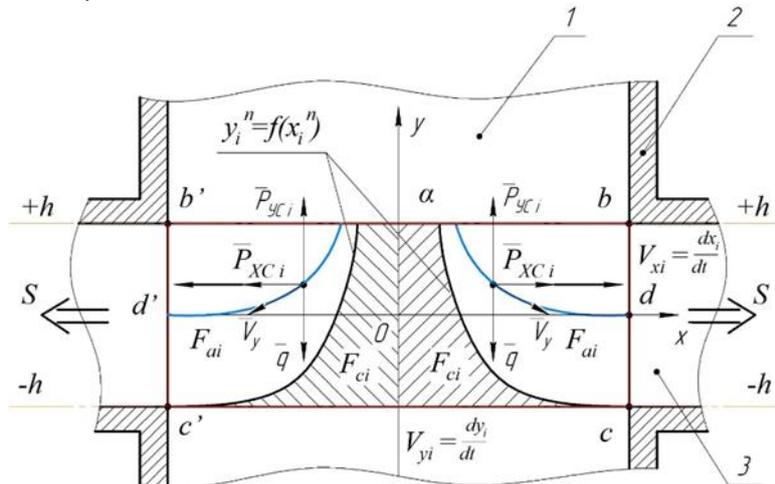


Рис. 1. Схема области пылеобразования в сушиле ВШСП без устройства инерционно гравитационной сепарации и траектории движения частиц хризотил асбестовой пыли в нем. 1-сушило ВШСП; 2-стенки корпуса ВШСП; 3-выход в газоход ВШСП

С учетом вышесказанного и формулы (1) приведем выражение для расчёта интегрального коэффициента экологической эффективности печи к виду:

$$K_s = 2 \int_0^b \frac{f(x_i)}{F} dx_i.$$

С учетом вышесказанного и рис. 1 поле скоростей теплоносителя в рассматриваемой области F получим в виде бинарной системы уравнений:

$$\begin{cases} W_{mi}x = -2\pi S_i \frac{sh\pi x_i}{ch\pi x_i + \cos \pi y_i}; \\ W_{mi}y = -2\pi S_i \frac{\sin \pi y_i}{ch\pi x_i + \cos \pi y_i}, \end{cases} \quad (3)$$

где $S_i = \frac{Q_i}{4\pi h_i V_{bi}}$ - приведенная к области пылеобразования и скорости вращения частиц пыли интенсивность стока теплоносителя; Q_i - интенсивность i -того стока теплоносителя в вышеуказанной области F_i , $\text{м}^3/\text{с} \cdot \text{м}$.

Для повышения экологической эффективности печи предложено устройство инерционно гравитационной термоаэросепарации, непосредственно интегрированное в сушило ВШСП [2].

В случае наличия устройства инерционно гравитационной сепарации хризотил асбестовой пыли на выходе из сушила ВШСП в газоходы поле скоростей теплоносителя в области F_i вычисляется по формуле:

$$\begin{cases} W_{mxi} = -S_i x_i \left(\frac{1}{x_i^2 + (y_i + 1)^2} + \frac{1}{x_i^2 - (y_i + 1)^2} \right) \\ W_{myi} = -S_i \left(\frac{y_i + 1}{x_i^2 + (y_i + 1)^2} + \frac{y_i - 1}{x_i^2 - (y_i - 1)^2} \right) \end{cases} \quad (4)$$

При S_i стремящемся к бесконечности изолинии скорости вращения частиц пыли в безразмерном виде преобразуются в окружности единичного радиуса

Выводы: 1. В отсутствие инерционно гравитационной сепарации, коэффициент экологической эффективности ВШСП не превышает 0,13 из-за отрицательного влияния аэродинамического поля сил и сил тяжести на процесс сепарации, что приводит к высокой концентрации асбестовой пыли на выходе.

2. Внедрение инерционно гравитационного сепаратора в сушилку ВШСП позволяет повысить общий коэффициент экологической эффективности до 0,62, т.е. более чем в 4,7 раза, что улучшает эффективность работы печи.

3. Использование устройства инерционно гравитационной сепарации позволяет улавливать крупные частицы хризотил асбестовой руды (500 мкм) и увеличивает выход чернового концентрата.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бекетова Е.А., Карамышева Е.С. (2018) Инновации в решении экологических проблем [Молодой ученый] 25 (211): 10-12.
2. Давыдов С.Я., Макаров В.Н. (2015) Теоретические основы повышения эффективности вентиляции в технологических процессах промышленных предприятий [Рефракторы и промышленная керамика] 56, 1: 103-106.

УДК 66.047:54

ТОПОЛОГИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОМАССОБМЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ

В.Н.Макаров¹, В.Н.Баландин², М.В.Молчанов³, А.М.Бельских¹, С.Д.Сухомлин¹
¹ ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ
² АО «Костанайские минералы», г. Костанай, Р. Казахстан
³ АО «Уралмеханобр», г. Екатеринбург, Россия

С использованием инженерного компьютерного анализа в статье проведена оптимизация геометрических параметров инерционно гравитационного сепаратора, интегрированного в сушило тепломассообменного оборудования. По результатам оптимизации достигнуто более чем трехкратное снижение концентрации хризотил-асбестовой пыли на выходе из сушила печи, что позволяет существенно снизить нагрузку на пылегазоочистное оборудование, повысив его экологическую эффективность.

Ключевые слова: топологическая оптимизация, фракционная экологическая эффективность, дисперсный состав, сепарация, двухфазные среды

TOPOLOGICAL OPTIMIZATION OF THE ENVIRONMENTAL EFFICIENCY OF HEAT AND MASS TRANSFER EQUIPMENT

V.N. Makarov, V.N. Balandin, M.V. Molchanov, A.M. Belskikh, S.D. Sukhomlin

Using engineering computer analysis, the article optimizes the geometric parameters of an inertial gravity separator integrated into a dryer of heat and mass transfer equipment. According to the optimization results, a more than three-fold decrease in the concentration of chrysotile asbestos dust at the outlet of the kiln dryer was achieved, which significantly reduces the load on dust and gas cleaning equipment, increasing its environmental efficiency.

Keywords: topological optimization, fractional environmental efficiency, dispersed composition, separation, two-phase media.

В целях сокращения машинного времени при компьютерном моделировании необходимо проводить упрочение геометрических форм технологического пространства, не нарушая при этом причинно-следственных связей протекающих процессов. Создание 3Д модели термоаэросепаратора, встроенного в сушило вертикальной шахтной сушильной печи, было осуществлено с использованием систем автоматизированного проектирования Компас-3D и SolidWorks [1,2].

Предварительная 3Д модель термоаэросепаратора, встроенного в сушило тепломассообменного оборудования (ТМО), создавалась таким образом, чтобы в дальнейшем была возможность произвести компьютерное моделирование аэротермодинамических процессов сепарации в двухфазной среде «хризотил асбестовая пыли – теплоноситель» на выходе в пневмосушило. 3Д модель термоаэросепаратора, встроенного в сушило вертикальной шахтной сушильной печи (ВШСП), приведена на рисунке 1.

Топологическая оптимизация — это математический метод, оптимизации в данном случае двухфазной среды, то есть пыли и теплоносителя в заданном проектном пространстве сушило печи при заданных, граничных условиях и ограничений с целью минимизации пылевыделения.

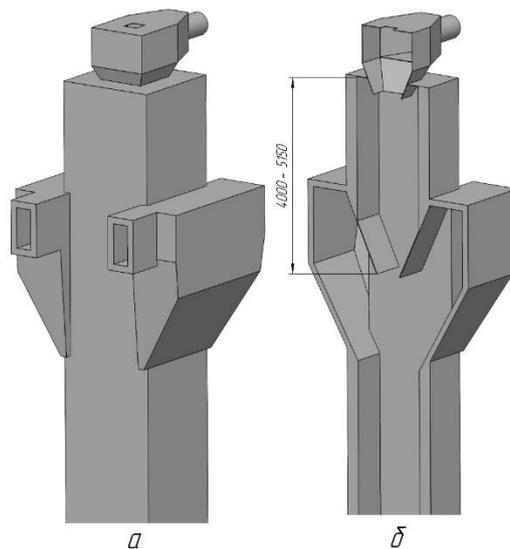


Рис. 1 – 3Д модель термоаэросепаратора, встроенного в сушило ВСШП №9:
а – общий вид; б – разрез 3Д модели

Исследование аэротермодинамических процессов в двухфазной среде «асбестовая пыль-газовый поток» в воздушном инерционном-гравитационном противоточно-поворотном термическом сепараторе, встроенном в ТМО, осуществлялось с использованием программного пакета ANSYS [3]. 3Д модель ТМО создавалась с учетом результатов математического моделирования процесса сепарации хризотил-асбестовой пыли. Входные параметры газового потока и асбестовой пыли, требуемые для принятой расчётной модели, были приняты в соответствии с паспортными характеристиками ТМО. Моделирование аэротермодинамических процессов в двухфазной среде «асбестовая пыль – газовый поток» в сушиле ТМО и сепараторе было осуществлено для номинального режима производительности печи количества и температуры теплоносителя в прямотоке и противотоке, данные которых приведены в таблице 1.

Анализ математического моделирования аэротермодинамических процессов сепарации в двухфазной среде «асбестовая пыль-газовый поток» показал существенное влияние геометрических параметров предлагаемого сепаратора, формы его рабочих элементов на концентрацию хризотил асбестовой пыли на выходе из ТМО.

С увеличением диффузорности сепаратора в его противоточно-поворотной части в месте перехода действия инерционных сил на частицы пыли к определяемому действию гравитационных сил существенно снижается концентрация хризотил асбестовой пыли на выходе из печи. По итогам математической обработки результатов компьютерного моделирования процесса сепарации хризотил асбестовой пыли в сушиле печи по реперным точкам изменения геометрических параметров модернизированного пневмосушила, построена динамика изменения концентрации хризотил асбестовой пыли в зависимости от диффузорности сепаратора приведённая на рисунке 2.

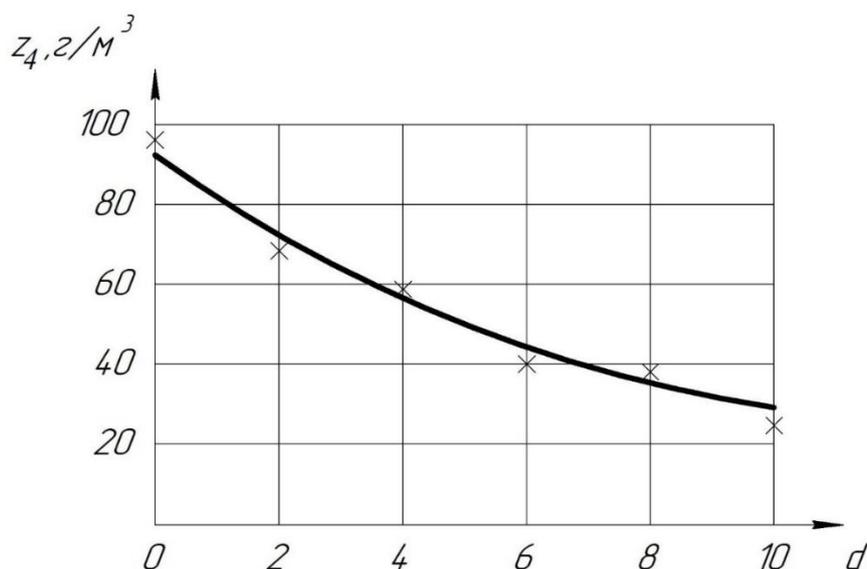


Рис. 2 – Динамика изменения концентрации z_4 хризотил асбестовой пыли в зависимости от диффузорности d сепаратора

Таблица 1 – Номинальные параметры теплоносителя, производительности печи, дисперсный состав исходной руды

Температура теплоносителя	
На входе в прямоток	500 °С;
На входе в противоток	600 °С;
Количество теплоносителя	
Поступающего в прямоток	51 000 м ³ /ч;
Поступающего в противоток	77 000 м ³ /ч;
Распределение твердых частиц по фракциям	
0 мкм – 150 мкм	900 кг/ч;
150 мкм – 300 мкм	1350 кг/ч;
300 мкм – 2500 мкм	12 750 кг/ч;
2500 мкм – 25 мм	85 000 кг/ч;

Компьютерный анализ установил значимое влияние высоты термопылеосадительной камеры на эффективность пылеулавливания, значительное снижение концентрации хризотил асбестовой пыли на выходе из печи с ростом увеличением высоты камеры [4].

На рисунках 3 - 4 приведены графики изменения концентрации хризотил асбестовой пыли в зависимости от высота инерционной противоточно-поворотной и термопылеосадительной камер, построенные по реперным точкам их геометрических параметров.

Таким образом, результаты компьютерного моделирования установили существенное влияние геометрических параметров инерционной противоточно-поворотной камеры сепаратора и термопылеосадительной камеры на эффективность пылеулавливания.

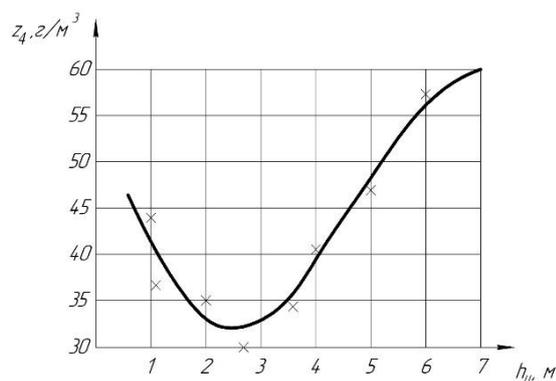


Рисунок 4 – График изменения концентрации хризотил асбестовой пыли в зависимости от высота инерционно-поворотной камеры

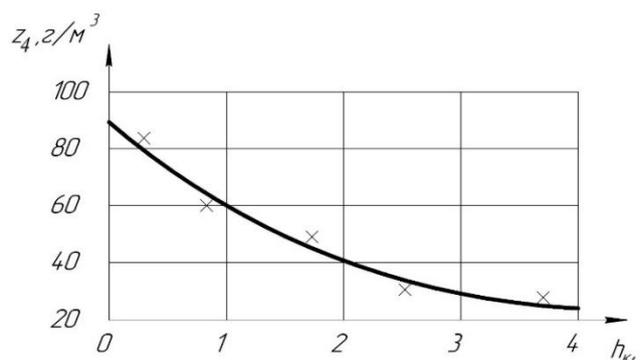


Рисунок 5 – График изменения концентрации хризотил асбестовой пыли в зависимости от высоты термопылеосадительной камеры

В силу существенного влияния линий тока теплоносителя из противотока, а также кориолисовых сил при повороте частиц пыли из прямотока в противоток, оптимальная высота противоточно-поворотной камеры находится в диапазоне 2-3 метра, а термопылеосадительной камеры ограничена габаритами производственного помещения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бруяка В.А. Инженерный анализ в Ansys Workbench. Учебное пособие/ В.А. Бруяка, В.Г. Фокин, Е.А. Солдусова [и др.] – Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2010. – 271 с.
2. Денисов М.А. Автоматизированное проектирование в Ansys и Компас 3D. [Текст] Электронное издание – Екатеринбург: УРФУ, 2015. – 264 с.
3. Каплун А.Б. ANSYS в руках инженера: практическое руководство/Морозов Е.М., Шамраев М.А. – М.: URSS. 2017.–272 с.
4. Логачев И.Н. Аэродинамические основы аспирации/ И.Н.Логачев., К.И. Логачев. –Санкт – Петербург: Химиздат, 2005.

УДК 624.44

МЕТОДОЛОГИЯ ПРИРОДОПОДОБНОЙ СОРАЗМЕРНОСТИ В СОЗДАНИИ ВЫСОКОНАПОРНЫХ ШАХТНЫХ ТУРБОМАШИН

В.Н. Макаров¹, А.С. Нурхожаев², Е.О. Чураков¹, А.М. Бельских¹, С.Д. Сухомлин¹

¹ ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ

² АО «Костанайские минералы», г. Костанай, Р. Казахстан

В статье на базе аэродинамического природоподобия разработан механизм преобразования энергии рабочего колеса вентилятора по аналогии с машущим крылом птицы. Установлено, что доминантой природоподобной соразмерности является отношение циркуляции скорости к циркуляции ускорения аэродинамического потока вокруг профиля лопаток рабочего колеса вентилятора.

Ключевые слова: профиль, вентилятор, природоподобная соразмерность, циркуляция, источник, адаптивность.

THE METHODOLOGY OF NATURE-LIKE PROPORTIONALITY IN THE CREATION OF HIGH-PRESSURE MINE TURBOMACHINES

V.N. Makarov, A.S. Nurkhozhayev, E.O. Churakov, A.M. Belskikh, S.D. Sukhomlin

In the article, based on the aerodynamic similarity of nature, a mechanism for converting the energy of the fan impeller is developed by analogy with the flapping wing of a bird. It is established that the dominant of the nature-like proportionality is the ratio of the velocity circulation to the circulation of the acceleration of the aerodynamic flow around the profile of the blades of the fan impeller.

Keywords: profile, fan, nature-like proportionality, circulation, source, adaptability.

Актуальность методологии разработки высоконапорных шахтных турбомашин обусловлена тем, что их низкая энергоэффективность на предприятиях горнопромышленного комплекса РФ эквивалентна 5% себестоимости ВВП. В основу реализации природоподобной соразмерности положена задача установления доминанты энергоэффективности механизма взаимодействия решетки лопаток его рабочего колеса и воздушного потока, управление которой способно адекватно с минимальными потерями энергии реагировать на внешние факторы, определяемые технологическими процессами в шахтах.

В статье обоснована актуальность использования методологии природоподобия в теории создания энергоэффективных профилей лопаток рабочего колеса турбомашин с использованием коэффициента природоподобной соразмерности, определяющего в качестве доминанты управления процессом преобразования механической энергии вентилятора во внутреннюю энергию воздушного потока, соотношение между циркуляциями скорости и ускорения потока вокруг профилей решетки лопаток ее рабочего колеса.

Силовое взаимодействие лопаток рабочего колеса и потока воздуха в этом случае происходит через адаптивную аэродинамическую систему вихрей, обеспечивающих эффективность вентиляторов и их восприимчивость к изменениям внешней среды. Подобно тому, как крыло птицы, изменяя свою форму при взаимодействии с потоком воздуха, обеспечивает эффективное безотрывное обтекание, система присоединенных вихрей, со-

здаваемых источниками на профиле лопаток рабочего колеса вентилятора, являясь посредником во взаимодействии потока воздуха межлопаточного канала с лопатками, обеспечивает их безотрывное обтекание.

С учетом уравнения неразрывности поток, обтекающий рабочую и тыльную поверхности контура можно ускорять либо замедлять не только за счет изменения их длины от передней критической точки (ПКТ) до задней критической точки (ЗКТ), но и с помощью источников на его поверхности лопатки [1].

Локальный коэффициент природоподобной соразмерности аэродинамических процессов взаимодействия профиля лопатки рабочего колеса с источником на его поверхности и потока воздуха в конкретной координате профиля (x_a, y_a) с учетом теоремы Кельвина и принципа суперпозиции выразим в виде:

$$k_{\Pi}(a) = k_{\Pi}^k(a) + \Delta k_{\Pi}^q(a) = 1 - \frac{|\gamma_{a(a)}|}{\gamma_{(a)}}, \quad (1)$$

где $k_{\Pi}^k(a)$ – локальный коэффициент природоподобия классического профиля; $k_{\Pi}^q(a)$ – локальный коэффициент природоподобия от действия источника в точке x_a, y_a на поверхности профиля, т. е. дополнительная сингулярная составляющая локального коэффициента природоподобия; $\gamma_{(a)}, \gamma_{a(a)}$ – коэффициенты циркуляции скорости и ускорения потока в окрестности точки x_a, y_a ; $\bar{q}(a)$ – коэффициент интенсивности источника в x_a, y_a на профиле; $\bar{V}(a)$ – коэффициент скорости потока в точке x_a, y_a на профиле.

Для построения математической модели реализации принципа природоподобной соразмерности в аэродинамике взаимодействия потока воздуха с профилями лопаток рабочего колеса, на которых расположены источники, воспользуемся модификацией метода конформного отображения [2].

Построим комплексный потенциал течения, определяющий интенсивность источника через аэродинамический канал на поверхности профиля лопатки. В начале координат схемы обтекания круга помещен источник, а в бесконечности – сток (рис. 1б). Точки λ_n и λ_k фиксируют начало и конец аэродинамического канала. Точки $\lambda_{ПКТ}$, $\lambda_{ЗКТ}$ и λ_{kq} – критические точки, т. е. сингулярную особенности, в которой скорость равна нулю. Располагая круг $r = a = 1$ так, как указано на рис. 1б, с учетом теоремы Коши и принципа суперпозиции дополнительную составляющую комплексному потенциалу согласно формуле (1), обусловленному влиянием источника с интенсивностью q , расположенному на окружности в точке q , получим в виде:

$$\Delta\Pi_q(\lambda) = \frac{q}{2\pi} [\ln_{\Pi}(\lambda - \lambda_n) + \ln_{\Pi}(\lambda - \lambda_k)]. \quad (2)$$

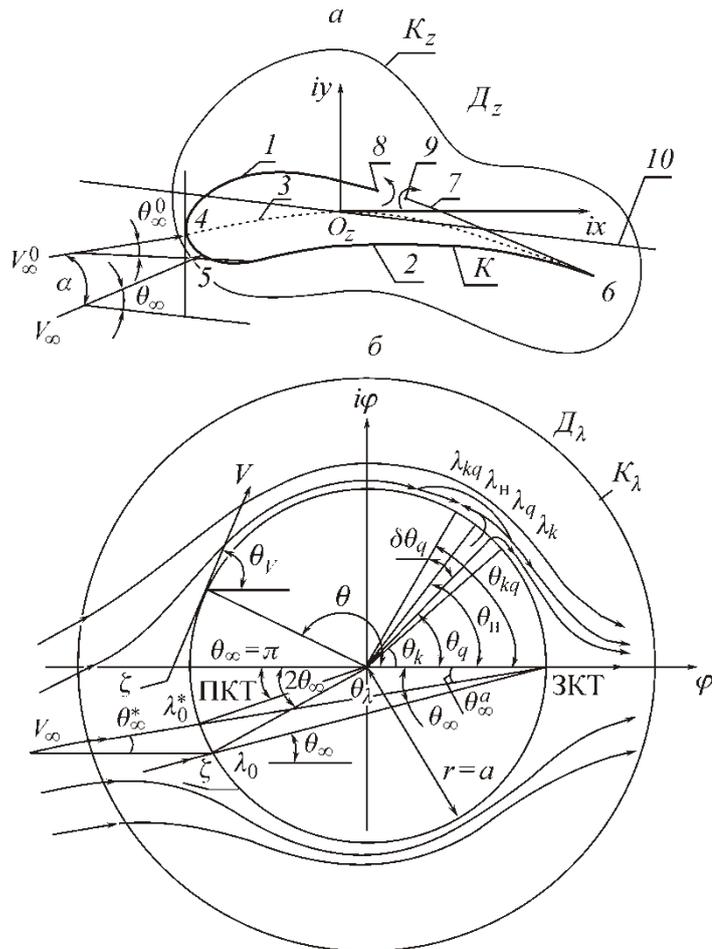


Рис. 1. Аэродинамический профиль лопатки рабочего колеса вентилятора с источником на рабочей поверхности (а) и его конформное отображение на цилиндр радиуса r в Римановой плоскости D_λ (б): 1 – рабочая поверхность; 2 – тыльная поверхность; 3 – средняя линия профиля; 4, 5 – ПКТ при v_∞^0 и v_∞ ЗКТ: 6 – ЗКТ; 7 – точка обрыва потока; 8, 9 – границы источника (аэродинамического канала); 10 – линия безциркуляционного обтекания профиля; D_z – физическая плоскость обтекания профиля; K_z – замкнутый контур, охватывающий контур K профиля в области D

Уравнение для расчета комплексной скорости в любой точке цилиндра на Римановой плоскости D_λ с учетом (2) получим в виде:

$$\frac{d\Pi_q(\lambda)}{d\lambda} = -4V_\infty \bar{e} \left(\theta_\infty - \frac{\theta_0}{2} + \frac{\theta_n + \theta_k}{4} + \theta \right) \cdot \frac{\frac{\sin \theta - \theta_0}{2} \cdot \frac{\sin \theta - \theta_{kq}}{2} \cdot \frac{\sin \theta}{2}}{\sqrt{\frac{\sin \theta - \theta_n}{2} \cdot \frac{\sin \theta - \theta_k}{2}}}, \quad (3)$$

где $\Pi_q(\lambda) = \Pi(\lambda) + \Delta\Pi_q(\lambda)$; $\Pi(\lambda)$ – комплексный потенциал течения при $q = 0$; q_∞ – угол вектора скорости на бесконечности в областях D_z и D_λ с осями $O_z x$ и $O_\lambda \varphi$; $\theta_0 = \pi + 2\theta_\infty + \theta_g - \theta_{kq}$ – полярный угол положения ПКТ на цилиндре в Римановой плоскости $D_\lambda(\theta_{\text{ПКТ}})$, с учетом смещения от действия источника q ; $\delta\theta_{kq}$ – полярный угол положения точки полного торможения потока на цилиндре от действия источника q (λ_{kq}), в Римановой плоскости D_λ ; θ_n, θ_k – полярные углы положения точек начала λ_n и конца λ_k источника q на

Римановой плоскости D_λ ; q – текущий угол положения точек $\lambda_\theta = r \cdot e^{\theta i}$ на цилиндре в Римановой плоскости D_λ .

Показатель степенной функции в уравнении (3) определяет угол вектора скорости потока вокруг цилиндра в Римановой плоскости D_λ по отношению к оси $O_z x$, а модуль соответствует абсолютной величине скорости. Принципиальная особенность изменения циркуляции вокруг цилиндра с источником на его поверхности в плоскости D_λ заключается в том, что увеличение циркуляции с ростом интенсивности источника q обусловлено увеличением объема воздуха, обтекающего поверхность цилиндра, где расположен источник.

С учетом (2), (3) коэффициент природоподобия аэродинамического процесса взаимодействия профиля лопатки рабочего колеса с потоком воздуха, что в Римановой плоскости D_λ соответствует обтеканию цилиндра радиусу $r = a$, определяется по формуле:

$$K_{\text{п}}(\Delta\theta_\infty) = 1 - 2 \sin \frac{\Delta\theta_\infty}{2} + \ln \frac{\cos \frac{\delta\theta_{q \max}}{2} \sin \frac{\delta\theta_{q \max}}{2}}{\cos \frac{\delta\theta_{q \min}}{2} \sin \frac{\delta\theta_{q \min}}{2}}. \quad (4)$$

Выводы: Получены математическая модель расчета дополнительной циркуляции и уравнение для расчета коэффициента аэродинамической природоподобной соразмерности. Использование разработанной математической модели позволило спроектировать аэродинамический профиль с распределенными источниками, имеющий в диапазоне углов $q_\infty = 35^\circ$ на 40% больший коэффициент природоподобной соразмерности по сравнению с классическим профилем.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Хамзаев А. А., Мусурманов Э. Ш., Хайдарова М. Э. Повышение энергоэффективности вентиляторных установок // Молодой ученый. — 2017. — № 7 (141). — С. 95–98.
2. Abakumov A. M., Stepashkin I. P. Research of the adaptive automatic control system at the natural gas air-cooling unit, IEEE Xplore. 2017.
3. Макаров В. Н., Макаров Н. В., Угольников А. В., Арсланов А. А. Математическая модель управления локальной диффузорностью адаптивных шахтных турбомашин // ГИАБ. — 2021. — № 11-1. — С. 248–257.
4. Лойцанский Л. Г. Механика жидкости и газа / Учебник для вузов. — М.: Дрофа, 2003. — 840 с.
5. Макаров Н. В., Макаров В. Н., Лифанов А. В., Угольников А. В., Таугер В. М. Модификация вихревой теории круговых решеток турбомашин // ГИАБ. — 2019. — № 10. — С. 206–214.

УДК 622.022

ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ АЛМАЗНО-КАНАТНОГО РАСПИЛИВАНИЯ КРЕПКИХ ГОРНЫХ ПОРОД

А.А. Пецык¹, М.В. Секретов¹, Н.А. Селиванов¹

¹Национальный исследовательский технологический университет “МИСиС”, г. Москва

Рассмотрены вопросы перспективы эксплуатации канатных камнераспиловочных станков. Текущее положение синтетических алмазов на рынке. Применение в канатных камнераспиловочных станках и перспективы использования.

Ключевые слова: камнераспиловочный станок, синтетические алмазы, алмазные сегменты, канатные станки.

PROSPECTS OF USING EQUIPMENT FOR DIAMOND-ROPE SAWING OF STRONG ROCKS

A.A. Petsyk, M.V. Sekretov, N.A. Selivanov

In this paper, the issues of the prospects for the operation of rope stone sawing machines are considered. The current position of synthetic diamonds on the market. Application in rope stone sawing machines and prospects of use.

Keywords: stone sawing machine, synthetic diamonds, diamond segments, rope machines.

Канатное распиливание горных пород впервые стало использоваться при добыче блоков на карьерах в 1950–1960 годах. Абразивным компонентом являлся в те времена кварцевый песок. В 1980-е годы стали применять алмазные канаты в качестве исполнительного органа на распиловочном оборудовании. Значительно повысилась производительность и надёжность такого оборудования с применением технического алмаза. С 2005 года по настоящее время станки для алмазно-канатного распиливания становятся на многих предприятиях Мира основным видом распиловочного оборудования.

Режущим инструментом алмазно-канатного станка являются алмазные элементы, которые выполнены из технических синтетических алмазов и связующего металлического материала. Технические алмазы, используемые для производства рабочего инструмента, могут быть, как природного происхождения, так и искусственные. К искусственным алмазам относятся также и синтетические алмазы [1,2,3].

Алмазные зерна – это кристаллические структуры, которые состоят из углерода. Они обладают уникальными свойствами, которые делают их одними из самых твёрдых материалов на Земле. Алмазные зерна используются в различных инструментах для обработки материалов, включая резание, шлифование и полирование.

Структура алмазных зерен состоит из кристаллических граней, которые связаны между собой с помощью связей ковалентной природы. Эти связи обеспечивают высокую прочность и твёрдость алмазных зерен [4,5,7]. Кроме того, кристаллические грани имеют различные ориентации, что позволяет алмазным зернам эффективно работать с материалами раз-

личной твёрдости и структуры. В целом, алмазные зерна обладают уникальными свойствами, которые делают их одними из наиболее эффективных материалов для режущих инструментов. Однако, из-за их высокой стоимости, использование алмазных зерен ограничено применением в специализированных областях промышленности и научных исследованиях.

Для распиловки мрамора, гранита и базальта используются алмазные зерна соответствующей формы, размера и концентрации. В зависимости от характеристик материала и требуемого качества реза, могут быть выбраны различные типы зерен [6,8,11].

Во многом актуальность применения алмазно-канатных возросла за счёт снижения цен на технические алмазы. Причиной такого снижения явилось развитие технологии производства технических синтетических алмазов. По мере развития технологии производства технических синтетических алмазов снижались цены на них (рисунок 1) [1,9]. В последние годы тенденция снижения цен на технические алмазы остаётся (рисунок 2) [2,10]. Всё это обусловило широкое внедрение в камнеобрабатывающие производства Мира алмазно-канатных станков.

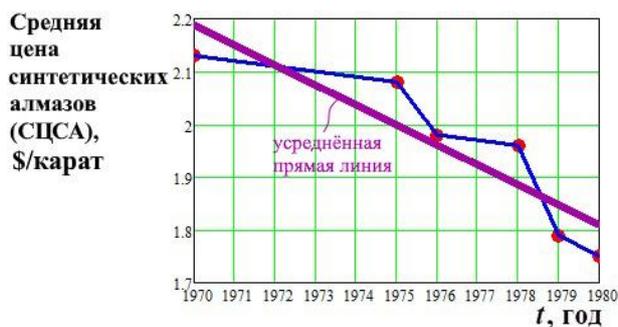


Рисунок 1 – График снижения средней цены технических синтетических алмазов за 1 карат с 1970 по 1980 года

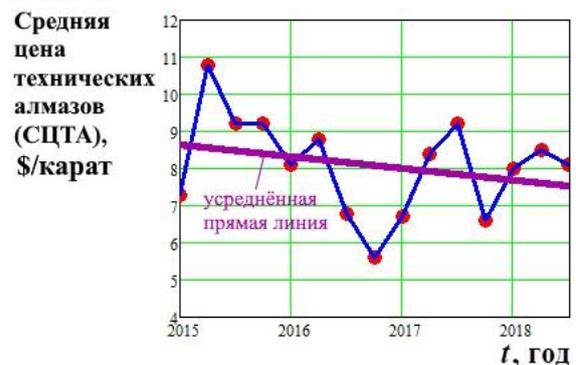


Рисунок 2 – График снижения средней цены технических алмазов за 1 карат с 2015 по 2018 год

Графики на рисунках 1 и 2 построены в программе Mathcad. Для построения усреднённой прямой линии применялся метод линейной регрессии с применением функции прямой:

$$y(x) = a + b \cdot x. \quad (1)$$

Для поиска значений a и b в формуле (1) применялись, соответственно, функции *intercept* и *slope*.

Современные алмазно-канатные станки недостаточно хорошо изучены с точки зрения методов определения их оптимальных динамических параметров, прочностных параметров основных рабочих элементов и т. п. Этими вопросами занимаются многие учёные в Море и в России. Этой проблемой также занимается группа учёных на кафедре «Горного оборудования, транспорта и машиностроения» (ГОТиМ) горного института НИТУ «МИСиС».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пучкарёв Дмитрий. Как устроен рынок алмазов, и какое место на нем занимает АЛРОСА. Сайт: <https://bcs-express.ru/novosti-i-analitika/kak-ustroen-rynok-almazov-i-kakoe-mesto-na-nem-zanimaet-alrosa>
2. Мировой капиталистический рынок алмазов. Цены на природные и синтетические алмазы. Сайт: <http://iznedr.ru/books/item/f00/s00/z0000035/st034.shtml>
3. Алмаз для производства инструмента. Сайт: <https://rumett.ru/useful/almaz-dlya-proizvodstva-instrumenta>
4. Подэрни Р. Ю. Механическое оборудование карьеров: учебник. – 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во Московского государственного горного ун-та, 2007. – 680 с.
5. Сычёв Ю. И., Берлин Ю.Я., Шалаев И.Я. Оборудование для распиловки камня. - Л.: Стройиздат. Ленингр. отделение, 1983, 288 с.
6. Першин Г. Д., Караулов Н.Г., Уляков М.С. Современные технологические схемы добычи блочного высокопрочного камня // Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г. И. Носова. – 2015. Вып. 3 С. 5–11.
7. Секретов М.В., Губанов С. Г. Экспериментальное исследование нагрузок в приводе вертикальной подачи пильной рамы штрипсового станка. – Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2019. Вып 1, – С. 154–161. DOI: 10.25018/0236-1493-2019-01-0-154-161
8. Секретов М.В., Секретов В.В., Губанов С. Г. Повышение эффективности эксплуатации штрипсовых станков для распиливания гранитных блоков // Горное оборудование и электромеханика. 2011. № 5. С. 44–49.
9. Карасев Ю. Г., Бакка Н. Т. Природный камень. Добыча блочного и стенового камня: учеб. пособие. – СПб., 1997. – 428 с.
10. Картавый Н. Г., Сычев Ю. И., Волуев И. В. Оборудование для производства облицовочных материалов из природного камня. – М.: Машиностроение, 1988. – 238 с.

УДК 621.879.3

ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА МАКСИМАЛЬНЫХ СТАТИЧЕСКИХ НАГРУЗОК ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ КАРЬЕРНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЭКСКАВАТОРОВ

П.А. Побегайло ¹ канд. техн. наук

¹ - Независимый исследователь, Москва, РФ

Рассмотрен важный для российского машиностроения вопрос о том, как необходимо уточнить ряд положений старых советских расчётных документов, имеющих отношение к проектированию экскаваторов с гидравлическим приводом. Дано уточнение понятию "максимальные статические нагрузки" и кратко описан подход к их получению и анализу. Основные результаты: каждый экскаватор с гидравлическим приводом и/или его рабочее оборудование с достаточной полнотой могут быть охарактеризованы ансамблем различных полевых структур; единичная максимальная статическая нагрузка - это численное значение максимального реализуемого усилия в ходе копания на зубьях ковша при упоре его в непреодолимое абсолютно жесткое препятствие; указанные усилия образуют конечное множество, в котором легко выделить экстремальное значение усилия; при создании (модернизации) рабочего оборудования экскаватора, или его иных подсистем, или же при рассмотрении всей машины, нецелесообразно использовать абсолютное максимальное значение указанного усилия. Целесообразно ориентироваться на его среднее значение либо по всей рабочей зоне, либо по её фактической части.
Ключевые слова: гидравлические экскаваторы; рабочее оборудование; нагруженность гидравлических экскаваторов; максимальные статические нагрузки

JUSTIFICATION OF THE CHOICE OF MAXIMUM STATIC FORCE IN THE DESIGN OF QUARRY HYDRAULIC EXCAVATORS

P.A. Pobegailo

This article discusses an important issue for the Russian engineering industry about how it is necessary to clarify a number of provisions of old Soviet settlement documents related to the design of excavators with hydraulic drive. Namely, the definition of the concept of "maximum static loads" is given and the approach to their obtaining and analysis is briefly described. The main results of our work are as follows: each hydraulic-driven excavator and/or its working equipment can be characterized with sufficient completeness by an ensemble of various field structures; a single maximum static load is the numerical value of the maximum realized force during digging on the teeth of the bucket when it rests on an insurmountable absolutely rigid obstacle; these efforts form a finite set in which it is easy to isolate the extreme value of the effort. After that, it is not difficult to see that it and the force values close to it do not lie in the part of the working area of the machine where it carries out the excavation process; when creating (upgrading) or working equipment of an excavator, or its other subsystems, or when considering the entire machine, it is not advisable to use the absolute maximum value of the specified force. It is advisable to focus on its average value either for the entire working area, or for its actual part.

Keywords: hydraulic excavators; working equipment; loading capacity of hydraulic excavators; maximum static force

Введение. Одноковшовый гидравлический экскаватор (ОГЭ), с самого момента своего появления, стал весьма сложной для проектировщиков машиной - требующей при своем создании большого объема различных вычислений, часто находящихся близко к пределам нашего текущего знания и технологий.

За более чем полвека, прошедших с момента начала производства отечественных ОГЭ, в нашей стране увидело свет некоторое количество работ направленных на совершенствование конструкции ОГЭ и процедур

их расчёта. Часть этих трудов послужила фундаментом для создания ряда отраслевых и всесоюзных расчётных документов (РД), которые были обязательными к применению в СССР.

Несмотря на существенные положительные стороны этих РД имели они и ряд недостатков, часто связанных с тем, что на научной основе не была разработана единая методология создания ОГЭ [1 и др.]. Имели они и частные минусы - вытекающие как из имеющегося тогда парка компьютеров, так и из того уровня знания про ОГЭ, который на тот момент был получен, и что гораздо важнее - отрефлексирован и принят на вооружение.

В части создания отечественных мощных (карьерных) ОГЭ ситуация с теорией их проектирования и расчёта сейчас существенно хуже, чем в области строительных отечественных ОГЭ (а ведь она и там не блещет). Не касаясь сейчас причин создавшейся ситуации, отметим, что одним из простых и логичных шагов на пути её смягчения (ибо до полного снятия её еще очень далеко) является использование старого советского задела - например, упомянутых РД. Однако, такой прямой ход невозможен без переосмысления методических оснований старых РД, уточнения ряда их положений, исправления некоторых досадных неточностей и учёта определенной специфики карьерных машин. Также все расчётные процедуры должны быть встроены в научно обоснованную методологию проектирования ОГЭ.

Так как число старых советских РД весьма велико, остановимся лишь на двух из них [2, 3]. При этом из всей гаммы проблем, требующих своего рассмотрения остановимся всего лишь на одной - что же является для ОГЭ т.н. максимальной статической нагрузкой?

Выбор этого вопроса связан с тем, что верный ответ на него имеет огромное и принципиальное значение для создания рациональных конструкций отечественных машин, и учитывается на всех стадиях их проектирования.

Уточнение задачи работы. В РД [2, 3] указано, что "расчёт машины должен содержать проверки прочности металлоконструкций на однократное действие наибольших нагрузок, ожидаемых за срок службы машины". В отмеченных РД в явном виде не указаны, какие именно нагрузки являются наибольшими (-ей), а тем более – ожидаемыми?

Кроме этого, в указанных РД есть и некоторые дефекты в части рекомендаций по способу оценки искомых нагрузок (так в [3] из рассмотрения исключено (в явном виде) ограничение по т.н. "реактивным" нагрузкам в гидроцилиндрах привода ковша, что конечно не допустимо; весьма спорными выглядят и рекомендации по выбору угла приложения вектора силы сопротивления грунта копанию (ССГК) к зубьям ковша; ориентация расчётчика (в [2]) на решение только прямой позиционной задачи существенно затрудняет анализ получаемых результатов и т.д.).

Степень проработки рассматриваемой темы. Необходимо отметить, что значительный вклад в интересующую область знания вносили и

вносят следующие инженеры и учёные: Айзенштат А.Р., Афанасьева Ю.Д., Башкиров В.А., Бровин В.А., Волобоев В.Г., Гайцгори М.М., Герасимова Т.А., Григорьев А.Г., Гольдин Ю.М., Гончаров Н.В., Гольба А.В., Доронин С.В., Елизарова В.Б., Живейнов Н.Н. [6 и др.], Зарецкий Л.Б. [2, 3, 7, 8 и др.], Иоффе А.С., Крикун А.В. [9 и др.], Крикун В.Я., Комиссаров А.П. [10 - 12 и др.], Лифшиц В.Л. [2, 3, 13 и др.], Лурье Г.К. (глава в монографии [14]), Михайлычев С.К., Моисеев Г.Д., Москвичев В.В., Павлов В.П., Пантелеенко А.Б., Перепонов В.И., Перлов А.С., Побегайло А.П., Рейш А.К., Рудис М.А., Ряхин В.А., Смоляницкий Э.А., Шестаков В.С. [10 - 12, 16 - 18 и др.], Araya H., Avdic H., Bošnjak S.M., Brach I., Cannon H., Danchev E., Danko G., Dayawansa P., Ding H., Dudczak A., Elwi A., Imanish E., и др.

Краткие пояснения по методике анализа статической нагруженности ОГЭ [1, 4 и др.] и по вычислительному эксперименту.

Разработанная новая физическая модель заново реализована на современном компьютере. В качестве объекта исследования - мощный ОГЭ прямого копания ЭГ-12А. Этот выбор определен имеющимися на эту машину данными и по проектированию, и по эксплуатации. К тому же, этот экскаватор, в советское время, был наиболее отработанным и эксплуатировался достаточно долго [4, и др.]. Такой выбор не ослабляет полученные основные результаты, и они могут быть успешно использованы и для иных типов и типоразмеров машин, и для разных видов РО.

Процедура оценки максимальных нагрузок (максимальной нагруженности) сводится к решению задачи определения максимально возможных статических нагрузок в максимально большом числе точек рабочей зоны при стопорении в каждой из них ковша в непреодолимое, абсолютно жесткое препятствие.

Общий алгоритм решения этой задачи таков (для произвольной точки рабочей зоны, число которых целесообразно брать на уровне 100 - 5000):

- "взять" точку рабочей зоны (решение обратной позиционной задачи);
- выбрать первое допустимое положение ковша в рассматриваемой точке и шаг изменения этого положения;
- выбрать первое положение вектора ССГК относительно зубьев ковша и шаг его изменения;
- получить для указанной конфигурации РО и первого положения вектора ССГК множество значений указанного вектора ССГК по всем ограничениям: по активным и реактивным нагрузкам в полостях всех основных групп гидроцилиндров, а также по проскальзыванию машины и её статической устойчивости; выбрать из полученных значений минимальное;
- для фиксированного положения ковша в рассматриваемой точке рабочей зоны перебрать все остальные возможные положения вектора ССГК выбирая каждый раз минимальное его значение. Иными словами,

сформировать еще одно конечное множество значений ССГК из которых по окончанию его формирования выбрать уже максимальное значение;

- повторить указанные выше этапы для всех допустимых положений ковша в рассматриваемой точке рабочей зоны. Иными словами, сформировать третье конечное множество значений ССГК - из них также выбрать максимальное. Именно оно и будет максимально реализуемым усилием в этой точке рабочей зоны.

При разработке указанного алгоритма принимаем ряд допущений:

- рассматриваем раздельное копание (без совмещений движений элементов РО);

- машина стоит на абсолютно ровной и жесткой площадке;

- динамические нагрузки не учитываем;

- рассматриваем плоскую задачу;

- учитываем возможность копания как поршневой, так и штоковой полостью гидроцилиндров;

- как граничные точки рабочей зоны, так и экстремальные положения каждой группы гидроцилиндров рассматриваем особо.

Дополнительно, анализ нагруженности ОГЭ включает в себя получение: усилий на штоках гидроцилиндров, реакций в шарнирах, значений статических давлений в полостях гидроцилиндров и некоторый ряд дополнительных важных характеристик, позволяющих начинать работу и над иными подсистемами машины.

Для выполнения вычислительного эксперимента по всей рабочей зоне экскаватора ЭГ-12А использована квадратная сетка с шагом в один метр при варьировании в один градус. Рассматривалось копание вдоль гусениц.

Оценка нагруженности ОГЭ выполнена для двух расчётных случаев:

- усилие P_0 перпендикулярно радиусу копания;

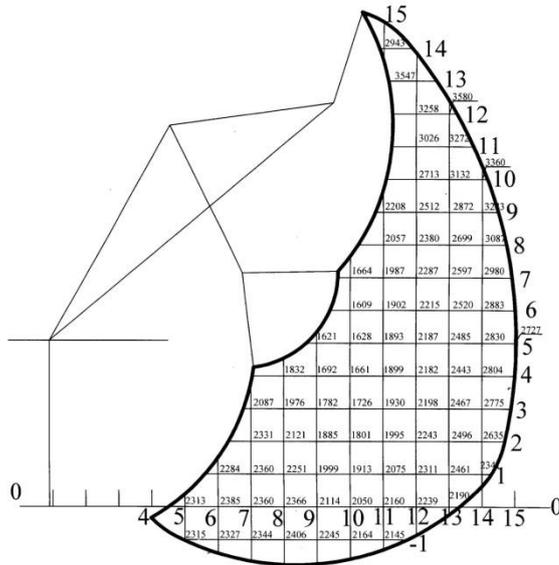
- усилие P_0 может занимать любое положение при копании тем или иным исполнительным механизмом (общий расчётный случай).

Выбор первого расчётного случая вызван тем, что в ситуации, когда усилие P_0 перпендикулярно радиусу копания оно полностью совпадает со своей касательной составляющей P_{01} . Считается, что в этом случае энергоёмкость копания минимальна.

Выбор второго расчётного случая вызван тем, что в ситуации, когда усилие P_0 перпендикулярно радиусу копания, получаем далеко не самые максимальные его значения. Поэтому для получения максимального значения усилия P_0 , рассмотрим процесс копания тем или иным исполнительным механизмом, учитывая все возможные положения вектора P_0 . Заметим, что в этой ситуации энергоёмкость процесса копания стремиться к максимальным своим значениям - составляющая P_{01} почти исчезает (по-

лезная нагрузка стремиться к нулю) - составляющая P_{02} превалирует (сила трения резко вырастает).

Некоторые результаты анализа нагруженности экскаватора ЭГ-12А. Были рассмотрены варианты копания стрелой, рукоятью и ковшом. Каждый из этих вариантов, иллюстрируется, как минимум, четырьмя рисунками – на трёх из которых приведены полевые структуры. Интерес представляет скалярное поле нагруженности. На рисунке 1, для примера, представлено такое поле для случая копания ковшом.



*Рис. 1. Распределение максимально реализуемых усилий при копании ковшом у экскаватора ЭГ-12А
{в каждой точке приведено максимально возможное значение ССГК в кН; расстояния даны в метрах}*

В таблице 1 представлены данные по всем трём режимам копания - приведены средние значения ССГК, представлено паспортное значение усилия для ОГЭ прямого копания ЭГ-12А, а также проведено сопоставление этих значений между собой.

Таблица 1

Средние значения максимального реализуемого усилия экскаватора ЭГ-12А (основной режим нагружения (№2))

Характеристика	Паспортное усилие, кН	Копание стрелой, кН	Копание рукоятью, кН	Копание ковшом, кН	Для "всего" экскаватора, кН
Значения усилий	1100	2334	2237	2353	2308
Разница между паспортным и иными усилиями		1234	1137	1253	1208
Доля от паспортного усилия, %		212,18	203,36	213,91	209,82

Анализ таблицы показывает, что максимальные значения ССГК лежат для экскаватора ЭГ-12А в дальней части рабочей зоны (справа) и кверху (см. рис. 1). Машина же там никогда не копает - её фактическая рабочая зона находится в нижней и средней части теоретической рабочей зоны (от нуля и до 5 метров по высоте).

Из натуральных экспериментов отраслевой научно-исследовательской лаборатории мощных экскаваторов МИСИ им. В.В. Куйбышева [9 и др.], известно, что для ЭГ-12А максимальные значения ССГК достигают уровня 1700-2000 кН (что, заметим, существенно больше 1100 кН, принятых заводом изготовителем по таблице 1). Очевидно, что ориентация как на 3500 кН, так и на 1100 кН – решение не рациональное.

На основании выше сказанного предложен следующий подход к выбору потребного проектировщику значения ССГК: для выполнения проектных расчётов целесообразно брать среднее значение максимально реализуемого усилия. При этом в ходе создания новой и оригинальной машины, есть смысл ориентироваться на всю рабочую зону, а при модернизации уже существующей - на зону фактического копания (которая всегда существенно меньше теоретической рабочей зоны).

Заключение.

Во-первых, единичная максимальная статическая нагрузка - это численное значение максимального реализуемого усилия в ходе копания на зубьях ковша при упоре его в непреодолимое абсолютно жесткое препятствие (для любой произвольной точки рабочей зоны).

Во-вторых, указанные усилия образуют конечное множество, в котором легко выделить экстремальное значение усилия. После этого не сложно увидеть, что оно и близкие к нему значения усилия лежат не в той части рабочей зоны машины, где она осуществляет процесс экскавации.

В третьих, при создании (или модернизации) РО экскаватора, или его иных подсистем, или же при рассмотрении всей машины, нецелесообразно брать абсолютное максимальное значение указанного усилия. Целесообразно ориентироваться на его среднее значение либо по всей рабочей зоне, либо по её фактической части.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Побегайло П.А. Мощные одноковшовые гидравлические экскаваторы: методология проектирования рабочего оборудования (на ранних стадиях проектирования). – М.: СВР-АРГУС, 2017. – 210 с.
2. РД 22-158-86. Экскаваторы одноковшовые гидравлические. Рабочее оборудование. Расчет металлоконструкций на статическую прочность. - М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1987. - 133 с.
3. РД 24.220.03-90. Машины строительные и дорожные. Нормы расчета. - М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1990. - 113 с.
4. Сумский С.Н. Пути снижения нагруженности кривошипно-рычажных машин // Вестник машиностроения. 2003, № 11. с. 30 – 39.
5. Побегайло П.А. Мощные одноковшовые гидравлические экскаваторы: выбор основных геометрических параметров рабочего оборудования на ранних стадиях проектирования. – М.: ЛЕНАНД, 2014. – 296 с.
6. Зарецкий Л.Б. Статический и динамический анализ плоских механизмов // Машиноведение, 1979. №2. с. 3 – 10.

7. Комиссаров А. П., Шестаков В. С. Имитационная модель функционирования рабочего оборудования гидравлического экскаватора // Горное оборудование и электромеханика. - 2013. № 10. - с. 36–38.

8. Комиссаров А.П., Лагунова Ю.А., Шестаков В.С. Взаимосвязи конструктивных и режимных параметров гидрофицированного рабочего оборудования экскаваторов // Горное оборудование и электромеханика. - 2014. № 11. - с. 9–14.

9. Комиссаров А.П. и др. Обоснование рабочей характеристики карьерного экскаватора // Горное оборудование и электромеханика. 2017. № 2. с. 7 - 10.

10. Мокин Н.В., Смоляницкий Э.А. Гидравлические экскаваторы. Ч. II. Расчет и конструирование механизмов. Новосибирск: НИИЖТ, 1976. 72 с.

11. Бабенков П.Ю., Шестаков В.С. Моделирование рабочего процесса гидравлического экскаватора // Горное оборудование и электромеханика. - 2018. № 1. - с. 10-15.

12. Безкоровойный П.Г., Шестаков В.С. Изменение нагрузок на рабочем оборудовании гидравлического экскаватора при копании крайним зубом // Горное оборудование и электромеханика. 2020. № 5. с. 3 – 8.

13. Shestakov V., Bezkorovainyy P., Franz T. Determination of the working area of a hydraulic excavator // E3S Web of Conferences **177**, 03017 (2020) Ural Mining Decade 2020, 6 pp. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202017703017>

14. Mitrev R., Janošević D., Marinković D. Dynamical Modelling of Hydraulic Excavator Considered as a Multibody System, Tehnicki Vjesnik (Technical Gazette), 24(Suppl. 2), 2017, pp. 327-338. DOI:[10.17559/TV-20151215150306](https://doi.org/10.17559/TV-20151215150306)

15. Geu Flores F., Kecskemethy A., Pottker A. Workspace analysis and maximal force calculation of a face-shovel excavator using kinematical transformers. 12th IFToMM World Congress in Mechanism And Machine Science, Besancon, France, June 18 – 21, 2007. pp. 375–381.

16. Mitrev R. PSAB – a new tool for position and static force analysis of a backhoe excavating equipment // Българско списание за инженерно проектиране, 2008, бр. 1, декември. pp. 36 – 45.

17. Ren Z., Wang J, Zou Z., Wang Y., Zhu H. Modeling of the limiting digging force of hydraulic excavator based on resistance characteristics // Mechanika, vol. 25, no. 5, Sept.-Oct. 2019, pp. 357 - 36. <http://dx.doi.org/10.5755/j01.mech.25.5.22805>

18. Rusiński E. & etc. Surface mining machines: problems of maintenance and modernization. Springer International Publishing AG, 2017. 169 p. ISBN 978-3-319-47792-3, DOI 10.1007/978-3-319-47792-3

19. Штейнцайг В.М. Интенсификация открытых горных работ с применением мощных карьерных одноковшовых экскаваторов. М.: Наука, 1990. 142 с.

УДК 621.879

О НЕКОТОРЫХ ИТОГАХ ИССЛЕДОВАНИЙ ДИНАМИКИ КАРЬЕРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ С ГИДРАВЛИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ

П.А. Побегайло¹ канд. техн. наук; **А.Н. Ильина**², доц., канд. физ-мат. наук
¹ - Независимый исследователь, Москва, РФ; ² - ФГБОУВО МАИ (НИУ), Москва, РФ

Представлены основные текущие результаты исследований динамики карьерных одноковшовых гидравлических экскаваторов с различными типами рабочего оборудования. Исследования нацелены на применение при ранних стадиях проектирования.

Ключевые слова: карьерные гидравлические экскаваторы; динамика экскаватора; рабочее оборудование; системы управления.

ON SOME RESULTS OF THE DYNAMICS RESEARCH MINING EXCAVATORS

P.A. Pobegailo, A.N. Ilyina

This paper presents the main current results of our research on the dynamics of single-bucket hydraulic excavators with various types of working equipment. This body of research is aimed at application in design, at its early stages.

Keywords: mining hydraulic excavators; excavator dynamics; working equipment; control systems

Введение. Не смотря на то, что одноковшовые гидравлические экскаваторы (ОГЭ) существуют уже более полувека, и число работ посвященных их совершенствованию давно перевалило за несколько тысяч, многие вопросы и проблемы их проектирования и эксплуатации еще не нашли своего полного решения. К числу таких тем, несомненно, относятся и различные задачи динамики этих машин.

Очевидно, что в дальнейшем углублении и расширении знания о динамике ОГЭ лежит ключ к их совершенствованию и, как следствие, к росту эффективности открытых горных работ. Ведь именно ОГЭ в настоящее время являются там основной боевой единицей.

Основной текст. В рамках исследования динамики ОГЭ были поставлены и решены следующие задачи:

- выполнить обзор литературы в области динамики ОГЭ, их отдельных подсистем (привод, системы управления и пр.) [1, 2];
- провести анализ литературы в области динамики манипуляционных систем и иных, похожих на ОГЭ, технических систем;
- выделить те задачи динамики, которые будут способствовать улучшению качества проектных разработок ОГЭ; определить место этих задач в общей технологии проектирования ОГЭ, их связи с иными задачами (этапами) проектирования;
- сформулировать общие требования к физическим моделям динамики ОГЭ и их подсистем (в первую очередь, к рабочему оборудованию (РО) и гидравлическому приводу);

- построить ряд частных физических моделей ОГЭ, с соответствующим математическим и программным оформлением.

В качестве примера решения последней задачи укажем на построение фундамента физической модели динамики РО ОГЭ [7 и др.] как для традиционного трехзвенного РО, так и для нетрадиционного - четырехзвенного [8] (речь тут идет, в первую очередь, об уравнениях движения).

В математический "базис" этих физических моделей положено векторное нелинейное дифференциальное уравнение второго порядка.

Необходимо отметить, что с одной стороны использование такой физической модели позволяет с приемлемой точностью и с достаточной простотой исследовать и оценить качество проекта РО за счёт того, что можно вычислить скорости и ускорения его элементов. При этом возможно рассмотрение различных сочетаний рабочих движений, с учетом и без учета сил трения в шарнирах.

С другой стороны, эта модель позволяет параллельно разработке конструкции РО начать создание системы управления машиной [9, 10 и др.].

Заключение. Определены отдельные лакуны и частные неточности в имеющихся моделях оценки динамики ОГЭ. 2). Разработаны основы методологии для ранних стадий проектирования РО ОГЭ с учетом ряда задач динамики. Разработаны: требования к потребным моделям оценки динамики ОГЭ; некоторые элементы физических моделей с соответствующим для них математическим и программным обеспечением. Рассмотрены некоторые задачи синтеза системы управления ОГЭ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Побегайло П.А. Исследования динамики одноковшовых гидравлических экскаваторов: современное состояние и некоторые перспективы // Горный информационно-аналитический бюллетень, 2014, № 11, с. 154 - 158.

2. Побегайло П.А. Современное состояние и некоторые перспективы исследований динамики одноковшовых гидравлических экскаваторов // Труды X Всероссийской научной конференции «Нелинейные колебания механических систем» (Нижний Новгород, 26–29 сентября 2016 г.) / Под редакцией Д.В. Баландина, В.И. Ерофеева, И.С.Павлова. Нижний Новгород: Издательский дом «Наш дом», 2016, с. 610 - 613.

3. Pobegailo P.A., Gadolina I.V. Reliability of Mining Machines and Development of the Express – Diagnostic System: State and Prospects // Journal of Graphic Era University, 2022, Vol. 10 Iss. 1, pp. 12. doi: 10.13052/jgeu0975-1416.1011

4. Побегайло П.А., Ильина А.Н. Физическая модель оценки динамики гидравлических экскаваторов на ранних стадиях проектной деятельности // Уголь. 2018. № 12. с. 33 - 37. DOI: <http://dx.doi.org/10.18796/0041-5790-2018-12-00-00>

5. Побегайло П.А., Ильина А.Н. Развитие физической модели оценки динамики гидравлических экскаваторов на ранних стадиях проектной деятельности и в текущих условиях эксплуатации // XIII Всероссийский съезд по теоретической и прикладной механике. Сборник тезисов докладов. В 4-х томах. Том 1 "Общая и прикладная механика". Санкт-Петербург, 2023. с. 512 - 514.

6. Комиссаров А.П., Побегайло П.А., Шестаков В.С. Методика экспресс анализа энергопотребления при экскавации горных пород // ГИАБ, 2014, № 12, с. 138 - 141.

УДК 621.879

ОНТОЛОГИЧЕСКАЯ ИНЖЕНЕРИЯ КАРЬЕРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ: ТЕКУЩЕЕ СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА

П.А. Побегайло¹ к.т.н.; Д.Ю. Крицкий² инж.; А.Н. Ильина³, доц., к.физ-мат.н.;
Е.С. Сазанкова⁴, к.т.н., доц.

¹ Независимый исследователь, Москва, РФ;

² АО "СУЭК-КРАСНОЯРСК", Красноярск, РФ; ³ ФГБОУВО МАИ (НИУ), Москва, РФ;

⁴ НИТУ МИСиС, Москва, РФ

Представлены некоторые результаты по созданию методологии (методы, средства, подходы, логика и взаимосвязи) разработки и применения инженерных онтологий карьерных экскаваторов на всём их жизненном цикле. Представлены основные выводы, сформулированные в ходе выполнения аналитического исследования текущего состояния вопроса. Полученные результаты улучшают понимание, расширяют Знание и позволяют уверенно намечать, выявлять и снимать насущные проблемы присущие карьерным экскаваторам.

Ключевые слова: карьерные экскаваторы; инженерные онтологии; системы экспресс диагностики состояния экскаваторов; интеллектуальный экскаватор

ONTOLOGICAL ENGINEERING OF MINE EXCAVATORS: CURRENT STATUS OF THE ISSUE

P.A. Pobegailo, D.Yu. Kritckij, A.N. Ilyina, E.S. Sazankova

Some results are presented on the creation of a methodology (methods, tools, approaches, logic and relationships) for the development and application of engineering ontologies of mining excavators throughout their life cycle. The main conclusions formulated during the analytical study of the current state of the issue are presented. The results obtained improve understanding, expand Knowledge and allow you to confidently identify, identify and resolve pressing problems inherent in mining excavators.

Keywords: mining excavators; engineering ontologies; express diagnostic systems for excavators; intelligent excavator

Введение. Одной из причин активно сдерживающих автоматизацию деятельности по проектированию карьерных экскаваторов (КЭ) является недостаточная развитость горного машиностроения в части разработки и внедрения инженерных онтологий (ИО) [1-3 и мн. др.] – смысловых моделей, описывающих как жизненный цикл (ЖЦ) КЭ в целом, так и отдельные его элементы. Дезинтеграционными факторами выступают как междисциплинарность проектной деятельности и потребность часто учитывать в комплексных ИО и предприятие – изготовитель, и предприятие – эксплуатирующее технику, так и опережающий рост сложности средств производства над пониманием сути дела.

Представлены основные выводы, сформулированные по итогам проведенного анализа состояния проблемы ИО в мировом горном машиностроении.

Основной текст. Анализ современного состояния онтологической инженерии позволяет сделать следующие выводы.

1) Всё большую роль в жизни Человечества играет Знание и методы работы с ним.

2) Онтологическая инженерия – это важное, полезное и развивающееся научное направление, разместившиеся на стыке инженерных, гуманитарных и естественных форм Знания. Это направление помогает работе со Знанием в рамках современных информационных технологий, чье практическое применение малоэффективно без использования современных компьютеров - тесно связано с «Интернетом вещей (и не только), который, в свою очередь, есть важная часть "Индустрии 4.0".

3) Математической основой для таких онтологий выступает дескриптивная логика.

4) Инженерная онтология – это важнейшее понятие, концепт, категория онтологической инженерии;

5) Известно значительное число классификаций инженерных онтологий, однако, не прояснен вопрос о том, являются ли они естественными (в смысле советских учёных С.В. Мейена и Ю.А. Шрейдера).

6) Предложено много различных языков для описания тех или иных онтологий, что несет в себе очевидные минусы и плюсы (например, простой разработчик может, привыкнув к использованию компьютера, утратить знания о сути дела, как это произошло со многими пользователями программ, реализующих метод конечных элементов).

7) Единой, универсальной, эффективной методологии разработки частных инженерных онтологий до сих пор построить никому не удалось, что также несет в себе и плюсы и минусы (хотя определенная унификация и стандартизация неизбежна);

8) Важным техническим нюансом онтологической инженерии является паттерн (шаблон), развитие которых на сегодня тормозится как рядом нерешенных вопросов, так и недостаточной унификацией прилагаемых усилий.

9) Формирование новой инженерной онтологии – онтологии проектирования, которая однако пока еще не стала фундаментом инженерии в целом, являясь в тоже время весьма важной, интересной, полезной и перспективной областью деятельности.

10) Онтологическая инженерия генетически связана с деятельностью Г.П. Щедровицкого и его научной школы.

11) В отечественном общенаучном и прикладном дискурсе онтологическая инженерия появилась в конце прошлого века (с опозданием на 7-10 лет относительно зарубежных исследователей) и постепенно развивается, существуя в рамках совокупности дисциплин, касающихся информационных технологий и систем связи.

12) Онтологическая инженерия предъявляет весьма жесткие и высокие требования к своим адептам, часто далеко выходящие за рамки обычного инженерного образования, что сказывается и на формировании творческих инженерных и научных коллективов, и на выборе организаций, способных решать задачи онтологической инженерии.

13) В рамках отечественного общего машиностроения онтологическая инженерия встречается в трудах специалистов по авиационной, военной и железнодорожной технике, проникая также на территорию нефтегазового машиностроения, там, где речь идет о крупных, сложных, распределенных системах - междисциплинарных задачах. При этом активно и часто в качестве основных исполнителей работ привлекают ученых РАН.

14) В отечественном горном машиностроении не известны работы, использующие четкие понятия онтологической инженерии.

15) Однако, многие традиционные, известные с советского времени, классификации можно, так или иначе, отнести к инженерным онтологиям.

16) Есть некоторые зарубежные работы, касающиеся вопросов онтологической инженерии в горном машиностроении, однако их немного, они посвящены частным, несерьезным задачам, и не закрывают всех вопросов онтологической инженерии.

17) Для этого нужна систематическая, кропотливая работа, поддерживаемая государством - включающая в себя разработку общей методологии проектирования тех или иных объектов горного машиностроения, а также формирование новых подходов к построению отдельных научных дисциплин, составляющих полный спектр горного машиностроения, что должно позволить усовершенствовать процесс рождения инженера в соответствующих учебных заведениях. Полезным было бы создание единого словаря терминов для этой предметной области.

18) Можно улучшить положение как с качеством отечественного проектирования горных производственных систем и комплексов в рамках концепта "виртуальная среда - человек - машина - естественная среда", так и с эффективностью ремонтных подразделений горных предприятий, с эксплуатационной надежностью горных машин и технологических цепочек. Поэтому ведется работа над созданием Системы Экспресс - Диагностики (пока что с привязкой к карьерным экскаваторам), которая тесно связана с переосмыслением понятий и положений Жизненного цикла изделия (с учётом CALS) и сложным образом переплетена с развитием и внедрением «Интернета вещей», концептов «цифровая тень» и «цифровой двойник» - элементов "Индустрии 4.0".

19) В среднесрочной перспективе может стать реальностью создание робота проектанта, робота диагноста и робота эксплуатанта! Хотя бы и для создания и эксплуатации отечественных КЭ.

20) Для дальнейшего успешного развития отечественных ИО необходимо создание отечественного программного обеспечения.

Заключение. Представлены некоторые результаты трудов по разработке инженерных онтологий КЭ, а именно – основные выводы аналитического исследования состояния мирового горного машиностроения в части использования и развития в нём инженерных онтологий.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Смирнов С.В. Онтологии как смысловые модели // Онтология проектирования, 2013, №2(8), с. 12 - 19.
2. Соснина Т.Н. Онтология проектирования в контексте постулатов теории предмета труда // Онтология проектирования, 2015, №2(16), с. 206 - 222.
3. Gruber, T. A translation approach to portable ontology specifications / T. Gruber // Knowledge Acquisition. – 1993. - Vol. 5. – P. 199-220.
4. Побегайло П.А., Гадолина И.В. К построению комплексных инженерных онтологий при проектировании машин для открытых горных работ / В книге: МАШИНЫ, ТЕХНОЛОГИИ И МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ СОВРЕМЕННОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ. СБОРНИК ТЕЗИСОВ ДОКЛАДОВ КОНФЕРЕНЦИИ, посвященной 85-летию Института машиноведения им. А.А. Благонравова РАН. 2023. с. 113.
5. Евгеньев Г.Б. Индустрия 5.0 как интеграция Интернета знаний и Интернета вещей // Онтология проектирования, 2019, Т.9, №1(31), с. 7 - 23. – DOI: 10.18287/2223-9537-2019-9-1-7-23.
6. Похабов, Ю.П. Проектирование сложных изделий с малой вероятностью отказов в условиях Индустрии 4.0 // Онтология проектирования, 2019, Т.9, №1(31), с. 24 - 35. – DOI: 10.18287/2223-9537-2019-9-1-24-35.
7. Гришин М.В., Ларин С.Н., Соснин П.И. Онтологии проектирования шаблонной оснастки в авиационном производстве // Онтология проектирования, 2016, Т.6, №1(19), с. 7 - 28. DOI: 10.18287/2223-9537-2016-6-1-7-28.
8. Воронин В.В. Диагностические принципы в системах технического обслуживания // Информатика и системы управления, 2021, № 4(70), с. 67 - 80. - DOI: 10.22250/isu.2021.70.67-80.
9. Ковалев С.М., Колоденкова А.Е. Построение базы знаний интеллектуальной системы контроля и предупреждения рисков ситуаций для этапа проектирования сложных технических систем // Онтология проектирования, 2017, Т.7, №4(26), с. 398 - 409. – DOI: 10.18287/2223-9537-2017-7-4-398-409.
10. Абрамов О.В. Мониторинг и прогнозирование технического состояния систем ответственного назначения // Информатика и системы управления, 2011, № 2(28), с. 4 - 15.
11. Абрамов О.В. Повышение эффективности мер по предупреждению чрезвычайных (аварийных) ситуаций // Информатика и системы управления, 2022, № 3(73), с. 31 - 44. - DOI: 10.22250/18142400_2022_73_3_31.
12. Абрамов О.В., Назаров Д.А. Методы и средства интеллектуальной поддержки прогноза технического состояния систем ответственного назначения // Информатика и системы управления, 2022, № 4(74), с. 54 - 63. - DOI: 10.22250/18142400_2022_74_4_54.
13. Массель Л.В., Массель А.Г. Технологии и инструментальные средства интеллектуальной поддержки принятия решений в экстремальных ситуациях в энергетике // Вычислительные технологии, 2013, Т. 18. Специальный выпуск, с. 37 - 44.
14. Siew Hoon Leong, Dieter Kranzlmüller. Towards a General Definition of Urgent Computing. Proc. Computer Science. Vol.51, 2015, P. 2337 - 2346. <https://doi.org/10.1016/j.procs.2015.05.402>.
15. Боргест Н.М. и др. Робот-проектант: фантазии и реальность // Онтология проектирования, 2012, №4(6), с. 73 - 94.
16. Боргест Н.М. и др. Робот-проектант: на пути к реальности // Онтология проектирования, 2015, Т.5, №4(18), с. 429 - 449. DOI: 10.18287/2223-9537-2015-5-4-429-449.

УДК 622.001.89:622.68

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СРЕДНЕЙ МОЩНОСТИ СРЕЗКИ ДЕРЕВА

В.Ф. Синицын, профессор, **Л.В. Копенкина**, доцент

ФГБОУ ВО «Тверской государственный технический университет», г. Тверь, РФ

Представлено определение средней мощности срезки древесной растительности двумя методами – статистическим и аналитическим. Описана машина для срезки древесной растительности типа МТП-43. Показан расчет средней мощности, необходимой для срезки древостоя. Предложено введение в систему привода машины для сводки древесной растительности специального инерционного устройства для безостановочной и равномерной работы машины с минимальным значением мощности и момента инерции.

Ключевые слова: машина для срезки древесной растительности, мощность системы привода фрезы, момент инерции фрезы, кинетическая энергия фрезы, маховичный накопитель кинетической энергии.

DETERMINATION OF THE AVERAGE CUTTING POWER OF A TREE

V.F. Sinicyn, L.V. Kopenkina

The article presents the determination of the average cutting power of woody vegetation by two methods – statistical and analytical. A machine for cutting woody vegetation of the MTP-43 type is described. The calculation of the average power required for cutting a stand is shown. It is proposed to introduce a special inertial device into the drive system of the machine for the summary of woody vegetation for non-stop and equal-dimensional operation of the machine with a minimum value of power and moment of inertia.

Keywords: machine for cutting woody vegetation, power of the milling cutter drive system, moment of inertia of the milling cutter, kinetic energy of the milling cutter, flywheel kinetic energy storage.

При подготовке торфяных месторождений к использованию для добычи торфа применяются машины для срезки древесной растительности типа МТП-43 [1]. Машины этого типа оснащаются двигателями мощностью 70-110 кВт, имеют высокую производительность – древесная растительность срезается на площади 0,5...0,7 га за смену.

Машина представляет собой навесное на экскаватор оборудование. Исполнительным органом, осуществляющим срезку деревьев, является дисковая фреза. Фреза расположена на конце стрелы. Каждый рабочий проход фрезы – результат поворота верхнего поворотного строения экскаватора (по направлению часовой стрелки) на угол 180°. Скорость подачи фрезы на рабочем проходе 2-3 м/с.

Поворотом верхнего строения против часовой стрелки на угол 180° фреза возвращается в исходное положение. Эти маятниковые движения фрезы производятся впереди машины. Перед каждым рабочим проходом фрезы машина перемещается вперед на 0,9-1,2 м.

Исследования показали, что на привод фрезы расходуется около 90 % энергии, необходимой для работы машины. Во время рабочего прохода фреза попеременно совершает срезку очередного дерева и холостой ход до встречи со следующим деревом. Во время срезки дерева пиковые значения мощности на зубьях фрезы достигают величины в 3-4 раза превышающей мощность двигателя. Расход энергии, необходимый для срезки дерева, на 65-75 % покрывается за счет кинетической энергии фрезы, угло-

вая скорость которой во время срезки дерева уменьшается. Во время холостого хода энергия, поступающая от двигателя, расходуется на восстановление кинетической энергии фрезы – ее угловая скорость увеличивается. Фреза является своеобразным аккумулятором энергии.

Чтобы обеспечить практически безостановочную срезку деревьев (и обеспечить комфортные условия работы машиниста) мощность привода нужно увеличить в 3-4 раза. При этом, чем меньше момент инерции, тем большая требуется мощность для достижения желаемой вероятности.

Компьютерные эксперименты показали, что можно в 3–4 раза уменьшить мощность привода фрезы, увеличивая момент инерции. При бесконечно большом значении момента инерции фреза располагает бесконечно большим запасом кинетической энергии. Следовательно, мощность привода не будет зависеть от величины пиковых нагрузок, возникающих при срезке дерева.

Мощность привода при этом практически станет равной средней мощности, необходимой для срезки данного древостоя. Для этого необходимо примерно трехкратное увеличение момента инерции фрезы, по сравнению с моментом инерции на существующих машинах МТП-43.

На настоящий момент единственным способом такого значительного увеличения момента инерции представляется введение в систему привода фрезы специального инерционного устройства. Из сказанного следует, что при проектировании машины задача определения необходимой мощности привода одновременно является и задачей определения необходимого момента инерции.

Есть аналитические решения этой задачи [2, 3]. Однако этим решениям присущи определенные недостатки. В связи с этим в настоящее время наиболее адекватным описанием процесса взаимодействия фрезы с древостоем является имитационная модель [4].

Трудность получения аналитического решения, в достаточной мере адекватно отражающего процесс взаимодействия фрезы с древостоем, обусловлена тем, что диаметр срезаемого дерева и его координаты являются случайными величинами.

Количество энергии, затрачиваемой на срезку одного дерева равно

$$T = V \cdot A, \text{ кДж},$$

где V – объем древесины, фрезеруемой при срезке одного дерева, м^3 ; A – удельный расход энергии на резание, $\text{кДж}/\text{м}^3$.

Объем древесины, фрезеруемой при срезке одного дерева, равен

$$V = \frac{\pi \cdot D_{\text{дер}}^2}{4} \cdot B_{\text{пр}}, \text{ м}^3,$$

где $D_{\text{дер}}$ – диаметр дерева, м; $B_{\text{пр}}$ – ширина пропила, м (равна ширине зуба фрезы).

Соответственно энергия, необходимая для срезки одного дерева с учетом предыдущих формул равна

$$T = \frac{\pi \cdot D_{дер}^2}{4} \cdot B_{пр} \cdot A.$$

Средняя мощность для срезки данного древостоя

$$N = T \cdot n_{дер},$$

где $n_{дер}$ – количество деревьев.

С учетом всех формул получаем

$$N = \frac{\pi \cdot D_{дер}^2}{4} \cdot B_{пр} \cdot A \cdot n_{дер}.$$

Задача определения средней мощности была решена с использованием численных методов [5].

Для определения $D_{дер}$ использовалось статистическое моделирование. Задача решалась для сосново-сфагнового древостоя верховых торфяных месторождений: математическое ожидание диаметра дерева $m_d=0,13$ м; среднее квадратичное отклонение $\sigma_d=0,0325$ м [6].

Было найдено новое решение, более рациональное, аналитическое.

По теореме о числовых характеристиках функций случайных величин, используем формулу для математического ожидания квадрата случайной величины

$$M(X^2) = D_x + m_x^2,$$

где D_x – дисперсия случайной величины, в данном случае диаметра деревьев, m_x – математическое ожидание случайной величины.

Тогда средняя мощность будет равна

$$N = \frac{\pi \cdot M(X^2)}{4} \cdot B_{пр} \cdot A \cdot n_{дер} = \frac{\pi \cdot (D_x + m_x^2)}{4} \cdot B_{пр} \cdot A \cdot n_{дер}.$$

Интересно сравнить результаты расчетов двумя методами – численным и аналитическим.

Разница результатов расчетов средней мощности двумя способами численным и аналитическим составляет не более 0,01 %, что говорит о достоверности применения данного аналитического метода.

Увеличение момента инерции до величин, при которых мощность привода будет близка к средней, будет возможна при использовании специального инерционного устройства. При создании инерционного устройства определяемая мощность будет служить ориентиром для конструкторов. Среднее значение мощности фактически является минимальным значением. Это может быть реализовано при наличии в системе привода фрезы аккумулятора энергии (например, маховичного накопителя кинетической энергии). При наличии такого аккумулятора система будет работать следующим образом.

Если мощность, необходимая для работы фрезы, меньше средней мощности, то часть подаваемой энергии системы привода фрезы будет поступать в аккумулятор.

Если мощность, необходимая для работы фрезы, больше средней мощности, то недостающая энергия системы будет поступать из аккумуля-

тора. При наличии аккумулятора энергия в систему привода фрезы будет поступать непрерывно и равномерно с мощностью, равной N_{cp} .

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кудимов Л.П., Кусков Ю.Д., Сафонов К.Е. Технология и комплексная механизация подготовки торфяных месторождений к разработке. М.: Недра, 1974. 216 с.
2. Гашинский В.В. Исследование и разработка комплексной механизации рабочих процессов, связанных со сводкой леса, при подготовке торфяных месторождений к эксплуатации: автореф. дисс. канд. техн. наук по спец. 179 - машины для добычи и транспортирования торфа. Калинин, 1970. 22 с.
3. Шейде В.П. Определение параметров машины для сводки леса при подготовке торфяных полей. Торфяная промышленность. 1973. №8. С. 16–18.
4. Сеницын В.Ф. Имитационная модель процесса взаимодействия с древостоем фрезы машины для срезки древесной растительности типа ЭСЛ. Горный информационно-аналитический бюллетень. 2009. №10. С. 164-174.
5. Сеницын В.Ф., Копенкина Л.В. [Средняя мощность машины для срезки древесной растительности](#) // В сборнике: Социально-экономические и экологические проблемы горной промышленности, строительства и энергетики. Сборник научных трудов 15-й международной конференции по проблемам горной промышленности, строительства и энергетики. Под общей редакцией д.т.н., проф. А.Б. Копылова, к.т.н., доц. И.А. Басалай. 2019. С. 66-71.
6. Ларгин, И.Ф. Исследование древесного яруса на верховых болотах // Труды института леса АН СССР, 1953. Т.13, С. 45–51.

УДК 622.27

МОРФОЛОГИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПАРАМЕТРОВ КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА ДЛЯ ВЫЕМКИ ТОРФЯНОГО СЫРЬЯ

А.И. Смирнов, аспирант

ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский горный университет императрицы Екатерины II»,
г. Санкт-Петербург, Россия

Приведен морфологический анализ возможных параметров карьерного гидравлического экскаватора для выемки торфяного сырья. В ходе анализа параметров было установлено, что рациональным вариантом конструкции машины является одноковшовый гидравлический экскаватор действия класса «средних» по массе. Экскаватор оборудован обратной лопатой, гусеничным ходом с повышенной проходимостью по слабым грунтам и ковшом планировочного типа с увеличенным объемом и отверстиями для слива воды.

Ключевые слова: торфяная залежь, карьерный способ, экскаватор, морфологический анализ параметров

MORPHOLOGICAL ANALYSIS OF MINING EXCAVATOR PARAMETERS FOR PEAT EXCAVATION

A.I. Smirnov

The morphological analysis of possible parameters of a mining excavator for excavation of peat by open-pit method is given. During the analysis of the parameters, it was found that a rational design option for the machine is a single-bucket hydraulic excavator of cyclic action of the "medium" class by weight. The excavator is equipped with a backhoe, a crawler with increased cross-country ability on weak soils and a bucket of a planning type with an increased volume and holes for draining water.

Keywords: peat deposit, open-pit method, excavator, parameters morphological analysis

Известен экскаваторный способ добычи торфяного сырья, который осуществляется комплектом машин, состоящим из многоковшового торфодобывающего экскаватора, выполняющего выемку торфа влажностью 87-89 % и его переработку; стилочной машины, производящей транспортирование переработанной торфяной массы на поля сушки, формование и выстилку торфяных кусков; машины для сушки кускового торфа машины по уборке торфа в штабели [1]. В настоящее время по причине отсутствия на рынке узкоспециализированной техники для добычи торфяного сырья встал вопрос о возможных путях развития технологии добычи торфа карьерным способом с применением современных достижений в области горной науки и техники.

Целью работы является проведение морфологического анализа с применением эвристического метода прогнозирования, в результате которого будет получены вероятные данные о будущем состоянии прогнозируемого объекта [2].

Для прогнозирования диапазона параметров, предъявляемых к выемочному экскаватору для добычи торфяного сырья карьерным способом, составляется морфологическая карта с целью определения необходимых возможных параметров экскаватора и рационального решения из возможных вариантов конструкции машины.

Анализ проведен в соответствии с иерархической схемой уровней оценки конструктивных элементов экскаватора: тип выемочного экскаватора; тип рабочего оборудования; тип ходовой части экскаватора; тип ковша экскаватора.

Для получения первичной информации о рациональных типах проводится анализ по первичным классификационным признакам экскаватора:

- выемочные экскаваторы по технологическим особенностям: одноковшовые и многоковшовые;

- передачи энергии от силовой установки к рабочему оборудованию: канатные и гидравлические.

- классы по массе: легкие менее 6 т, средние – от 6-20 т;

- тип ходового оборудования: гусеничные, колесные, понтонные [3].

В связи с широким распространением одноковшовых гусеничных гидравлических экскаваторов, технологической особенностью которых является циклический принцип действия, стоит рассмотреть данный тип техники для осуществления экскаваторного способа добычи торфяного сырья карьерным способом. Так же рационально выбрать экскаватор, относящийся к среднему классу по массе, для обеспечения меньшего давления на слабый грунт, но при этом обеспечивающих большую производительность, чем у экскаваторов легкого класса.

На втором иерархическом уровне рассматриваются параметры гусеничного ходового оборудования экскаватора, для обеспечения повышенной проходимости экскаватора по слабым грунтам в условиях торфяного карьера:

- ширина гусеничного хода: 0,7 м, 1,2 м, 1,5 м;

- конструктивные особенности гусеничных траков: одногребневые, двухгребневые и трехгребневые;

- геометрическая форма гусеничных траков: прямые, трапециевидные и волнообразные.

Исходя из условия наилучшей проходимости экскаватора по слабым грунтам и опыта эксплуатации, рациональная ширина гусениц составляет 1,5 м, которые состоят из двухгребневых траков и имеют волнообразную геометрическую форму.

На третьем иерархическом уровне рассматриваются типы рабочего оборудования экскаватора: обратная лопата; драглайн; многоковшовый; роторный [3].

Исходя из условий функционирования экскаватора при выемке торфяного сырья со всей глубины торфяной залежи (до 5 м) путем срезания стружки толщиной до 0,15 м с откоса карьера и заполнением ковша рациональным выбором оборудования экскаватора является обратная лопата.

На четвертом иерархическом уровне рассматриваются параметры ковша экскаватора: по назначению: общеземельный, планировочный; по наличию зубьев на режущей кромке ковша; по вместимости ковша (от 0,6 до 1,5 м³); по наличию (отсутствию) отверстий в корпусе ковша.

Анализ параметров ковша экскаватора показывает, что оснащение ковша зубьями нецелесообразно, так как прочность торфяной залежи достаточно низкая. Выемка торфяного сырья осуществляется путем срезания стружки с откоса карьера при плотности торфяной залежи около 900 кг/м^3 . Ковш может быть планировочного типа с увеличенным объемом до $1,5 \text{ м}^3$ и меньшей металлоемкостью по сравнению со стандартными ковшами. Так как добыча происходит частично из-под воды, необходимым является оснащение ковша отверстиями для слива воды.

В ходе анализа параметров предъявляемых к выемочную экскаватору, было установлено, что рациональным вариантом конструкции машины для выемки торфяного сырья карьерным способом является одноковшовый гидравлический экскаватор циклического действия, среднего класса по массе, оборудованный обратной лопатой и гусеничным ходом с увеличенной опорной поверхностью. Выемочный экскаватор оснащается ковшом планировочного типа увеличенного объема, со сплошной режущей кромкой и наличием отверстий для слива воды.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Солопов С. Г., Горцакалян Л. О., Самсонов Л.Н., Цветков В.И. Торфяные машины и комплексы. – М.: Недра, 1981. – 416 с.
2. Семеевков, С.Д. Проектирование и расчет технологических машин [Текст]: учебное пособие / С.Д. Семеевков, В.М. Шпынев, Б.Ф. Зюзин. 1-е изд. –Тверь: ТГТУ, 2006. – 120 с.
3. Подэрни Р.Ю. Горные машины и комплексы для открытых горных работ: Учебник для вузов.- 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1985. – 544 с.

УДК 621.37
**О МЕТОДОЛОГИИ СВЯЗИ СВОЙСТВ «ЦЕЛИКОВ»
С ПОКАЗАТЕЛЯМИ НАДЕЖНОСТИ ГОРНОЙ ТЕХНИКИ (ГТ)**

Т.А. Ткачева, доцент

ФГБОУ ВО «Московский политехнический университет», г. Москва, Россия

Рассмотрены методологические проблемы связи определяющих свойств «ЦЕЛИКов» с основными показателями надежности горной техники, функционирующей на разрезах и карьерах.

Ключевые слова: методология, проблемы, связи, «ЦЕЛИКи», основные показатели, надежность, горная техника.

**ABOUT THE METHODOLOGY OF CONNECTION OF THE
PROPERTIES OF ‘PILLARS’ WITH INDICATORS OF RELIABILITY
OF MINING EQUIPMENT (MET)**

T.A. Tkacheva

The article examines the methodological problems of connecting the defining properties of “Targets” with the main indicators of the reliability of mining equipment operating in open-pit mines and quarries.

Keywords: methodology, problems, connections, “PURPOSE”, main indicators, reliability, mining equipment.

Бережливое отношение к любому месторождению полезных ископаемых (МПИ) всегда главная задача в каждой горнодобывающей технологии. ‘ЦЕЛИК’и, расположенные в различных пространствах изучаемых МПИ имеют собственные, неповторимые геометрические, геомеханические и другие свойства горных пород (рис. 1).



Рис. 1. ‘ЦЕЛИКи’, расположенные в различных пространствах МПИ.

Традиционная научная часть «Смирновских чтений» посвящается фундаментальным проблемам геологии и рудообразования, эволюционной минералогии и минеральных ресурсов. Там же обсуждаются вопросы свойств добываемого сырья [1]. Кроме того, результаты изучения и моделирования геометрии и геомеханики рассматриваются в Программах Геовебинаров [2]. Отметим, что и проведение: экспериментально-полевых исследований (например, определение твёрдости образцов ‘ЦЕЛИКов’ по Роквеллу и Брюнелю) важны для более точного нормирования основных технологий, в которых осуществляется подготовка горной массы (г.м). минерального сырья к экскавации.

Особенности определения твёрдости разных образцов по Роквеллу, собранных с различных ‘ЦЕЛИКов’ состоят в том, используют 11 шкал Роквелла. Отличаются они типом индентора, т. е. испытательной рабочей частью прибора и необходимой нагрузкой. В проводимых экспериментах используются твёрдомеры Роквелла с разным индентором:

- это алмазный наконечник – огранённый так, чтобы угол при вершине составлял 120 градусов;
- шарик из карбида вольфрама диаметром в 1/16 дюйма.

Применяемые твёрдомеры по методу Роквелла соответствуют стандартам [3-4]. Сочетание полевых и расчётно-исследовательских работ по ‘ЦЕЛИК’ам на рабочих площадках разных горизонтов МПИ является залогом эффективности экскавации горных масс в каждом забое разреза или карьера. А это и означает объективную связь свойств ‘ЦЕЛИКов’ и надёжности ГТ.

Получение, сбор и аналитическая обработка новых данных с ‘ЦЕЛИКов’ в СЕРВЕРах, обслуживающих то или иное МПИ, обеспечивает новый уровень эксплуатации ГТ, а, именно, комплексов «Экскаватор-Бульдозер-Автотранспортные средства (АТС)» [5].

Заметим, что в настоящее время вся ГТ имеет бортовые СЕРВЕРы, собранные в единую систему сбора и аналитической обработки данных постоянно дополняемых. И ещё: экскаваторы, созданные научно-производственной школой Уральского государственного горного университета, учеными и специалистами кафедры «Горные машины и комплексы» и ПАО «Уралмашзавод», с бортовыми цифровыми системами являются образцами отечественной ГТ мирового уровня.

Выводы: Детальные исследования свойств ‘ЦЕЛИКов’ в пространствах МПИ расширяют информационную базу ведения основных горных технологий и повышают их точность, а значит, имеет место экономия всех выделяемых средств. При этом расширяется база средств измерений, контроля и сопровождающей стандартизации. Методология связи определённых свойств “ЦЕЛИКов” с основными показателями надёжности ГТ, функционирующих на разрезах и карьерах МПИ определяет стратегию развития метрологического обеспечения горнодобывающего производства.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Материалы XXXV Смирновских научных чтений. МГУ. 31 января – 2 февраля 2024 года. М.: МГУ. - 2024.
2. Доклады в материалах и программах Геовебинаров. М.: МИС и С (Университет науки и технологий). МГУ.- 2024.
3. ГОСТ Р 8.XXX–202. Металлы. Метод измерения твёрдости по Роквеллу.– 45 с.
4. ISO 6508-1. Matériaux métalliques — Essai de dureté Rockwell — Partie 1: Méthode d’essai INTERNATIONAL STANDARD . 2015. – 8 с.
5. РД 15-14-2008. Методические рекомендации. О порядке проведения экспертизы промышленной безопасности карьерных одноковшовых экскаваторов. – 83 с.

УДК 622.6

АНАЛИЗ ПРИЧИН АВАРИЙ НА ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВКАХ

Г.Д. Трифанов, д-р техн. наук, профессор, В.Ю. Зверев, канд. техн. наук, доцент
ФГАОУ ВО «Пермский национальный исследовательский политехнический
университет», г. Пермь, Россия

Выполнен анализ основных причин аварий на шахтных подъемных установках по данным открытых источников. Показано, что старый парк подъемных установок и их систем контроля и защиты являются основной причиной аварий. Предложены мероприятия, обеспечивающие непрерывный контроль работы подъемных установок и принятие своевременных мер по устранению отклонений их режима работы.

Ключевые слова: Шахтные подъемные установки, аварии, срок службы, системы непрерывного контроля.

ANALYSIS OF THE CAUSES OF ACCIDENTS AT MINE HOIST PLANTS

G.D. Trifanov, V.Yu. Zverev

According to open sources, the main causes of accidents at mine hoist plants has analyzed. Has shown that the old fleet of lifting installations and their control and protection systems are the main cause of accidents. Measures has proposed to ensure continuous monitoring of the mine hoist plants operation and the adoption of timely measures to eliminate deviations in their operating mode.

Keywords: mine hoist plants, accidents, service life, system of continuous monitoring.

Шахтные подъемные установки являются основным средством сообщения с подземными выработками шахт и рудников. Они обеспечивают подъем полезного ископаемого, перемещение людей и материалов, выполняют другие функции при разработке полезных ископаемых подземным способом. Аварии на шахтных подъемных установках всегда приводят к значительным материальным потерям, часто связаны с травмами и гибелью людей. Вот почему анализ причин возникновения аварий, разработка методов и средства повышения безопасности эксплуатации шахтных подъемных установок остается актуальной задачей.

Анализ причин аварий на шахтных подъемных установках выполнен по данным источников из открытой печати, в том числе из ежегодных отчетов о деятельности Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору (Ростехнадзора) [1]. В отчетах о деятельности Ростехнадзора приводится анализ аварий по видам работ, месторождениям полезных ископаемых и видам происшествий на объектах ведения горных работ – в горнорудной и угольной промышленности. Ознакомление с этими отчетами позволило авторам выделить информацию по авариям на шахтных подъемных установках. Полученные данные сведены в таблицу. Следует отметить, что не все известные авторам аварии на подъемных установках приведены в публикациях Ростехнадзора.

Накопленный авторами опыт расследования причин аварий, информация из других источников позволяет сделать вывод, что все аварии в по-

следние годы имели место на старых подъемных установках. Исключением является подъемная установка на руднике "Удачный" ПАО "АЛРОСА. На новой подъемной машине с дисковыми тормозами этого рудника произошел сбой работы тормозной системы.

Таблица. Причины аварий на шахтных подъемных установках

№	Дата	Ствол, предприятие	Город/Область	Вид аварии	Кол-во жертв
1	03.04.2004	СКРУ №3 ОАО "Сильвинит"	г. Соликамск, Пермская область	Обрыв скипа	0
3	30.05.2005	шахта "Скиповая" Учалинский ГОК	г. Учалы, республика Башкортостан	Переподем скипа, обрыв каната	0
4	21.02.2006	ОАО "Кольская ГМК» Норильский никель	г. Заполярный, Мурманская область	Обрыв каната, падение скипа	0
5	29.10.2007	АО "Сеуралбокситруда"	г. Североуральск, Свердловская обл.	Жесткая посадка клетки	8
6	2007	"Сарановская шахта "Рудная"	п. Сараны, Пермский край	Зависание скипа, обрыв каната	0
7	24.02.2011	"Сарановская шахта "Рудная"	п. Сараны, Пермский край	Обрыв каната, падение скипа	0
8	11.04.2012	шахта "Северная" ОАО "Воркутауголь"	г. Воркута, Республика Коми	Жесткая посадка клетки	17
9*	16.06.2014	ООО "Абаканский рудник"	г. Абаза, Республика Хакасия	Жесткая посадка клетки	-
10*	30.12.2017	-	-	Зависание скипа, обрыв канат	0
11	27.07.2017	Рудник "Удачный" ПАО "АЛРОСА"	г. Удачный, респ. Саха (Якутия)	Переподем скипа	0
12	09.11.2019	ООО "Абаканский рудник"	г. Абаза, Республика Хакасия	Обрыв каната падение скипа	0
13	04.12.2020	ООО Абаканский рудник"	г. Абаза, Республика Хакасия	Обрыв каната, падение скипа	0

* – информация отсутствует в первоисточнике

Срок службы шахтных подъемных машин не более 25 лет. В отчете Ростехнадзора о деятельности в 2022 году отмечается, что в угольной отрасли количество подъемных установок, эксплуатируемых по истечении срока использования, составляет 82 % [1]. В горнорудной промышленности доля подъемных установок с истекшим сроком службы, не намного меньше.

Подъемные установки с большим сроком службы имеют морально и физически устаревшие устройства загрузки и разгрузки скипов, системы управления, контроля и защиты подъемных установок. Это приводит к возникновению аварийных ситуаций, часть из которых имеет трагические

последствия. В таблице приведены три случая жесткой посадки клетки. Эти случаи связаны с травмированием людей, перемещавшихся в клетях. Результаты расшифровки регистраторов параметров работы шахтной подъемной установки РПУ-05, выполненных авторами, позволяют сделать вывод, что все случаи жесткой посадки клетки возможны только при неисправности штатных ограничителей скорости и невнимательности машиниста подъемной машины. Неисправность ограничителей скорости (на некоторых подъемных установках все еще используются приборы ЭОС-3, выпущенных более 30 лет назад) является основной причиной переподъемов.

Оба случая обрыва канатов на руднике «Сарановская шахта «Рудная» по данным регистраторов параметров РПУ-03 связаны с зависанием опрокидных скипов в разгрузочных кривых, ослаблением подъемного каната при неправильных действиях машиниста, и последующим падением скипа. Чем то похожи причины обрыва канатов и падение скипов в шахтные стволы ООО «Абаканский рудник». В отчете Ростехнадзора отмечается, что произошло застревание скипа в направляющих проводниках, напуск подъемного каната и последующее падение скипа.

Следует отметить, что количество аварий на шахтных подъемных установках в последние годы существенно уменьшилось. Это связано с применением современных систем контроля и защит подъемных установок. К числу первоочередных мероприятий по предотвращению аварий следует отнести:

1. Замена устаревших ограничителей скорости на современные с функцией самоконтроля типа ОС-5. Такие приборы установлены на подъемных установках ОАО "Воркутауголь" и ОАО «Севералюкситруд».

2. Применение систем контроля плавности движения скипов типа АПК «Карст», позволяющих своевременно выявить причины возникновения нежелательных процессов при движении подъемных сосудов в шахтных стволах и принять меры по недопущению аварий.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сайт Ростехнадзора. Ежегодные отчеты о деятельности Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору. URL: https://www.gosnadzor.ru/public/annual_reports (дата обращения 18.02.2024).

2. Трифанов Г.Д., Зверев В.Ю. О причинах разрушения шахтных подъемных сосудов. // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности. Сборник трудов XXI Международной научно-технической конференции, проведенной в рамках Уральской горнопромышленной декады. Под общей редакцией Ю.А. Лагуновой. Екатеринбург, 2023. С. 112-114.

УДК 622.68: 621.876.12

УСЛОВИЯ ПРИМЕНЕНИЯ КАРЬЕРНЫХ НАКЛОННЫХ КАНАТНЫХ ПОДЪЁМНЫХ УСТАНОВОК

М.А. Чендырев

Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт горного дела Уральского отделения Российской академии наук (ИГД УрО РАН), г. Екатеринбург

Представлены результаты расчётов применения карьерных наклонных канатных подъёмных установок (КНКП) в условиях глубоких карьеров. Проведено сравнение применения скиповых и автомобильных КНКП для транспортирования горной массы. Обоснована область предпочтительных условий применения КНКП

Ключевые слова: Канатная наклонная карьерная подъёмная установка, специальные виды транспорта, доработка карьеров, канатный подъём, подъёмные машины.

CONDITIONS FOR USING QUARRY SLOPE HOIST INSTALLATIONS

M.A. Chendyrev

This article presents the results of calculations of the use of quarry slope hoist installations (QSHI) in the conditions of deep quarries. A comparison has been made of the use of skip and truck-QSHI for transporting rock mass. The area of preferable conditions for the use of QSHI has been substantiated

Keywords: skip rope slope quarry hoist installation, special types of transport, completion of quarries, rope hoisting, lifting machines.

Исследования выполнены в рамках Государственного задания №075-00412-22 ПР. Методологические основы стратегии комплексного освоения запасов месторождений твердых полезных ископаемых в динамике развития горнотехнических систем (FUWE-2022-0005), рег. №1021062010531-8-1.5.1, рег.№ 123012300005-3

Канатная наклонная карьерная подъёмная установка (КНКП) – подъёмная установка, имеющая канатный тяговый орган, приводящий в движение систему из одного или нескольких сосудов. В данном исследовании рассматриваются разновидности КНКП, предусматривающая использование двух подъёмных сосудов (скипов либо платформ), уравнивающих друг друга через систему отклоняющих шкив и шкивов трения.

В виду отсутствия реально действующих установок данного класса грузоподъёмности исследование их технических и технико-экономических параметров возможно только за счёт математических расчётов и моделирования. С этой целью разработан комплекс моделей разного характера, позволяющий описать и исследовать совокупность наиболее значимых параметров и показателей функционирования КНКП [1].

Алгоритм построен таким образом, что позволяет выполнять расчёты с помощью ЭВМ, и реализован в программе Excel с использованием макросов. Наряду с последовательным расчётом используются итерационные методы, позволяющие подобрать оптимальные значения ряда параметров.

Комплекс моделей включает в себя: расчётную модель конструктивных параметров КНКП, трёхмерную модель установки, модель эксплуатационно-экономических показателей, модель функционирования карьерного автотранспорта.

Дополнительно в технико-экономических расчётах учтено снижение категории и ширины автодорог в зоне действия подъёмной установки, что снижает стоимость их строительства и эксплуатации [2].

В общем случае алгоритм использования комплекса моделей состоит в пошаговом уточнении конструктивных и технологических параметров АНКП, путём последовательной реализации каждой из моделей в приведённом выше порядке, что в целом можно назвать итерационным методом.

На основе указанной методики расчётов определяется поле точек, в которых эффективность комбинированного транспорта «автосамосвалы + КНКП» выше, чем у автомобильного транспорта. Полученное в ходе расчётов поле точек обрабатывается методом интерполяции для определения границ предпочтительных условий применения для данных горно-геологических (горно-технологических) условий.

Исследования показали, что наиболее близким вариантом для сравнения с рассматриваемым транспортом является автомобильный транспорт. Это объясняется тем, что для получения наибольшей выгоды при использовании КНКП производительность должна быть достаточно низкой для открытой добычи (~10 млн. т/год) [3] (что исключает железнодорожный транспорт), карьер должен обладать сжатыми в плане размерами и минимальным разносом бортов на транспортные коммуникации (что ограничивает применение конвейерного транспорта) [4]. В связи с вышесказанным расчёты в данной статье выполняются в сравнении с базовым автомобильным транспортом (карьер на всю глубину вскрыт автомобильными съездами).

Производительность КНКП определяется грузоподъёмностью применяемых самосвалов и глубиной подъёма. Для карьеров с высокой производственной мощностью одной подъёмной установки может быть недостаточно. В этом случае возможно применение двух и более установок. Результаты советующих расчётов приведены на рисунке 1.

Следовательно, подбор КНКП для конкретного карьера ведётся не только по наилучшим технико-экономическим показателям, но также должен учитывать горно-технологические требования, а также конструктивные и инженерно-строительные ограничения. Область применения КНКП формируется при учёте вышеназванных факторов.

Установлено, что область предпочтительного применения КНКП для конкретного месторождения или группы однотипных горно-геологических условий объективно отражаются по сравнительной эффективности с альтернативным видам транспорта и ограничиваются: поверхностью затрат в сравнении с альтернативным транспортом, поверхностью максимально достижимой производительности, а также поверхностями предельных по техническим возможностям грузоподъёмностей установки.

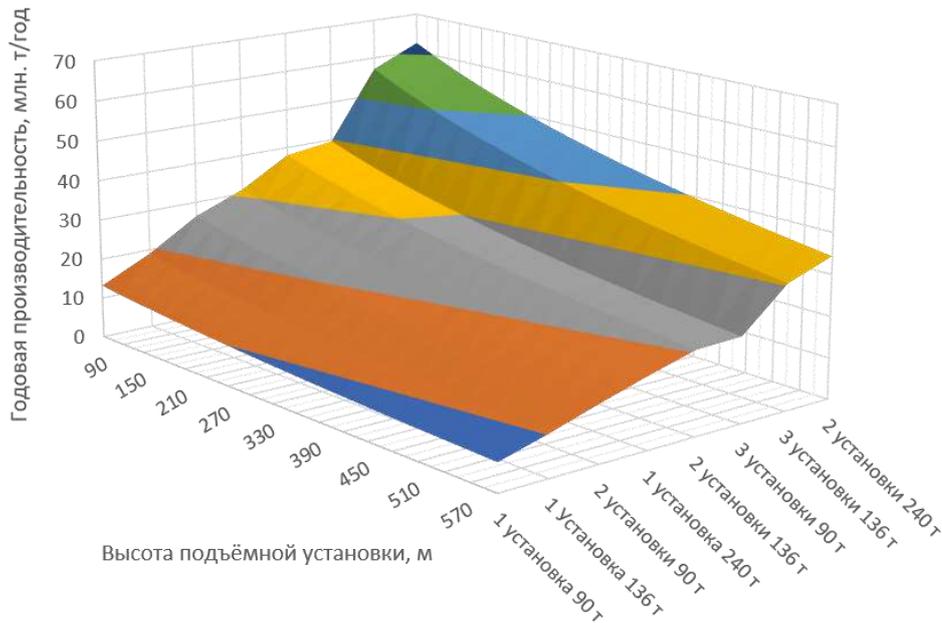


Рисунок 1 – Влияние высоты подъёма на производительность КНКП

На рисунке 2 представлены графики иллюстрирующие границы горнотехнических условий экономически эффективного применения КНКП в сравнении с чисто автомобильным транспортом на примере карьеров производительностью до 25 млн. т/год, с применением автосамосвалов грузоподъёмностью 240 т.

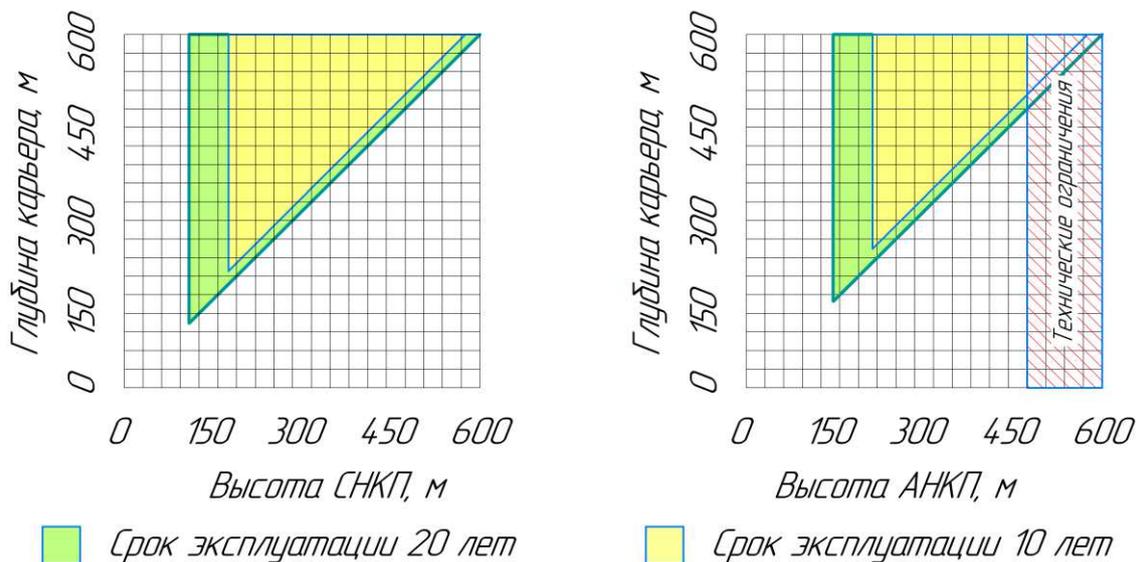


Рисунок 2 – Границы условий более эффективного применения КНКП в сравнении с автомобильным транспортом

Большая выгода от использования КНКП достигается с увеличением высоты подъёма, где автотранспорт показывает меньшую эффективность, а также с увеличением срока эксплуатации карьера после ввода подъёмника в эксплуатацию – за счёт большого срока службы стационарного оборудования. Помимо этого, могут быть получены другие преимущества –

снижение загазованности карьера и пыления, снижение расхода топлива парком автосамосвалов.

Исследования показали, что КНКП могут обладать преимуществами в применении, и не смотря на высокие капитальные затраты – за счёт низких эксплуатационных затрат имеют потенциал к применению на карьерах, сжатых в плане, с глубиной более 350-400 метров, и имеющих сравнительно низкую производительность 8-12 млн/т год. Большую производительность системы можно обеспечить за счёт установки двух и более подъёмников, однако при этом в качестве несущих элементов трассы подъёма необходимо использовать металлоконструкции либо канатные опоры.

Разработанные комплекс моделей и методика расчёта позволяют быстро оценить возможность применения подъёмников в условиях конкретного предприятия, с учётом конкретных условий эксплуатации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Чендырев, М.А. Комплексная модель для обоснования параметров автомобильного карьерного подъемника // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2019. – № S37. – С. 282-289. – DOI 10.25018/0236-1493-2019-11-37-282-289. – EDN SIAZIL.

2. Рекомендации по эксплуатации и улучшению качества содержания карьерных автодорог Олимпиадинского и Благодатного горно-обогатительных комбинатов / А.Г. Журавлев, В.А. Черепанов, В.А. Карпов, А.Ю. Невежин // Горная промышленность. – 2023. – № 5. – С. 88-95. – DOI 10.30686/1609-9192-2023-5-88-95. – EDN OIQWAS

3. М.В. Васильев. Устройство, опыт эксплуатации перспективы карьерного скипового подъёма // Горнорудное производство. Вопросы карьерного транспорта. 1975. – 172 с.

4. Гавришев, С.Е. Обоснование технологической схемы вскрытия глубоких горизонтов карьеров с применением крутонаклонных подъемников при комбинированном способе разработки месторождения / С.Е. Гавришев, К.В. Бурмистров, Н.Г. Томилина // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2013. – № 4. – С. 108-115. – EDN RABXEJ.

УДК 622.68: 621.876.12

ИСТОРИЯ РАЗВИТИЯ И ПЕРСПЕКТИВЫ НА БУДУЩЕЕ ГОРНОСПАСАТЕЛЬНЫХ РОБОТОВ

Чжэн Дундун¹, аспирант, Ю.А. Лагунова^{1,2}, д-р техн. наук, проф.

¹ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ

²ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», г. Екатеринбург, РФ

Проведен анализ состояния разработки горноспасательных роботов, предложено пять ключевых технологий: система управления роботом-спасателем, шагающий механизм, система энергоснабжения и привода, система обнаружения окружающей среды и жизни, а также взрывозащищенная конструкция. Выполнен подробный обзор и высказано мнение о применении таких технологий, как технология синхронной совместной работы с несколькими датчиками, возможность координации работы разнотипных роботов, время автономной работы и возможность автономного планирования маршрута при проведении горноспасательных работ после аварии на угольной шахте.

Ключевые слова: горноспасательный робот, взрывозащищенная конструкция, ключевые технологии.

THE HISTORY OF DEVELOPMENT AND PROSPECTS FOR THE FUTURE OF MINING RESCUE ROBOTS

Zheng Dongdong, Yu.A Lagunova

This article describes the state of development of mining rescue robots, five key technologies are proposed: a rescue robot control system, a walking mechanism, a power supply and drive system, an environment and life detection system, as well as an explosion-proof design, and they are discussed one after another. It provides a detailed overview and opinions on the use of technologies such as synchronous collaboration technology with multiple sensors, the ability to coordinate the work of different types of robots, battery life and the possibility of autonomous route planning in mountain rescue robots. In order to help start rescue operations after an accident at a coal mine.

Keywords: Mining rescue robot, Explosion-proof construction, Key technologies.

Уголь является очень важным энергетическим материалом в современном обществе, но в процессе добычи угля очень часто происходят различные несчастные случаи, угрожающие безопасности шахтеров. Поэтому после катастрофы на шахте вопрос о том, как быстро провести спасательные работы, стал в центре внимания по обеспечению безопасности жизни шахтеров.

Одно из ключевых направлений в горной промышленности – применение роботизированных комплексов для бурения, добычи, транспортировки горной породы. Роботы оптимизируют процессы, повышают производительность и исключают присутствие людей в опасных зонах шахты.

Активно применяется искусственный интеллект для мониторинга состояния горных выработок, прогнозирования опасных ситуаций, оптимизации шахтных операций. Передовые системы контроля метана, СО и других газов в режиме реального времени с AI-аналитикой данных помогают предотвратить взрывы и отравления.

Внедряются автоматизированные комплексы для экстренного оповещения, поиска и спасения шахтеров. Они включают датчики жизненных показателей, средства связи, роботов.

История разработки горноспасательных роботов

США - первая страна, проводившая исследования в области горноспасательных роботов, с наибольшим количеством исследований.

Первым в мире горноспасательным поисково-спасательным роботом является Ratler [1], робот-разведчик шахт в Соединенных Штатах. Робот прошел предварительную проверку на адаптивность после серьезного пожара в угольной шахте Уиллоу Грек 24 ноября 1998 года, но расстояние дистанционного управления роботом составляет всего 250 футов, что далеко от удовлетворения потребностей поисково-спасательных роботов в горной промышленности.

Компания Remotec разработала робота V2 [2]. V2 работает после взрывов в шахтах, наводнений, выбросов газа и при других серьезных рисках. В начале 2006 года на угольной шахте Саго в Западной Вирджинии (США) произошла авария. Спасатели использовали V2 для участия в спасательных работах. Это был первый случай, когда роботы-спасатели использовались при спасении на шахтах. Однако спасательные работы были вынуждены приостановить из-за того, что робот попал в трясину во время своего маршрута.

Трубопроводный робот, разработанный Австралией, был использован при ликвидации последствий аварии на угольной шахте Пайк-Ривер в Новой Зеландии в ноябре 2010 года. Однако, поскольку оборудование не было рассчитано на водонепроницаемость, спасательные работы, в конечном итоге, были прекращены из-за короткого замыкания при прохождении 500 метров. Впоследствии правительство Новой Зеландии обратилось за помощью к Соединенным Штатам и Австралии и получило более совершенную роботизированную модель спасателя, но это не принесло ожидаемых результатов.

Китай также разработал множество роботов-спасателей, но примеров их реального использования нет. Из-за слишком суровых условий работы лабораторный экземпляр робот не смог попасть в зону добычи полезных ископаемых.

Анализ ключевых технологий горноспасательных роботов

Горноспасательный робот – это система, которая объединяет механические, электрические, сенсорные технологии, коммуникационные технологии и управление.

Шагающий механизм

Подземный рельеф угольных шахт сложен, и на нем много препятствий. Существуют различные сложные дороги, такие как склоны, рельсовые пути, шпалы и грязные дороги, а окружающая среда после катастрофы еще более суровая. Как заставить робота двигаться, уверенно ходить и заходить далеко в шахту – это ключевая задача технологии, которую в первую оче-

редь должны решить исследователи и разработчики горноспасательных роботов. Шагающий механизм, соответствующий требованиям, должен обладать такими характеристиками, как хорошая адаптируемость к местности, высокая способность преодолевать препятствия, хорошая маневренность и высокая надежность. Пример шагающего механизма разработали в Научно-образовательном центре мирового уровня "Кузбасс", созданного в рамках национального проекта "Наука". Роботизированный модуль напоминает многоножку (рис. 1), которая шагает, попеременно переставляя "ноги". Такой вариант перемещения уникален, так как все известные сегодня машины движутся на гусеничном ходу. Это является серьезным недостатком, не позволяя постоянно поддерживать кровлю. Если она ненадежна, то при передвижке машины и снятия распора может рухнуть. В российской конструкции подобное вообще исключено. Конечно, робот насыщен многочисленными датчиками и видеокамерами, которые позволяют оператору управлять им из безопасной зоны.



Рис. 1. Роботизированный шагающий модуль - многоножка

Система управления

Система управления включает в себя систему управления движением, систему связи и интеллектуальную систему, то есть это мозг робота. Мозг отвечает за строительство подземных коммуникаций в шахте, использование технологий обработки изображений, позиционирования и построения карт для независимого планирования траектории движения является ключом к окончательной реализации автономного движения робота. Поэтому робот нуждается в мощной и надежной вычислительной системе управления.

Система энергоснабжения и привода

Горноспасательные роботы нуждаются в достаточном количестве энергии, чтобы обеспечить бесперебойное выполнение спасательных операций. Существует две формы энергоснабжения: проводное и беспроводное. Проводной – это использование проводов для подачи энергии роботу – кабели или буксировочные тросы. Однако существует трение между проводами и землей, да и вес самих кабелей оказывает отрицательное действие. Такой способ подачи энергии серьезно ограничивает расстояние пе-

редвижения робота, так как кабели легко зацепляются за препятствия в шахте. Беспроводное энергоснабжение может решить эту проблему, но нынешняя технология аккумуляторных батарей по-прежнему имеет большие ограничения. Большая установленная емкость приводит к необходимости увеличения параметров аккумуляторной батареи. Увеличение аккумуляторной батареи соответственно повышает силу тяжести всего робота, что влияет на его конструкцию.

Система распознавания окружающей среды и жизнедеятельности

Система включает в себя восприятие газа, температуры и влажности в шахте, восприятие человеческого тела и восприятие препятствий. Для удовлетворения потребностей обнаружения окружающей среды, поиска и спасения выживших, а также интеллектуального поведения горноспасательных роботов. В рабочей среде шахты существуют различные сложные условия, такие как газ, пыль, слабая освещенность, сложный рельеф и геомагнитные помехи, которые влияют на производительность восприятия и надежность датчика робота. Поэтому для получения точного описания подземной среды требуется дополнительная информация между несколькими датчиками. В то же время все виды датчиков также должны соответствовать требованиям малого размера, высокого разрешения, быстрой реакции, стабильности и надежности.

Взрывозащищенная конструкция

Взрывозащищенность является необходимым условием для применения роботов в шахтах. Подземная среда предъявляет к роботам высокие требования по взрывозащищенности. Механическая конструкция, материалы, электрооборудование и различные датчики, размещенные на корпусе робота, – все это должно соответствовать требованиям взрывозащиты. Традиционный метод взрывозащищенной конструкции приведет к увеличению объема и веса робота, а, следовательно, к увеличению требуемой роботом мощности привода, что предъявит более высокие требования к емкости аккумулятора. Однако простое увеличение емкости аккумулятора еще больше увеличит общий вес робота, что приведет к недостаточной мощности робота и плохому сроку службы батареи.

Направления и приоритеты будущих исследований

Технология синхронной совместной работы датчиков

Сам горноспасательный робот не имеет интеллектуального терминала, и ему необходимо полагаться на свои собственные различные датчики для проведения анализа и принятия решений. Только путем координации различных датчиков можно реализовать должные эффекты робота.

Способность разнотипных роботов координировать операции

Сложность места проведения спасательных работ определяет невозможность успешного завершения спасательной миссии, полагаясь на одного робота, поэтому требуется, чтобы несколько роботов автономно координировали свои действия в шахте.

Время автономной работы

Время автономной работы определяет дистанцию спасения робота. Как быстро зарядить и продлить срок службы батареи, будет в центре внимания будущих исследований аккумуляторов.

Возможность самостоятельно планировать маршрут

Работа по спасению в шахте полна неизвестных. Это и условия работы в шахте, и функционирующее технологическое оборудование, и загазованность и пр. Поэтому следует учитывать, что при отсутствии GPS робот должен самостоятельно выбрать маршрут спасения и оптимизировать траекторию, что значительно сэкономит время спасения и уменьшит ненужные потери.

Заключение

Необходимо обобщить все имеющиеся разработки глобальных горноспасательных роботов, выделить пять ключевых технологий для развития индустрии горноспасательных роботов на различных этапах: фундаментальные исследования (механическая конструкция); инновационное направление (установка бортового оборудования); пространство для улучшения (механизм передвижения и энергоснабжение); ядро исследований (система управления роботом).

Учитывая вышеуказанные перспективы развития, это окажет определенное направляющее влияние на развитие индустрии горноспасательных роботов, и есть надежда, что это может послужить ориентиром для соответствующего персонала. Разработка горноспасательных роботов не только способствует развитию индустрии безопасности на шахтах, но и оказывает стимулирующее воздействие на многие отрасли, такие как индустрия связи, а также развитие всей экономики и общества.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Клир П. Р. Последние разработки в программе robotic all terrain lunar exploration rover (ПАРТНЕР). Робототехника для сложных условий, том 1993: 202-209., 1993
2. Мерфи Р.Р., Кравиц Дж., Стовер С.Л. и др. Новое применение робототехнических мобильных роботов в горноспасательных работах [J]. Журнал IEEE Robotics & Automation Magazine, 2009, 16(2):91-103. DOI:10.1109/MRA.2009.932521.
3. Мехтиев А.Д. Роботизированный комплекс [Текст] //Когнитивная робототехника межд.научн.конф. – 2016 - № 12 – С. 34-35.
4. Поезжаева Е.В. Роботизация горного дела [Текст] // Науковедение. – 2016 - № 7 – С. 52-57.
5. <http://robotrends.ru/>

УДК 622.23.05

О ВЗАИМОВЛИЯНИИ ДВИГАТЕЛЕЙ ПОДЪЕМА И НАПОРА ЭКСКАВАТОРА ЭКГ-18Р В ПРОЦЕССЕ КОПАНИЯ

Е.И. Шешукова, С.Л. Иванов

ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский горный университет императрицы Екатерины II»,
г. Санкт-Петербург, Россия

Экскаватор – основная машина для добычи полезных ископаемых открытым способом. Он работает в циклическом режиме, при котором необходимо контролировать значение момента на двигателях для предотвращения перегрузок механизма. С помощью данных, полученных со стенда ООО «ИЗ-КАРТЭКС имени П.Г. Коробкова», был получен график изменения характеристик двигателей экскаватора ЭКГ-18Р, общий рабочий цикл которого составляет 26,75 с. Для интерпретации полученных данных была построена схема движения рабочего органа экскаватора в течение цикла, на основе данных его рабочих и габаритных размеров. Получены значения усилий и моментов двигателей подъема и напора экскаватора при отработке уступа по траектории 60°.

Ключевые слова: экскаватор, двигатель подъема, двигатель напора, схема копания, усилие двигателя, момент двигателя.

ON MUTUAL INFLUENCE OF LIFT AND HEAD MOTORS OF EXCAVATOR ECG-18R IN THE PROCESS OF DIGGING

E.I. Sheshukova, S.L. Ivanov

The excavator is the main machine for open pit mining. It operates in cyclic mode, in which it is necessary to control the value of torque on the motors to prevent overloading of the mechanism. With the help of data obtained from the stand of LLC "IZ-KARTEKS named after P.G. Korobkov", a graph of change in the characteristics of the engines of the excavator ECG-18R, the total duty cycle of which is 26.75 s was obtained. To interpret the obtained data, a scheme of movement of the excavator's working body during the cycle was constructed, based on the data of its working and overall dimensions. The values of forces and moments of the excavator's lift and head motors were obtained when working off the ledge along the 60° trajectory.

Keywords: excavator, lift motor, head motor, digging pattern, motor force, motor torque.

Карьерные экскаваторы, являясь сложной горной машиной, требуют управления высококвалифицированным персоналом, который сможет обеспечить безопасную и эффективную работу оборудования. Чтобы оценить реальный цикл работы экскаватора и выбрать его в качестве базового, необходимо исключить иные факторы эксплуатации, отличающиеся от условий, в которых проводятся экспериментальные наблюдения, что возможно осуществить на специальном стенде [1]. Для проведения экспериментального исследования был выбран машинист 8 разряда с опытом работы более 10 лет, также имеющий опыт работы машинистом-инструктором. Машинист-инструктор аккредитован заводом-изготовителем, что обеспечивает приоритет соблюдения им всех установленных регламентов правильной эксплуатации для эффективного функционирования оборудования по критериям производительности, надежности и себестоимости экскавации горной массы [2].

На основе собранных и обобщенных данных симулирования работы экскаватора ЭКГ-18Р/20К на стенде ООО «ИЗ-КАРТЭКС имени П.Г. Ко-

робкова» для базовых условий эксплуатации получен цикл его функционирования. Общее время рабочего цикла составляет 26,75 с. При этом процесс копания осуществляется в течение 10,25 с, затем экскаватор начинает поворот платформы с одновременным опусканием рабочего оборудования с позиционированием над самосвалом, на точку разгрузки (15 с), после чего, осуществляя реверс механизма поворота платформы, продолжает процесс опускания рабочего оборудования в исходное положение до момента 23,75 с и оставшееся время позиционирует рабочий орган для начала нового цикла отработки забоя [3].

При отработке уступа экскаватором рационально сохранять единый наклон траектории при копании 60-80°. Для угла наклона профиля забоя в 60° были исследованы кинематика и кинетостатика по траектории движения характерных точек рабочего оборудования в цикле работы экскаватора ЭКГ-18Р, согласно его рабочим и габаритным размерам, весовым характеристика элементов рабочего оборудования, с учетом силы копания и трения о породу.

На протяжении всего цикла на экскаватор действуют силы веса рабочего оборудования (G_{p1} , G_{p2} , G_k). При осуществлении процесса копания (от 0 с до 10,25 с) экскаватор также преодолевает силы сопротивления копанию ($F_{коп}$) и трения ($F_{тр}$). От начала копания до момента разгрузки (от 0 с до 15 с) на него действует сила веса горной массы в ковше (G_n), которая в течение процесса копания увеличивается постепенно по всей траектории копания. Составлены уравнения для оценки изменения сил подъема и напора.

Усилие в канате, создаваемое двигателем подъема:

$$F = \frac{(G_{p1}l_{p1} + G_k l_k + G_n l_n - G_{p2}l_{p2}) \cos \alpha + (F_{коп}l_{коп} + F_{тр}l_{тр}) \cos(90 + \alpha - \beta)}{\cos(\gamma + \alpha)l_F},$$

где l_n – длина, соответствующая расстоянию между седловым подшипником и точке действия силы F_n ; α – угол между положением оси рукояти и горизонталью; β – угол траектории отработки уступа; γ – угол между канатом и вертикалью.

Усилие в канате, перпендикулярное оси рукояти:

$$F^n = F \cos(\gamma - \alpha).$$

Усилие в канате, действующее вдоль оси рукояти:

$$F^H = F \cos(90 + \alpha - \gamma).$$

Согласно общей схеме влияния вышеуказанных сил на механизм экскаватора найдено усилие, необходимое для осуществления процесса копания и опускания с разгрузкой двигателем подъема (рисунок 1). Инерционная составляющая учитывается коэффициентом динамичности.

На графиках пунктиром указаны усилия сопротивления (весовые составляющие и усилий сопротивления копанию и сила трения ковша о породу). Штрихпунктирная линия – усилие в канате, создаваемое двигателем подъема. Жирная сплошная линия – результирующая движущих сил и сопротивлений.

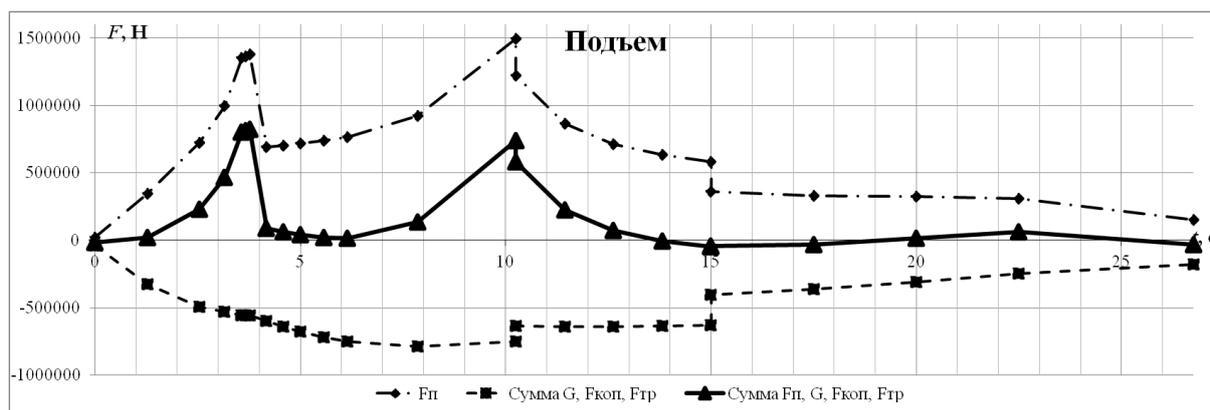


Рисунок 1 - Изменение усилий системы механизма подъема экскаватора ЭКГ-18Р в цикле

Нагрузки в приводе подъема имеют две точки экстремума, соответствующих времени 4-4,5 с и 10,25 с. Первая точка соответствует положению рукоятки, опущенной на 20-25° от горизонта, вторая точка соответствует самой высокой точке копания. Результирующая на графике подъема показывает полезную работу двигателя подъема.

Выявлено, что механизм подъема влияет на напорную составляющую. На рисунке 2 показано изменение осевых усилий, действующих на рабочее оборудование экскаватора. Обозначения составляющих соответствуют обозначениям на рисунке 1. Результирующая показывает усилие, развиваемое двигателем напора, необходимое для осуществления процесса копания. Положительные значения этого усилия означают, что без работы двигателя напора рукоятка имеет направление движения от забоя, при отрицательных значениях — к забояю.

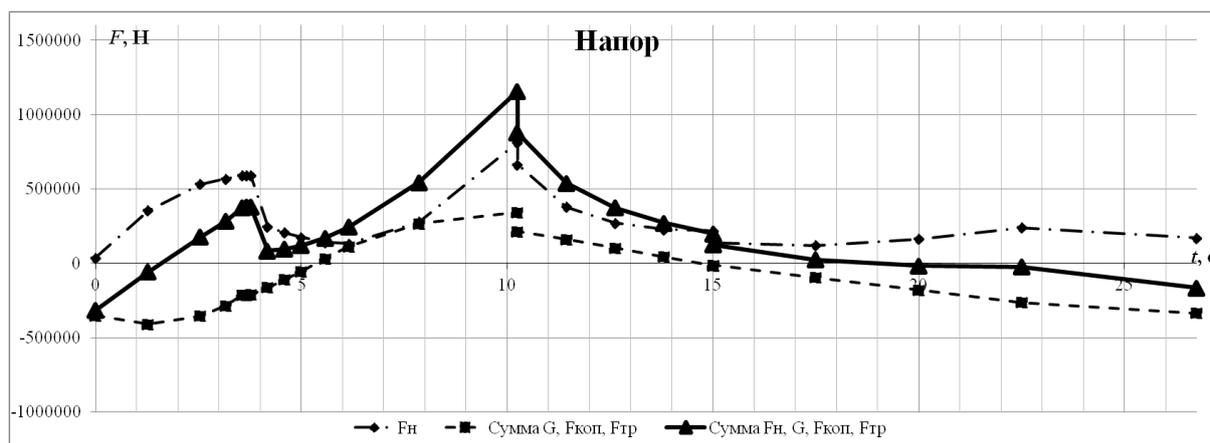


Рисунок 2 - Изменение усилий системы механизма напора экскаватора ЭКГ-18Р в цикле

Рассчитано значение моментов, развиваемых в двигателях подъема и напора под воздействием нагрузок.

Максимальное значение моментов достигается при положении ковша экскаватора у верхней бровки уступа (10,25 с). Для привода подъема

это значение составляет 32-33 тыс. Нм на два двигателя, для напора – 12-13 тыс. Нм на один двигатель. Также наблюдается характерное увеличение значения момента для двигателей в первые секунды копания.

Планируется проведение исследования по аналогичной схеме для углов наклона траектории отработки уступа 70° и 80°.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Костыгова Д. М., Емельянов А.А. Имитационное моделирование карьерного экскаватора ЭКГ-18Р производства ООО "ИЗ-КАРТЭКС" в тренажере подготовки машинистов // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2017. – № S23. – С. 177-184. – DOI 10.25018/0236-1493-2017-10-23-177-184. – EDN ZWSSYN.

2. Шибанов Д.А., Иванов С.Л., Шешукова Е.И., Недашковская Е.С. Эффективность функционирования карьерного экскаватора как эргатической системы // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2023. – № 11-1. – С. 144-158. – DOI 10.25018/0236_1493_2023_111_0_144. – EDN ATIRKG.

3. Шешукова Е. И. Оценка измерения параметров привода подъема ковша экскаватора ЭКГ-18р за рабочий цикл // Актуальные проблемы повышения эффективности и безопасности эксплуатации горношахтного и нефтепромыслового оборудования. – 2023. – Т. 1. – С. 43-47. – EDN KBPNSE.

УДК 622.23.054

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ РЕЗЦОВ ПРОХОДЧЕСКИХ И ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ

Д.И. Шишлянников¹, д.т.н., профессор., Д.С. Грибов², аспирант,
К.А. Просовский², аспирант, Д.А. Ситников¹, студент, А.С. Кычёва¹, студент
¹ФГАОУ ВО «Пермский национальный исследовательский политехнический уни-
верситет», г. Пермь, Россия
²АО «ВНИИ ГАЛУРГИИ», г. Санкт-Петербург, Россия

Предложена конструкция составного резца с устройством крепления на исполнительном органе горной машины. Перспективный резец состоит из державки и закрепленной на ней посредством разъемного соединения сменной рабочей головки. Рабочая головка имеет форму тетраэдра с закрепленными в каждой вершине твердосплавными вставками. Предложенные технические решения позволяют не только увеличить наработку сменных головных частей составных резцов проходческих и очистных комбайнов, тем самым снизив удельный расход резцов, но и повышают эффективность процесса разрушения массива, так как разрушение горных пород осуществляется острым, не затупленным инструментом.

Ключевые слова: проходческие и очистные комбайны, составной резец, износ, увеличение наработки.

IMPROVING THE DESIGN OF CUTTING TOOLS FOR TUNNELING AND CLEANING COMBINES

D. I. Shishlyannikov, D.S. Gribov, K.A. Prosovskiy, D.A. Sitnikov, A.S. Kycheva

The design of a composite cutter with a mounting device on the executive body of a mining machine is proposed. The perspective cutter consists of a holder and a removable working head fixed to it by means of a detachable connection. The working head has the shape of a tetrahedron with carbide inserts fixed at each vertex. The proposed technical solutions allow not only to increase the operating time of replaceable head parts of composite cutters of tunneling and cleaning combines, thereby reducing the specific consumption of cutters, but also increase the efficiency of the process of destruction of the massif, since the destruction of rocks is carried out with a sharp, not blunted tool.

Keywords: tunneling and cleaning combines, compound cutter, wear, increase in operating time.

Проходческие и очистные комбайны с исполнительными органами, оснащенными резцовым породоразрушающим инструментом, широко используются на предприятиях, разрабатывающих месторождения полезных ископаемых подземным способом.

Стойкость резцов влияет на стоимость проведения горных выработок, так как в ходе эксплуатации возникают трение, нагрев, динамические и статические нагрузки, из-за которых происходит интенсивный износ породоразрушающего инструмента. Эксплуатация изношенных резцов приводит к увеличению силовых и энергетических показателей процесса разрушения горных пород. Затраты на замену режущего инструмента в зависимости от крепости и абразивности разрушаемых пород могут достигать до 30 % от общей стоимости работ по проведению выработок [1, 2].

Актуальной является задача повышения наработки и снижения удельного расхода резцов при разрушении горных пород исполнительными органами проходческих и очистных машин.

Анализ данных по статистике аварийных отказов породоразрушающих инструментов проходческих и очистных комбайнов показывает, что в большинстве случаев потеря работоспособности резца обуславливается износом головной части державки, с последующей потерей твердосплавной вставки. Во время эксплуатации, резцы проходческих комбайнов воспринимают значительные нагрузки сжимающего и изгибающего характера, имеющие циклический характер действия, подвергаются интенсивному абразивному износу и перепадам температур. При большой глубине резания, характерной для разрушения пород низкой прочности и абразивности, интенсивно изнашивается материал именно головной части резца.

Державки резцов, отказавших вследствие потери твердосплавных вставок, сохраняют свои конструктивные параметры, то есть не до конца вырабатывают свой ресурс. Утилизация державок, изготовленных из дорогостоящих сталей и сохраняющих работоспособное состояние, обуславливает увеличение материальных издержек добывающего предприятия. Авторами предложена и запатентована конструкция составного резца с устройством крепления на исполнительном органе горной машины [3]. Предложенный резец (рис. 1) - это державка 2 с закрепленной на ней посредством разъемного соединения сменной рабочей головкой 1.

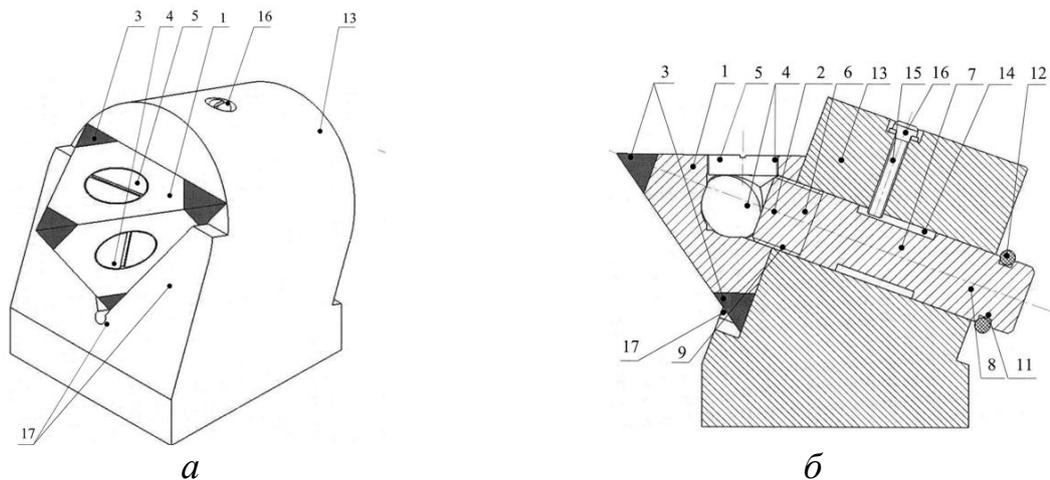


Рис. 1. Изометрическая проекция (а) и разрез (б) составного резца с устройством крепления на исполнительном органе горной машины

Рабочая головка 1 выполнена в виде тетраэдра, в каждой вершине которого закреплена твердосплавная вставка 3, а в каждой грани – глухие отверстия 4 под разъемные соединения с державкой 2 резца. Такая конструкция позволяет по мере износа использовать последовательно все острые ребра твердосплавной вставки 3, поворачивая рабочую головку 1 вокруг оси державки 2. В случае полного износа или потери твердосплавной вставки 3 рабочую головку 1 переустанавливают, прикрепляя её к державке 2 другой гранью тетраэдра. В результате чего на вершине рабочей головки оказывается неизношенная твердосплавная вставка 3. При этом забой постоянно разрушается острой гранью твердосплавной вставки, что определяет снижение силовых параметров и энергетических показателей процесса механического разрушения горной породы.

Державка 2 представляет собой ступенчатой формы цилиндрическое тело с тремя участками: передним 6, промежуточным 7 и хвостовым 8. На переднем участке 6 располагается разъемное соединение 9 (например, резьба). Промежуточный участок 7 выполнен в виде многоугольника и служит упором для стопорного винта 16. Хвостовой участок 8 снабжен проточкой 11 для установки стопорного кольца 12, которое предотвращает осевое перемещение резца в резцедержателе 13.

Резцедержатель 13 жестко крепится на исполнительном органе машины. В резцедержателе 13 выполнены сквозное отверстие 14 (для установки державки 2 собранного составного резца) и как минимум одно глухое резьбовое отверстие 15 для установки стопорного винта 16. Стопорный винт 16 выполнен таким образом, что нижним торцом упирается в грань многоугольника 10 промежуточного участка державки 2 и фиксирует ее от проворота относительно своей оси. Так же от проворота рабочую головку 1 фиксирует упор 17 на передней части резцедержателя, который может быть выполнен, например, V-образной формы.

Технические решения позволяют повысить наработку резцов, снизить их удельный расход, а также уменьшить силовые и энергетические показатели процесса разрушения горных пород.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Леванковский Л. А., Глатман Л. Б. Анализ и оценка влияния основных факторов и условий на износ поворотных резцов при работе проходческих комбайнов // Разрушение горных пород и композиционных материалов поворотными резцами: сб. научных трудов. М.: АГН, 1998. Вып. 1. С. 81–109.
2. Чупин С. А. Повышение износостойкости поворотных резцов проходческих комбайнов для проведения выработок по породам средней крепости: дис. ... канд. техн. наук. СПб., 2016. 162 с.
3. Пат. RU2755106 С1 МПК E21C 35/18. Составной резец с устройством крепления на исполнительном органе машины / Шишлянников Д. И., Суханов А. Е., Васильев А. Л., Борисов А. В., Грибов Д. С. - № 2020141330; заявл. 14.12.2020; опубл. 13.09.2021. Бюл. № 26. – 12 с.

УДК 622.6-83

РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ ПЛОСКОГО ПЛАНЕТАРНО-ДИСКОВОГО ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА КОМБАЙНА ДЛЯ ДОБЫЧИ КАЛИЙНОЙ РУДЫ

Д. И. Шишлянников¹, д.т.н., профессор, Д. А. Лосев², аспирант,
А. В. Сенькин¹, аспирант, И. Х. Тюбеев¹, студент, А. Е. Суханов¹, ассистент
¹ФГАОУ ВО «Пермский национальный исследовательский политехнический университет», г. Пермь, Россия
² АО «ВНИИ ГАЛУРГИИ», г. Санкт-Петербург, Россия

Рассмотрены вопросы, связанные с добычей калийных руд механизированным способом. Существенным преимуществом планетарно-дисковых исполнительных органов является возможность создания на поверхности забоя сетки пересекающихся резов. Указано, что использование при отработке калийного массива наведенных трещин и областей концентрации напряжений, образующихся при пересечении резов, позволяет уменьшить выход пылевидных классов в калийной руде на 25...30 % посредством формирования в срезе последовательных элементарных сколов с устойчивыми значениями геометрических параметров. Предложена конструкция пространственного планетарно-дискового исполнительного органа проходческо-очистного комбайна, реализующего перспективную перекрестную схему разрушения калийного массива.

Ключевые слова: добыча калийных руд, проходческо-очистной комбайн, необогатимые классы руды, планетарно-дисковый исполнительный орган, перекрестная схема резания.

DEVELOPMENT OF THE DESIGN OF A FLAT PLANETARY-DISC EXECUTIVE ENGINE FOR A MINER FOR POTASSIUM ORE MINING

D.I. Shishlyannikov, D.A. Losev, A.V. Senkin, I.H. Tyubeev, A.E. Sukhanov

Issues related to the extraction of potash ores by mechanized methods are considered. A significant advantage of planetary-disk actuators is the ability to create a grid of intersecting cuts on the face surface. It is indicated that the use of induced cracks and stress concentration areas formed during the intersection of cuts when mining a potassium massif makes it possible to reduce the yield of dust-like classes in potassium ore by 25...30% through the formation of successive elementary chips in the cut with stable values of geometric parameters. A design has been proposed for a spatial planetary-disk executive body of a mining and shearer, which implements a promising cross-pattern of potassium rock destruction.

Keywords: potash ore mining, tunneling and cleaning combine, non-enriched ore classes, planetary disk executive body, cross cutting scheme.

Для предприятий, осуществляющих разработку месторождений калийных солей подземным способом, актуальными остаются задачи повышения качества добываемой руды, снижения затрат на её обогащение и уменьшение количества отходов горного производства. Решение данных задач обеспечивается посредством уменьшения количества необогатимых пылевидных классов в добываемой руде.

На сегодняшний день разработка месторождений калийных руд в России осуществляется механизированным способом с использованием комплектов горного оборудования – механизированных комбайновых комплексов. В состав таких комплексов входит выемочная машина (проходческо-очистной комбайн), аккумулирующий бункер (бункер-перегрузатель) и средства доставки руды в очистных камерах (шахтный

самоходный вагон). Задача повышения качества гранулометрического состава калийной руды приобрела особую актуальность после широкого внедрения в 70-х годах XX века проходческо-очистных комбайнов «Урал» с пространственными планетарно-дисковыми исполнительными органами, разрушающими массив стружками серповидной формы.

К достоинствам планетарно-дисковых исполнительных органов относится возможность создания на поверхности калийного массива сетки пересекающихся резов. Результаты исследований [1] показали, что использование перспективной перекрестной схемы резания, в сравнении с традиционными (шахматной и последовательной) схемами позволят добиться снижения энергозатрат на разрушение массива до 20 % и снизить выход мелких пылевидных классов на 10...15 %.

Реализация перспективной перекрестной схемы резания возможна посредством использования плоского планетарно-дискового исполнительного органа, разработанного авторами (рис. 1) [2].

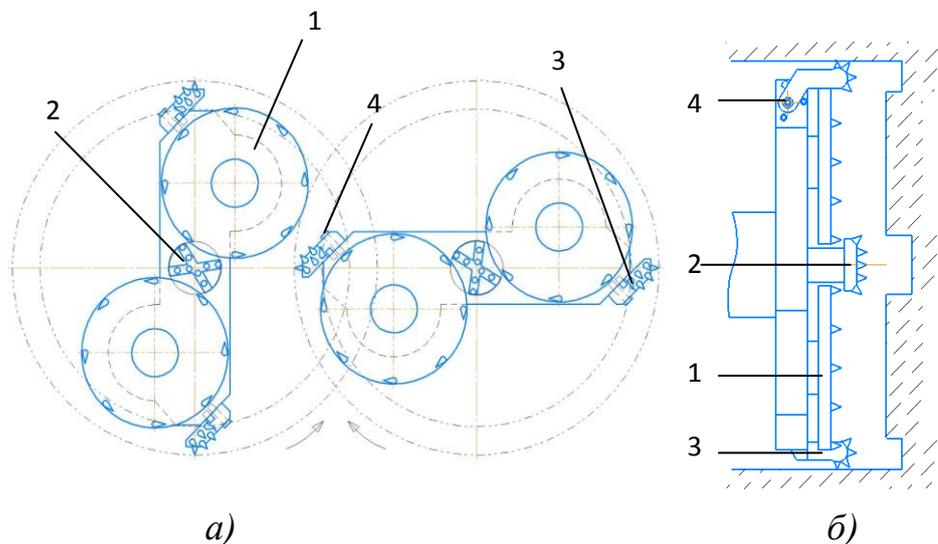


Рис. 1. Плоский планетарно-дисковый исполнительный орган: вид спереди (а) и вид сбоку (б)

Предлагаемый исполнительный орган оборудован режущими дисками 1, роторным забурником 2, режущими гребенками 3 и удерживающими от складывания гребенок фиксирующими штифтами 4. Режущие диски крепятся на рукоятях и приводятся в движение от электродвигателей через раздаточные редукторы – рукояти. Центральная часть забоя обрабатывается посредством забурника 2. Гребенки и роторный забурник вынесены вперед, относительно дисков, для исключения формирования зоны интенсивного пылеобразования на периферийной и центральной частях забоя (рис. 2).

Наличие смещения на забой роторных гребенок 3 (см. рис. 1) относительно режущих дисков 1 также способствует увеличению срока службы резцов режущих дисков 1. При пересечении траекторий резцов режущих дисков 1 и гребенок 3, резцы диска выходят из контакта с забоем и прохо-

дят некоторое расстояние, не разрушая массив. За это время твердосплавная вставка резца охлаждается, что положительно сказывается на сроке службы резцов.



Рис. 2. Перекрестная схема резания плоско-дисковым исполнительным органом без гребенок (а) и с гребенками (б)

При отгонке комбайна от забоя удерживающие гребенки 3 штифты 4 извлекаются и гребенки 3 складываются в направлении к центру исполнительного органа. Указанное техническое решение позволяет повысить безопасность и снизить время движения комбайна по камере задним ходом, что положительно сказывается на эксплуатационной производительности комбайна.

Также при оснащении стопорных штифтов 4 датчиками возможна реализация системы аварийного останова исполнительного органа. При достижении критической нагрузки на исполнительный орган штифты 4 разрушаются, и работа исполнительного органа будет прекращена, как следствие, приводы относительного и переносного вращения останутся в работоспособном состоянии.

Таким образом, при работе описанного исполнительного органа обеспечивается повышение качества гранулометрического состава добываемой руды на этапах отделения от забоя и погрузки, увеличение наработки и снижение удельного расхода породоразрушающего инструмента, сокращение случаев возникновения аварийных отказов из-за образования сверхнормативных локальных нагрузок при производительной работе и отгоне комбайна.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Харламова Н. А. Исследование механизма разрушения соляных горных пород резцовым инструментом: дис... канд. техн. наук, 05.15.11 / Харламова Нэлли Артемьевна. – Пермь, 1998. – 173 с.
2. Патент 2755193 Российская Федерация, МПК E21C27/24 (2006.01). Исполнительный орган проходческо-очистного комбайна: № 2021101728; заявлено 26.01.2021; опубликовано 14.09.2021 / Д. И. Шишлянников, А. Л. Васильев; заявитель АО «ВНИИ «Галургии». Бюл. № 26. – 14. с.

УДК 622.331.002.5

АНАЛИЗ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ЧАСТИЦУ ТОРФА В ПРОЦЕССЕ ВСАСЫВАНИЯ СОПЛОМ ТОРФЯНОЙ ПНЕВМОУБОРОЧНОЙ МАШИНЫ

Д.М. Щербакова, А.Л. Яблонев

Тверской государственной технической университет, г. Тверь, Россия

Представлен анализ сил, действующих на торфяную частицу, находящуюся в зоне всасывающего факела сопла торфяной пневмоуборочной машины. Проанализирована природа и возникновение подъемной силы. Представлено уравнение отрыва частицы торфа от подстилающей поверхности.

Ключевые слова: всасывающий факел, подъемная сила, скорость воздушного потока, частица торфа.

ANALYSIS OF FORCES ACTING ON A PEAT PARTICLE DURING SUCTION BY A NOZZLE OF A PEAT PNEUMATIC HARVESTER

D.M. Scherbakova, A.L. Yablonev

The article presents an analysis of the forces acting on a peat particle located in the area of the suction torch of the nozzle of a peat pneumatic harvester. The nature and occurrence of the lifting force are analyzed. The equation of separation of a peat particle from the underlying surface is presented.

Keywords: suction torch, lifting force, air flow velocity, peat particle.

Пневмоуборочная машина имеет три характерных участка движения торфовоздушного потока: всасывания, транспортирования (вертикального и горизонтального) и разделения.

Всасывание фрезерной крошки осуществляется без принудительной активации расстила, за счет разницы вакуумметрического давления, создаваемого вентилятором в пневмосистеме и атмосферного давления окружающей среды [1, 2]. Воздушный поток засасывается соплом и увлекает за собой частицы торфа, расположенные в активной зоне действия сопла – всасывающего факела. Скорость воздушного потока по мере удаления от сопла постепенно уменьшается, разделяя всю область всасывающего факела на две зоны – активного и пассивного действия. На частицы торфа при этом действуют как горизонтально, так и вертикально направленные силы, от соотношения величин которых и зависит возможность и интенсивность всасывания [3, 4].

Для определения сил взята неподвижная частица торфа шарообразной формы, находящаяся в зоне действия всасывающего факела. В таком положении на частицу действуют силы: тяжести F_T , адгезии $F_{ад}$, трения $F_{тр}$, сцепления $F_{сц}$, лобовая F_L и подъемная $F_{п}$ (рисунок 1).

Поток воздуха обтекает частицу как сверху, так и снизу, причем местная скорость снизу меньше, чем скорость сверху. В результате образуется градиент скорости по высоте, под действием которого силы трения отличаются по величине на верхней и нижней сторонах частицы, что порождает возникновение крутящего момента. Неравномерная скорость обтекания

и вращения частиц вызывает циркуляцию воздуха по контуру частицы [5]. Если направление вращения частицы и скорости потока совпадают, то скорость течения увеличивается, если противоположны – уменьшается. По этой причине давление под частицей возрастает, а над частицей – уменьшается, и возникает направленная вертикально вверх действующая сила Магнуса F_M , часто используемая в аэродинамике в качестве подъемной и определяемая по формуле Н.Е. Жуковского. Представим силу F_M для шарообразной частицы и без учета силы адгезии, так как при расчетах она крайне мала и ею можно пренебречь:

$$F_M = \frac{\pi}{\alpha} \rho_B r^2 v_B v_{\text{ш}}, \quad (1)$$

где α – угол направления воздушного потока, рад (при расположении частицы на расстоянии равном длине оси активной зоны всасывающего факела можно принять, что $\alpha \approx \pi$); ρ_B – плотность воздуха м³/кг; r – радиус частицы, м; v_B – скорость воздушного потока, м/с; $v_{\text{ш}}$ – скорость шарообразной частицы, м/с.

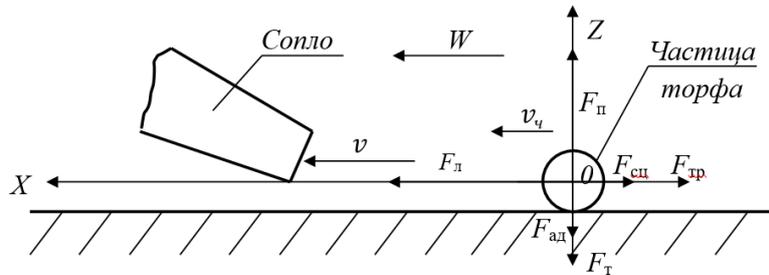


Рисунок 1. Расчетная схема к анализу сил, действующих на частицу торфа в момент ее нахождения в зоне всасывающего факела.

Для условия отрыва частицы от подстилающей поверхности необходимо выполнение условия $F_M \geq F_T$:

$$\frac{\pi}{\alpha} \rho_B r^2 v_B v_{\text{ш}} \geq \frac{4}{3} \pi r^3 \rho_T g. \quad (2)$$

где ρ_T – плотность торфяной частицы м³/кг; g – ускорение свободного падения м/с².

Выразив из (2) скорость шарообразной частицы и приняв ориентировочно скорость воздушного потока $v_B \approx 10$ м/с, плотность торфа $\rho_T \approx 500$ кг/м³, $\alpha = \pi$, радиус частицы $r \approx 0,0125$ м и плотность воздуха $\rho_B \approx 1,205$ кг/м³, подсчитаем скорость движения шарообразной частицы:

$$v_{\text{ш}} \geq \frac{4\pi \cdot 0,0125 \cdot 500 \cdot 9,81}{3 \cdot 1,205 \cdot 10} \approx 21,3, \text{ м/с.}$$

Для появления силы Магнуса шарообразная частица,двигающаяся со скоростью $v_{\text{ш}}$ должна вращаться с частотой 271 об/мин, что в реальных условиях невозможно. Следовательно, и появление силы Магнуса также невозможно.

Рассмотрим обтекание воздушных вихрей над и под торфяной частицей. Воздушные вихри заставляют частицу отрываться от подстилающей

поверхности и начать свое движение в воздушном потоке. Тем самым порождать другую природу возникновения подъемной силы [6].

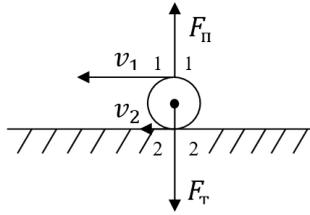


Рисунок 2. Силы, возникающие при обтекании частицы воздушным потоком

Пользуясь уравнением Д. Бернулли для двух плоскостей 1-1 и 2-2 выразим разницу давлений, возникающую при обтекании воздушного потока над и под частицей:

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \frac{\rho_{\text{в}} v_1^2}{2}, \quad (3)$$

где P_1 и P_2 – давление над и под частицей, Па; v_1 – скорость воздушного потока над частицей, м/с.

Разница давлений порождает появление подъемной силы, пропорциональной площади Миделя $S_{\text{м}}$.

$$F_{\text{п}} = S_{\text{м}} \Delta P = S_{\text{м}} \frac{\rho_{\text{в}} v_1^2}{2}, \quad (4)$$

Выводы. Составлена схема действия сил на торфяную частицу, находящуюся в активной зоне всасывающего факела. Показаны математические модели подъема торфяной частицы от поверхности расстила. Объяснена и математически выражена подъемная сила, возникающей из-за разницы давления воздушного потока над и под частицы и не зависящая от силы Магнуса.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Горцакалян Л.О., Чернышев В.В. Исследование скоростного поля всасывающего, нагнетательного и всасывающе-нагнетательного факелов активного сопла пневмоуборочной машины // Технология и комплексная механизация торфяного производства: межвузовский тематический сборник. Калинин: КПИ, 1977. С. 28–32.
2. Горцакалян Л.О. Влияние поступательной скорости пневмоуборочной машины на изменение концентрации аэромеси // Механизация процессов добычи и переработки торфа: труды Калининского политехнического института. М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1974. С. 20–24.
3. Соболев А.А., Мельник П.А., Тютюнник А.О. Движение частиц в воздушном потоке // Вектор науки ТГУ, 2011. № 3(17). С. 82–86.
4. Солопов С.Г., Горцакалян С.Г., Чернышев В.В. Определение минимальной скорости воздушного потока на входе во всасывающее сопло пневмоуборочной машины // Механизация добычи торфа: сб. научн. тр. М.: Недра, 1974. вып. XVII (XIII). С. 5–9.
5. Яблонев А.Л., Щербакова Д.М. Исследование всасывающего факела торфяной пневмоуборочной машины КТТ-2 // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-техн. журнал), 2019. № 12 (S39). С. 47–58. DOI: 10.25018/0236-1493-2019-12-39-47-58.
6. Гендугов В.М., Глазунов Г.П. Ветровая эрозия почвы и запыления воздуха. М.: ФИЗМАТЛИТ. 2007. 240 с.

УДК 622.271.5

КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ОРГАНОВ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ СБОРЩИКОВ МОРСКИХ ПРИДОННЫХ ТВЕРДЫХ ПОЛЕЗНЫХ ИСКОПАЕМЫХ

Д.А. Юнгмейстер¹, проф., д-р техн. наук, М.П. Смоленский¹, аспирант
¹Санкт-Петербургский горный университет императрицы Екатерины II, г. Санкт-Петербург, Россия

Работа посвящена анализу конструктивных особенностей органов перемещения сборщиков морских придонных твердых полезных ископаемых (ТПИ). Под ТПИ подразумеваются железомарганцевые конкреции (ЖМК) и кобальтоносные марганцевые корки (КМК). Рассматриваются геологические особенности ископаемых, глубина их залегания, предъявляемые требования к агрегатам добычи. Анализируются отечественные технологии добычи ЖМК и КМК, в частности особое внимание уделяется подводным агрегатам (ПА) шагающего типа. Механические «ноги» шагающего агрегата рассматриваются в качестве объекта исследования силы гидродинамического сопротивления. Проведено экспериментальное исследование на лабораторном стенде для установления зависимости силы сопротивления перемещению в воде от времени перемещения объекта. В качестве моделей «ног» ПА используются образцы с разным исполнением сечения. Предварительный результат испытаний показал, что сила сопротивления существенно зависит от контактного сечения, а именно наличия отверстий разного диаметра.

Ключевые слова: железомарганцевые конкреции, кобальтоносные марганцевые корки, гидродинамическое сопротивление, экспериментальное исследование.

DESIGN FEATURES OF DISPLACEMENT ORGANS OF MARINE NEAR-BOTTOM SOLID MINERALS COLLECTORS

D.A. Yungmeister, M.P. Smolenskii

The work is devoted to the analysis of the design features of the moving bodies of marine benthic solid minerals (SBM) collectors. The solid minerals are iron-manganese nodules (IMC) and cobalt-bearing manganese crusts (CBM). The geological features of fossils, their depth of occurrence, requirements for mining units are considered. Domestic technologies of extraction of iron and steel crusts and CMC are analyzed, in particular, special attention is paid to underwater units (UU) of walking type. The mechanical “limbs” of the walking aggregate are considered as the object of investigation of hydrodynamic drag force. An experimental study on a laboratory bench is carried out to establish the dependence of the force of resistance to movement in water on the time of movement of the object. Samples with different cross-sectional design are used as models of UU “limbs”. The preliminary result of the tests showed that the resistance force significantly depends on the contact cross-section, namely, the presence of holes of different diameters.

Keywords: iron-manganese nodules, cobalt-bearing manganese crusts, hydrodynamic resistance, experimental study.

На ближайших сессиях Международного органа по Морскому дну (МОМД), по заверению генерального секретаря Майкла Лоджа, предметом обсуждения комиссии будет являться создание нормативной базы, принятие которой сделает возможной добычу полезных ископаемых придонной области в коммерческих масштабах.

Разговор о технологиях добычи следует начинать с геологии добываемого сырья: железомарганцевых конкреций (ЖМК) и кобальтоносных марганцевых корок (КМК). ЖМК представляют собой сферические отложения диаметром 0,05-0,15 м, рассредоточенных на абиссальных океанических рав-

нинах с плотностью распределения от 5 до 40 кг/м². Глубина залегания конкреций составляет 3000-5000 метров. В Мировом Океане КМК – отложения в виде наростов на вулканно - тектонических гайотах морского дна, глубина залегания которых 2000-4000 метров. Вышеперечисленные ископаемые имеют в своем составе такие ценные элементы, как Mn, Fe, Co, Ni, Cu, Zn.

Геологические параметры и экологические ограничения определяют конструктивные особенности, как исполнительного органа, так и органа перемещения подводных агрегатов в составе комплекса добычи твердых полезных ископаемых (ТПИ) Мирового Океана. В случае с ЖМК необходим экологический захват ископаемого при помощи грейферного механизма для сохранения целостности океанической биоты. Для КМК применим грейфер с ударником ввиду необходимости откалывания породы [1].

Отечественные технологии отрасли придонной добычи развивались на протяжении полувека. Начиная с Советских технологий (патент SU1656128), основным направлением развития были ковшовые сборщики, комбайны, сборщики барабанного типа [2-4]. Когда экологические тенденции стали ограничивать допускаемые изобретения в этой отрасли, наступил новый виток - агрегаты шагающего типа [5], однако шагающие устройства Тимофеева И.П. требуют необоснованно большого объема механизмов только лишь для перемещения подводного агрегата (ПА). На сегодняшний день этот тип подводных агрегатов актуален ввиду того, что перемещение механических ног по дну шагающим способом сохраняет образовавшийся за много лет природный ландшафт с обитающими на нем организмами [6]. Для перемещения элементов ног ПА, рычагов и опорных частей, связанных через шарнирные соединения, целесообразно применять силовые гидроцилиндры. Выработанный алгоритм работы гидроцилиндров обеспечивает кинематику ПА, схожую с кинематикой морских ракообразных. Параметры гидросистемы зависят от многих факторов [7-8], одним из которых является скорость выдвижения силовых гидроцилиндров. В свою очередь скорость выдвижения штока влияет на составляющую гидродинамического сопротивления R , препятствующую выдвижению элемента ноги (1).

$$R = c_x \cdot \frac{\rho v^2}{2} \cdot S; \quad (1)$$

где c_x – коэффициент гидродинамического сопротивления, S – сечение объекта перпендикулярное потоку жидкости, ρ – плотность среды, v – скорость объекта.

Погрешность расчета гидродинамического сопротивления R состоит в том, что табличное значение коэффициента c_x применимо для простейших первоначальных расчетов, однако в дальнейшем требуется уточнение сил сопротивления, влияющих на характер передвижения ПА. С этой целью на базе лаборатории кафедры транспортно-технологических процессов и производств СПГУ на лабораторном стенде были проведены экспериментальные исследования величины сопротивления перемещению элементов механических ног ПА при движении в воде (рисунок 1а). В качестве моделей исполь-

зовались три образца исследуемых элементов с различными вариациями контактного сечения: с отверстиями различного диаметра (рисунок 1б).

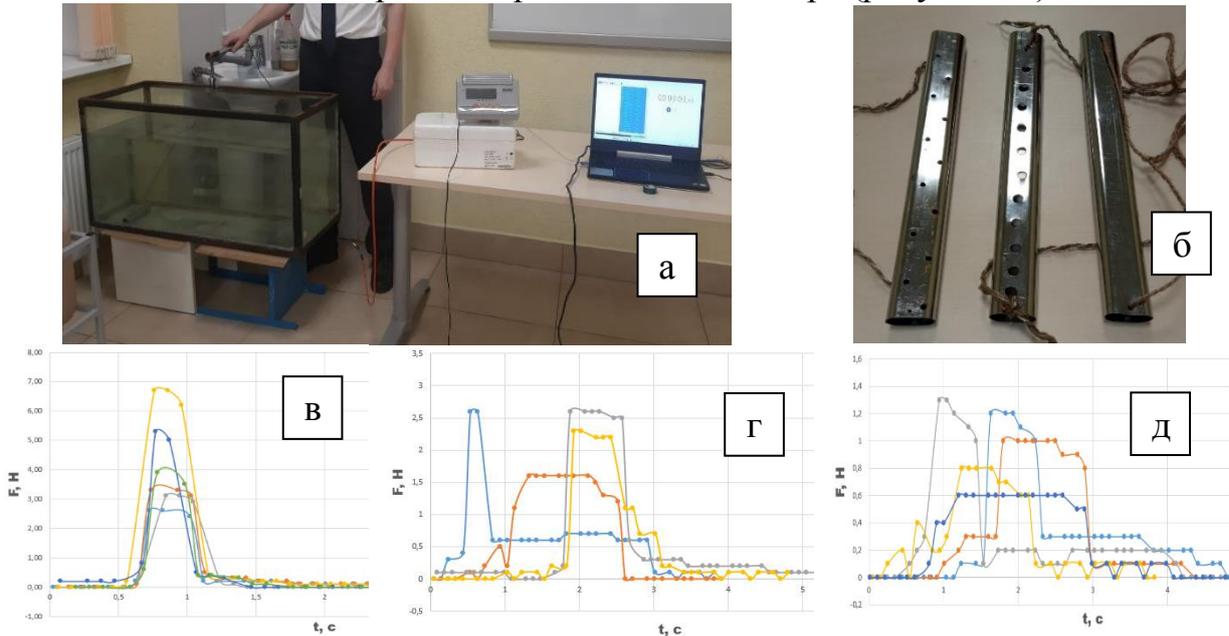


Рисунок 1 – Экспериментальные исследования гидродинамического сопротивления моделей рычагов перемещения (а – лабораторный стенд; б – образцы исследуемых элементов; в – осциллограмма образца с отверстиями большого диаметра; г – осциллограмма образца с отверстиями малого диаметра; д – осциллограмма образца без отверстий.)

При помощи тензодатчика получены осциллограммы образцов, позволяющие построить зависимость сопротивления движению элементов ног в воде от времени перемещения (рисунки 1в, 1г, 1д). Предварительный анализ результатов показал, что сила сопротивления образцов существенно зависит от наличия отверстий. Образец без отверстий показал наименьшее сопротивление среди других, учитывая среднюю амплитуду наибольшего роста $F_{сопр}$ за 1 секунду. Полиномиальная линия тренда образца с наименьшим сопротивлением представлена формулой 2.

$$F_{сопр} = -1,33t^2 + 3t - 0,76, \quad (2)$$

Наибольшее сопротивление замечено у образца с отверстиями большого диаметра по центру, вероятно, причиной такого результата служит возникновение турбулентных потоков, завихрений при контакте отверстий с потоком жидкости во время движения.

Полученные результаты позволяют спроектировать элементы механических ног ПА шагающего типа, рычаги и опорные части, конструктивно уменьшающие воздействие силы гидродинамического сопротивления на звенья, что увеличит скорость передвижения ПА в рабочей зоне и производительность всего комплекса добычи ЖМК/КМК в целом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Yungmeister D. A., Korolev R. I., Ponomareva I. N., Kruglyakova M. V. Ore preparation in deep-sea mining of cobalt-rich ferromanganese crusts, OBOGASHCHENIE RUD. Mineral Processing Journal, №2022, Vol. 56, pp. 9-16.

2. Баладинский, В. Л. Машины и механизмы для подводных работ / В. Л. Баладинский, В. А. Лобанов, Б. А. Галанов. – Л.: Судостроение, 1979. – 192 с.
3. Нурок, Г. А. Технология добычи полезных ископаемых со дна озер, морей и океанов / Г. А. Нурок, Ю. В. Бруякин, Ю. В. Бубис. – М.: Недра, 1979. – 381 с.
4. Сержан С. Л., Александров В. И. Параметры системы с грунтозаборным устройством для добычи железомарганцевых конкреций морского дна / Горный информационно-аналитический бюллетень, № 3, 2017. pp. 279 - 291 .
5. Тимофеев, И. П. Шагающие машины для освоения ресурсов морского дна / И. П. Тимофеев. - Л. ЛГИ. 1987. – 176 с.
6. Юнгмейстер Д. А., Шпенст В. А., Григорчук А. В., Исаев А. И., Смоленский М. П. Патент № 2788227 РФ, 17.01.2023. Комплекс для добычи рассредоточенных по морскому дну полезных ископаемых. 2023. Бюл. № 2.
7. Сержан, С. Л. Особенности энергообеспечения грунтозаборного устройства добычного комплекса для подводной добычи / С. Л. Сержан, В. И. Медведков // Горное оборудование и электромеханика № 10. 2014. – с. 23–29.
8. Сержан С. Л. Оснащение грунтозаборного устройства рабочим органом с объемным гидродвигателем / С. Л. Сержан // Горное оборудование и электромеханика № 10. 2013. – с. 39–42.

УДК 622.331.002.5

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТОРФЯНОГО БРОВКОРЕЗА ПУТЕМ ОПТИМИЗАЦИИ ЭНЕРГОЗАТРАТ ПРИ ФРЕЗЕРОВАНИИ

А.Л. Яблонеv, д.т.н., Д.М. Щербакова, к.т.н., А.И. Пружинин, асп., А.И. Смазнова, асп.
Тверской государственнй технический университет, г. Тверь, Россия

Представлены результаты экспериментального исследования по обоснованию оптимального угла установки фрезы торфяного бровкореза с позиции оптимальной энергоемкости фрезерования. Исследование проводилось в лабораторных условиях и показало, что оптимальным является угол установки фрезы в плане 20°.

Ключевые слова: торф, торфяной бровкорез, фреза, угол установки фрезы, энергоемкость фрезерования, тензометрирование, картовый канал.

JUSTIFICATION OF PARAMETERS OF PEAT EDGE CUTTER BY OPTIMIZING ENERGY CONSUMPTION WHEN MILLING

A.L. Yablonev, D.M. Scherbakova, A.I. Pruzhinin, A.I. Smaznova

The results of an experimental study to substantiate the optimal installation angle of a peat edge cutter cutter from the position of optimal milling energy intensity are presented. The study was carried out in laboratory conditions and showed that the optimal cutter installation angle in the plan is 20°.

Keywords: peat, peat edge cutter, cutter, cutter installation angle, milling energy consumption, strain gauging, cart channel.

Послойная сработка поверхности торфяных карт при фрезерном способе добычи торфа [1, 2] и отсутствие ее на приканальных полосах вызывает появление необработанных «бровок», осложняющих технологический цикл [3]. Для удаления бровок поверхность картовых полей либо профилируют заново большими шнековыми профилировщиками [4], либо применяют фрезерные бровкорезы [5, 6]. Однако современные бровкорезы за один проход могут обрабатывать только одну кромку картового поля, поэтому в ТвГТУ проводятся работы по созданию проекта бровкореза со сдвоенной фрезой, обрабатывающего за один проход оба края карт. Центральным вопросом в данном случае является определение оптимального угла установки рабочих органов по отношению к поперечной оси машины. Описанные в работах [7-9] исследования помогли обосновать этот угол, равный 20° с позиции отсутствия забрасывания торфяной крошкой картовых каналов и отсутствия резкого снижения активной ширины захвата. Для обоснования угла установки фрез с позиции оптимальной энергоемкости также были проведены экспериментальные исследования по фрезерованию торфяных монолитов с использованием фрезерной установки, оснащенной цифровой тензостанцией Zet 017-T8 и S-образным тензодатчиком PST Loadcell [7-9].

Настройка тензостанции осуществляется так. На главной панели программы ZetLab во вкладке «генераторы» выбирается «генератор сигналов». В открывшемся окне выбираются генератор и настройки синусоидального сигнала: частота – 1000 Гц, уровень – 0÷3 В; смещение – 0÷3 В. Нажатием кнопки «включить» осуществляется включение выбранного ге-

нератора сигналов с настройками, после чего открывается следующее окно «измерение / отображение», в котором выбирается программа «тензометр», предназначенная для проведения тензоизмерений с помощью тензометрических датчиков и тензостанции Zet 017-T8.

В открывшемся окне выбираются: ток питания датчиков – переменный, или постоянный; показания – абсолютные или относительные; единица измерения, для рассматриваемого случая – Ньютоны (Н); сглаживание – время, за который происходит усреднение измеренных значений (задается кратным 100 мс); инверсия показаний (при необходимости), позволяющая получить результаты противоположные по значению; коэффициент усиления – 1, 10, 100 или 1000 раз. При использовании в качестве чувствительного элемента тензорезистора, настройка параметров осуществляется в поле «тензорезистор». Для настройки тензодатчиков PST Loadcell доступны два параметра из его паспорта: чувствительность 2,003 мВ/В; предел измерений – 1000 Н.

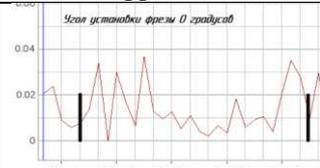
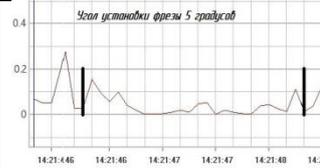
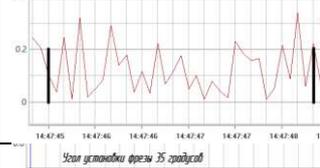
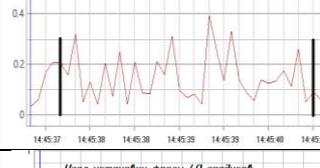
После фиксации указанных настроек кнопкой «применить» открывается окно определения способа регистрации сигнала, где выбирается программа «многоканальный самописец», позволяющая записывать полученные параметры сигналов в файл. Нажатием на кнопку «параметры» осуществляется переход в окно настроек многоканального самописца, в котором выбираются следующие параметры: интервал – 10,0; усреднение – 0,1; единица измерения – секунды; ширина окна – 1; количество измеряемых параметров – 2 (время и сила). Нажатием кнопки «применить» все выбранные параметры сохраняются в настройках. После выполнения описанных основных шагов программный комплекс ZetLab считается настроенным и готовым к работе.

Для экспериментального исследования по оценке энергоемкости фрезерования был подготовлен торфяной монолит [7-9]. После его закрепления и включения электродвигателя привода фрезы лабораторной установки производился предварительный полировочный срез монолита для создания относительно ровной поверхности. В качестве настраиваемых параметров установки выбраны: глубина фрезерования $H = 8$ мм; скорость поступательного движения тележки с монолитом $w = 0,381$ м/с; частота вращения фрезы $n = 1000$ об/мин [7-9].

Для начала записи сигнала в окне программы «многоканальный самописец» необходимо нажать кнопку «запись». Затем включается электродвигатель привода тележки с монолитом. После осуществления фрезерования монолита, следует остановить тележку и остановить запись командой «стоп». Определение энергоемкости фрезерования проводилось по осциллограммам нагрузки F , снятым с помощью тензостанции Zet 017-T8 при девяти положениях фрезы с пятикратной повторяемостью опытов. При этом на каждой осциллограмме, для исключения холостой работы фрезы и пиковых нагрузок (при входе и выходе из монолита), определялись моменты начала и конца измерений.

Результаты экспериментов по оценке коэффициента использования ширины фрезы и энергоёмкости представлены в таблице и на рисунке.

Таблица. Результаты исследования фрезерования торфяного монолита

Номер серии опытов	Угол установки фрезы φ°	Фрагмент осциллограммы нагрузки фрезы	Коэффициент использования ширины фрезы K_B	Средняя удельная энергоёмкость фрезерования A , кДж/м ³
1	0		1,0	1,29
2	5		0,996	3,54
3	10		0,985	4,20
4	15		0,966	4,53
5	20		0,940	6,40
6	25		0,907	8,32
7	30		0,867	12,55
8	35		0,819	12,68
9	40		0,766	19,13

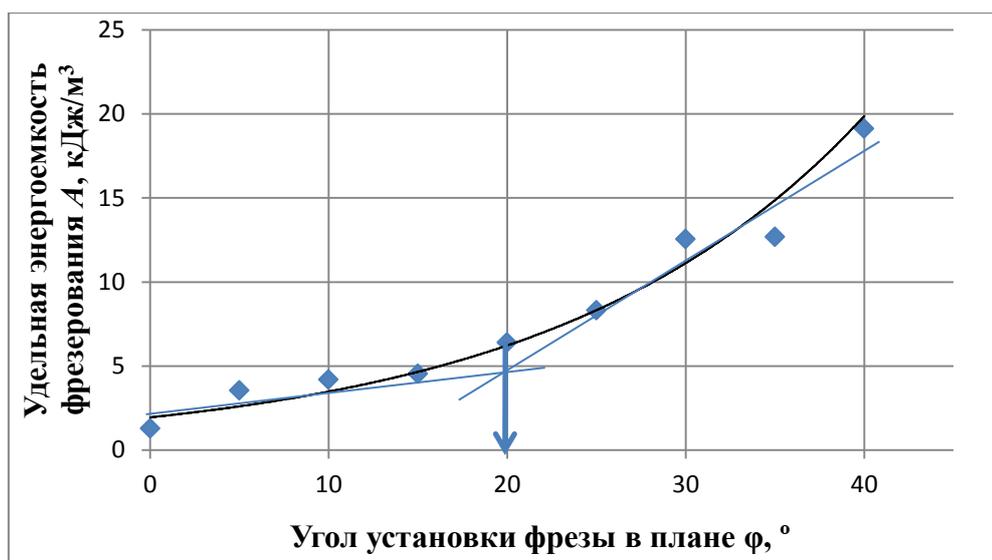


Рис. Зависимость удельной энергоёмкости фрезерования от угла установки фрезы

Метод построения касательных (рис.), показал, что при превышении угла установки фрезы в 20° начинается интенсивный рост энергозатрат.

Вывод:

Эксперименты подтверждают, что оптимальным по критерию энергоёмкости является угол установки фрезы торфяного бровкореза 20° . Данный вывод полностью совпадает с выводами исследований [7-9]. Это дает возможность упростить конструкцию трансмиссии бровкореза, используя в ней карданные шарниры неравных угловых скоростей вместо вертикального редуктора с угловым расположением валов.

Список литературы

1. Мисников О.С., Копенкина Л.В. Возникновение торфяного дела в России // Горный журнал, 2020. № 2. – С. 95–99.
2. Самсонов Л.Н. Фрезерование торфяной залежи. М.: Недра, 1985. – 211 с.
3. Справочник по торфу // Под ред. А.В. Лазарева. М.: Недра, 1982. – 760 с.
4. Профилировщики торфяные шнековые. Режим доступа: URL: <https://amkodor.by/catalog/cat/tehnika-dlya-torfa/profilirovshhik-torfyanoj-shnekovyyj/> (дата обращения 07.01.24).
5. MERIPEAT. Режим доступа: <https://www.meripeat.com/ru/products-ru/milled-peat-production-ru> (дата обращения 2.11.22).
6. Профилировщик ПР-1. Режим доступа URL: <https://erm.mogilev.energo.by/ru-ru/продукция/торфозаготовка/профилировщикпр1.aspx> (дата обращения 07.01.24).
7. Яблонев А.Л., Жуков Н.М. Обоснование угла установки фрезы профилировщика краев торфяных карт // Горный журнал, 2023. № 3. – С. 55–59.
8. Яблонев А.Л., Жуков Н.М. Экспериментальное обоснование угла установки фрезы торфяного бровкореза // Вестник ТвГТУ. Серия «Технические науки», 2023. № 2 (18). – С. 21–30.
9. Яблонев А.Л., Жуков Н.М., Щербакова Д.М., Пружинин А.И. Оптимизация угла установки фрезы торфяного бровкореза // В сб. «Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности». Мат-лы XXI Междун. научно-техн. конф. «Чтения памяти В.Р. Кубачека». Под общ. ред. Ю.А. Лагуновой. Екатеринбург, 06-07 апреля 2023 г. Екатеринбург: УГГУ, 2023. – С. 127–130.

УДК 622.271

КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ ДЛЯ РАЗРАБОТКИ ПЛОДОРОДНЫХ ПЛАСТОВ НА СТАРОБИНСКОМ МЕСТОРОЖДЕНИИ КАЛИЙНЫХ СОЛЕЙ

Н.А. Расторгуев, Н.А. Каток; *научный руководитель* – Г.А. Басалай
Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Беларусь

Представлены результаты анализа конструктивных особенностей четырех типов одно- и двухшнековых очистных комбайнов для разработки различных по мощности плодородных пластов валовым и селективным способами на Старобинском месторождении калийных солей в Республике Беларусь.

Ключевые слова: очистной комбайн, шнек-фреза, валовая и селективная выемка

DESIGN FEATURES OF SHEARER CUTTING MACHINE FOR THE DEVELOPMENT OF FERTILITY LAYERS AT THE STAROBINSKOYE POTASSIUM SALTS DEPOSIT

N.A. Rastorguev, N.A. Katok, G.A. Basalai
Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

The results of an analysis of the design features of four types of single- and twin-screw shearers for the development of fertile layers of different thicknesses by bulk and selective methods at the Starobinsky potassium salt deposit in the Republic of Belarus are presented.

Key words: shearer machine, auger-cutter, bulk and selective mining extraction

Введение. Одно из крупнейших в Европе Старобинское месторождение калийных солей, расположенное на территории Республики Беларусь, геологически представляет собой плодородные пласты, ярко выраженные четырьмя горизонтами с диапазоном глубин 200–900 м [1]. Мощность пластов составляет от 1,3 до 2,6 метров, при этом геологическая колонка мощных пластов в основном сложена пятью последовательно чередующимися тремя прослойками сильвинита и двумя – галита. Нижняя прослойка галита имеет размер по толщине до 0,15 м, а верхняя – 0,6-0,8 м. Падение пологих пластов по простиранию не превышает 15 °.

Таким образом, указанные горно-геологические условия разрабатываемого месторождения, как и двух других (Петриковское и Нежинское месторождения калийных солей), позволяют широко использовать для отработки пластов высокопроизводительные очистные комплексы с длиной лав до 300 метров и протяженностью шахтных полей до 3000 м. Применение этого технологического способа позволяет обеспечивать степень извлекаемости полезного ископаемого до 70 %.

Цель работы – комплексный анализ конструктивных и режимных параметров очистных комбайнов, используемых на разрабатываемых месторождениях калийных солей в Республике Беларусь.

Анализ конструктивных особенностей очистных комбайнов.

Подготовка очередных шахтных полей, т. е. проходка технологических штреков: транспортных, конвейерных и вентиляционных, а также сбоек, проводится проходческими и проходческо-очистными комплексами,

а отработка – очистными комплексами по валовой или селективной технологиям. В состав одного очистного комплекса, как правило, входят один или два комбайна, скребковый забойный конвейер, а также комплекс гидромеханизированной крепи с энергопитанием от комплектной шахтной трансформаторной подстанции. Очистные комбайны оборудованы одним или двумя исполнительными органами в виде фронтальных шнек-фрез, расположенных на корпусе с помощью поворотных приводных рукоятей от электродвигателей мощностью 300–400 кВт. По типу это узкозахватные очистные комбайны с рабочей шириной 0,8 м [2, 3]. Годовая производительность очистных комплексов составляет 1,5 млн. т. фрезеруемой горной породы.

В настоящее время на рудниках используются все типы комбайнов производства фирмы Eickhoff (Германия), между тем осваиваются производства и на двух отечественных предприятиях горного профиля – ЗАО «Солигорский Институт проблем ресурсосбережения с Опытным производством» и «Нива-Холдинг».

Одношнековые очистные комбайны конструктивно имеют принципиальное отличие по расположению шнек-фрезы относительно корпуса машины в зависимости от мощности разрабатываемого пласта. На низких лавах (1,3–1,4 м) используются комбайны, у которых корпус смещен относительно става конвейера в сторону забоя. Лыжи со стороны смещенного борта комбайна перемещаются по почве выработки, а с противоположного борта – по лемеху на става конвейера. Исполнительный орган – шнек-фреза с рукоятью – расположена впереди смещенной за пределы конвейера части корпуса комбайна. Это объясняется ограниченностью свободного пространства по высоте для размещения става забойного конвейера и очистного комбайна на нем. На высоких лавах используются комбайны, у которых корпус полностью опирается лыжами на став забойного конвейера, а шнек-фреза смещена относительно корпуса в сторону забоя (рис. 1). Для перемещения комбайна используется бесцепная система подачи, в которой на комбайне имеется электромеханический привод цевочной звездочки, а на става конвейера по его длине закреплена цевочная рейка.

Комбайны с двумя исполнительными органами конструктивно отличаются между собой по возможности вести валовую или селективную разработку комплексно сложенного пласта из силвинита и галита. Комбайны для валовой выемки имеют с двух сторон по перемещению исполнительные органы с одинаковыми параметрами шнек-фрез по ширине захвата и диаметру, смещенные относительно корпуса в сторону забоя, а корпус опирается на став конвейера. Для обеспечения процесса селективной разработки комплексно сложенного пласта у этих комбайнов каждый исполнительный орган в сборе с электромеханическим приводом закреплён на корпусе машины с возможностью не только углового позиционирования шнек-фрезы по высоте, но и поперечного смещения на расстояние до одного метра (Рис. 2). При этом одна из шнек-фрез имеет диаметр по концам

породоразрушающих элементов (тангенциальных зубков), соизмеримый с мощностью (0,8-0,9 м) верхней прослойки сильвинита или галита, а вторая шнек-фреза имеет диаметр около 1,4 м.



Рис.1. Одновременная работа двух одношнековых очистных комбайнов левого и правого исполнения в низкой лаве



Рис. 2. Работа двухшнекового очистного комбайна в лаве при селективной разработке плодородного пласта

Одношнековые комбайны – машины одностороннего действия с обратной отгонкой в холостом режиме и с совмещением технологической операции передвижки лабокомплекса на один шаг, т. е. на 0,8 м. Двухшнековые очистные комбайны отрабатывают забой в двух направлениях подачи. Причем, при селективной выемке при движении комбайна с передней выдвинутой на забой малой шнек-фрезой ею вынимается верхний слой сильвинита, а задняя большая шнек-фреза работает в режиме фрезерования ближней ступеньки из двух слоев сильвинита и небольшого между ними нижнего слоя галита с одновременной погрузкой на конвейер сфрезерованной горной массы, скапливающейся на почве в призабойной зоне. Гор-

ная масса транспортируется по длине забоя скребковым конвейером и перегружается на скребковый штрековый конвейер, а затем на участковый и магистральный ленточный конвейеры. При обратном перемещении комбайна малая шнек-фреза опускается на уровень отработки на полную мощность верхнего слоя галита и фрезерует его, а большая шнек-фреза осуществляет погрузку пустой породы на конвейер для транспортирования этой горной массы в среднюю зону лавы с дальнейшей закладкой ее в выработанное пространство с завальной стороны лавокомплекса. Возможен вариант, когда первоначально вырезается верхний слой галита с погрузкой на конвейер и закладкой в выработанное пространство, а затем, на обратном ходе – верхний сильвинитовый и нижние преимущественно два сильвинитовые с незначительным по толщине галитовым между ними.

Вывод. Комплексный анализ показывает, что на рудниках ОАО «Беларуськалий» применяются четыре типа очистных комбайнов.

На низких лавах эксплуатируются одношнековые со смещенным корпусом относительно забойного конвейера и передним расположением шнек-фрезы; на высоких лавах – одношнековые, корпус которых расположен над ставом конвейера, а шнек-фреза выдвинута в сторону забоя по отношению к корпусу.

Двухшнековые очистные комбайны применяются на высоких лавах и в зависимости от способа разработки пласта имеют две разновидности конструкций и режимов работы:

- при валовой выемки – комбайны с одинаковыми по параметрам шнек-фрезами и режимами работы в обе стороны по длине лавы;
- при селективной разработке пласта – комбайны с комбинированными шнек-фрезами с учетом мощности верхнего слоя сильвинита или галита, а также у которых исполнительные органы в сборе имеют возможность передвигаться в поперечном направлении на длину более ширины захвата шнек-фрез.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Смычник А.Д. Технология и механизация разработки калийных месторождений: учебное пособие. / А.Д. Смычник, Б.А. Богатов, С.Ф. Шемет. 2-е изд. доп. и перераб. – Минск : Юнипак, 2005. – 224 с.
2. Горные машины : учебное пособие. В 2 ч. Ч. 2. Машины и комплексы для добычи полезных ископаемых / Г.В. Казаченко, В.Я. Прушак, Г.А. Басалай. – Минск : Вышэйшая школа, 2018. – 228 с.
3. Горные машины. Практикум : учебное пособие. / Г.В. Казаченко, Г.А. Басалай, Г.И. Лютко. – Минск: Вышэйшая школа, 2020. – 200 с.

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. 621.86.:531.8

ИЗМЕЛЬЧЕНИЕ ГОРНОЙ ПОРОДЫ В РОТОРНОМ ЦЕНТРОБЕЖНОМ ДЕЗИНТЕГРАТОРЕ

А. И. Афанасьев, проф., В.Я. Потапов, проф., В.В. Zubov, доц., А.А. Чиркова, доц.,
В.В. Потапов, доц.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ

Приведены результаты применения мельниц различного типа работающих по принципу истирания, измельчения, удара. В результате исследований установлено, что критическая скорость, обеспечивающая разрушение куска горной породы свободным ударом зависит от величины эквивалентного диаметра и нелинейно уменьшается с его увеличением. Получено уравнение, связывающее удельную энергоёмкость разрушения (Дж/кг) куска горной породы с его эквивалентным диаметром. Установлено, что, если дробление свободным ударом происходит в несколько стадий, то скорость куска перед последующим ударом должна определяться с учетом величины максимального куска, образовавшегося после предыдущего удара.

Ключевые слова: горная промышленность, измельчение материалов, истирание, раздавливание, износостойкость рабочего органа, тип мельниц, энергоёмкость процесса, стадия измельчения.

CRUSHING OF ROCK IN A ROTARY CENTRIFUGAL DISINTEGRATOR

A.I. Afanasyev, V.Ya. Potapov, V.V. Zubov, A.A. Chirkova, V.V. Potapov

The article presents the results of the use of mills of various types operating on the principle of abrasion, impact grinding. As a result of the research, it was found that the critical velocity ensuring the destruction of a piece of rock by free impact depends on the value of the equivalent diameter and decreases non-linearly with its increase. An equation is obtained relating the specific energy intensity of destruction (J/kg) of a piece of rock with its equivalent diameter. It is established that if crushing by free impact occurs in several stages, then the speed of the piece before the subsequent impact should be determined taking into account the size of the maximum piece formed after the previous impact

Keywords: mining, grinding of materials, abrasion, crushing, wear resistance of the working body, type of mills, energy intensity of the process, grinding stage.

Введение. Процессы измельчения используют для подготовки полезного ископаемого к обогащению. Конструкция машин для измельчения полезных ископаемых зависит от способа разрушения: раздавливание; раскалывание; излом; срез; истирание; удар. Выбор способа разрушения горной породы зависит, главным образом, от её дробимости [1], а также от необходимой крупности [2,3] дробленого продукта.

Объект исследования. Процесс измельчения частиц горной породы в центробежном измельчителе.

Цель исследования. Определить закономерности разрушения частиц свободным ударом в роторном измельчителе.

Методы исследований. Методы физического и математического моделирования, экспериментальные исследования, регрессионный анализ.

Методология исследований. Общелогические методы (анализ и обобщение научно-технической и патентной информации, индукция, синтез и т. д.).

Современные роторные измельчители, имеют недостаточную эффективность, которая характеризуется главным образом степенью измельчения [4,5,6].

Основная причина этого заключается в недостаточной изученности процессов, при измельчении материала, и, как следствие, в недостаточной обоснованности методов проектирования. Конструктивные и кинематические параметры рабочего органа до настоящего времени назначаются эмпирически по принципу подобия, что приводит к отклонениям крупности и производительности измельчения от заданных значений.

Поэтому теоретические и экспериментальные исследования измельчителей позволяющие повысить эффективность работы устройств, являются актуальными.

Результаты исследований и их обсуждение.

Эксперименты на установке проводились с различными горными породами: медно-цинковой рудой и гранитами. В каждой точке эксперимента проводилось несколько опытов. Их количество определялось в зависимости от степени вариации полученных результатов.

Нашими исследованиями установлено, что с уменьшением размеров кусков для его разрушения необходимо существенно увеличивать скорость куска. Следовательно, это требует повышения скорости удара в каждой последующей стадии разрушения. На рис.1 приведена зависимость скорости, обеспечивающая разрушение куска горной породы (бедной медно-цинковой руды) от его размеров. Характер изменения этой зависимости для других горных пород (гранит, мрамор, доломит и др.) был таким же. В частности, при измельчении доломита нами было установлено: при скорости удара 15-20 м/с степень дробления кусков размером 50-60мм составляет 2-4., а при скорости 135м/с степень дробления 50...70.

Статистическая зависимость [7...9] скорости куска перед ударом от его размеров имеет вид:

$$V_0 = 494 * d^{-0,7} \quad (1)$$

Корреляционное отношение $R^2 = 0,98$ свидетельствует о наличии существенной связи скорости куска перед ударом от его размеров.

Это можно объяснить тем, что с увеличением размера куска возрастает число концентраторов напряжений – пустот, трещин и т.п., что приводит уменьшению напряжений разрушения.

Уравнение 1 хорошо согласуется с данными работы [1].

Используя уравнение 1 можно определить угловую скорость и диаметр ротора, при этом в формулу должен подставляться средневзвешенный размер куска в исходном питании. Угловая скорость и размеры ротора второй стадии дробления определяются аналогично. При этом в уравнение 1 подставляется средневзвешенный размер куска, полученный после первой стадии дробления.

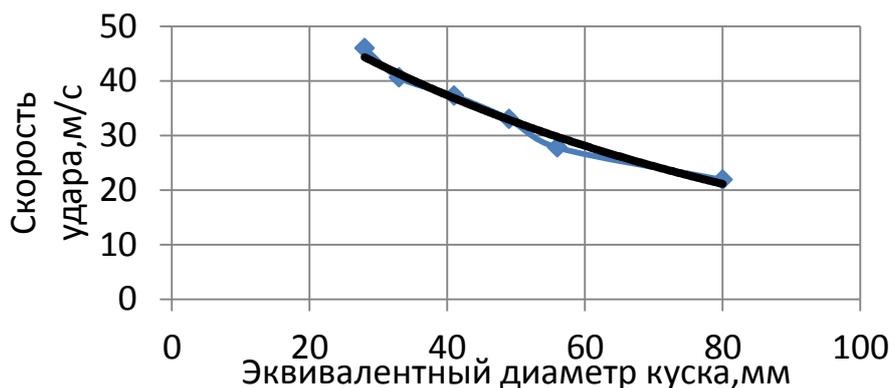


Рис.1. Зависимость скорости куска бедной медно-цинковой руды перед ударом от его размеров

Нелинейное возрастание необходимой скорости удара с уменьшением размеров куска обуславливает существенное увеличение размеров роторов, их массы и приводит к другим проблемам, в частности, обеспечения относительно хорошей балансировки, использование скоростных подшипников. 4

Рационально оценку эффективности процесса ударного разрушения производить по отношению удельной энергии разрушения (Дж/кг) к степени дробления (i). В результате исследований установлено, что с уменьшением размеров кусков существенно увеличивается удельная энергия (Дж/кг) дробления ударом. На рис.2 приведена зависимость удельной энергии разрушения куска горной породы (медно-цинковой руды) от его размеров.

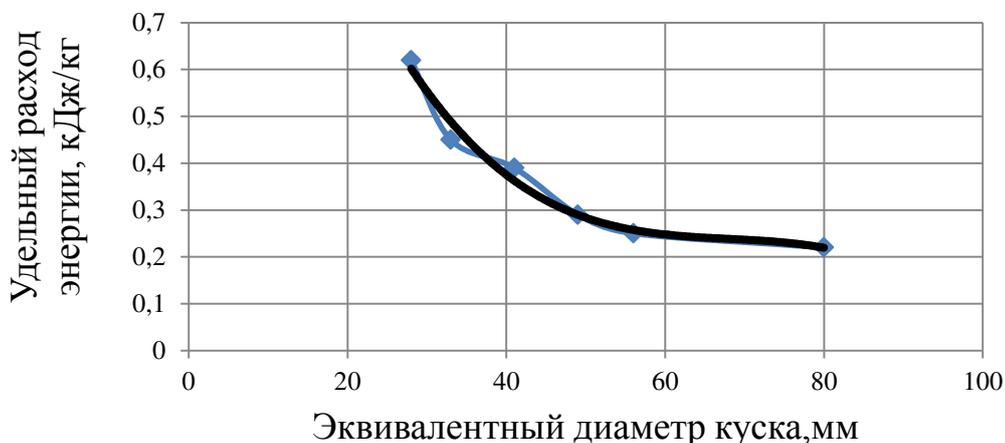


Рис.2. Зависимость удельной энергии разрушения куска медно-цинковой руды от его размеров

Статистическая зависимость удельной энергии куска медно-цинковой руды перед ударом от его размеров имеет вид:

$$E_0 = -5E-06d^3 + 0,001d^2 - 0,07d + 1,92 \quad (2)$$

Уравнение может быть использовано при изменении размеров куска в диапазоне от 28 до 80мм. Корреляционное отношение [7...9] $R^2 = 0,975$ свидетельствует о наличии существенной связи удельной энергии от его размеров.

Выводы:

1. Скорость необходимая для разрушения куска горной породы свободным ударом увеличивается с уменьшением его диаметра.

2. Удельная энергоёмкость разрушения (Дж/кг) отнесенная к степени дробления куска горной породы уменьшается с увеличением его эквивалентного диаметра.

3. Для снижения энергозатрат целесообразно вторую и последующие стадии разрушения в центробежных дробилках осуществлять не свободным ударом, а другим способом (раздавливанием, сколом и т.д.).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Барон Л.И., Хмельковский И.Е. Разрушаемость горных пород свободным ударом. – М.: Наука, 1971. – 203 с.

2. Андреев С.Е., др. Закономерности измельчения и исчисления характеристик гранулометрического состава. М., «Металлургиздат», 1959.

3. Справочник по обогащению руд. Подготовительные процессы. Под ред. О. С. Богданова и др. - М.: Недра, 1982. - 365 с.

4. Центробежный измельчитель встречного удара: пат. 2150323 Рос. Федерация. №97117784/03; заявл. 28.10.97; опубл. 10.06.00. Бюл. №6.

5. Центробежно-струйная мельница: пат. 2381070 Рос. Федерация. №2008125752/03; заявл. 24.06.08; опубл. 10.02.10. Бюл. №4.

6. Дезинтегратор: пат. 215632 Рос. Федерация. № 99108566/03; заявл. 1999.04.26; опубл. 2000.08.20. Бюл. №8.

7. Румшинский Л. З. Математическая обработка результатов эксперимента. - М.: Наука, 1971. - 176 с.

8. Зельдович Я. Б. Элементы прикладной математики / Я. Б. Зельдович, А. Д. Мышкис. – М.: Наука, 1967. – 646 с.

9. Хартман К. Планирование эксперимента в исследовании технологических процессов / К. Хартман, Э. Лецкий. - М.: Мир, 1977. – 552 с.

УДК 621.271.022

ПОТЕНЦИАЛ СОТРУДНИЧЕСТВА РОССИИ И КИТАЯ В ГОРНОПРОМЫШЛЕННОЙ ОБЛАСТИ НА ФОНЕ САНКЦИЙ

Е.А. Девяткин, преп. СПО,

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ

В статье рассмотрена динамика взаимного сотрудничества России и Китая в горнопромышленной области на фоне санкций 21 века. Проведен анализ и отмечены основные направления дальнейшего развития российско-китайских отношений.

Ключевые слова: международное сотрудничество, дробильно-сортировочный комплекс, торговля, полезные ископаемые, Россия, Китай, экономика.

POTENTIAL OF COOPERATION BETWEEN RUSSIA AND CHINA IN THE MINING INDUSTRY AGAINST THE BACKDROP OF SANCTIONS

E.A. Devyatkin

The article examines the dynamics of mutual cooperation between Russia and China in the mining field against the background of sanctions of the 21st century. An analysis was carried out and the main directions for the further development of Russian-Chinese relations were noted.

Keywords: international cooperation, crushing and sorting complex, trade, minerals, Russia, China, economy.

В условиях геополитических изменений и экономических вызовов 21 века, взаимодействие стран на международной арене приобретает особую актуальность. Россия и Китай, как две крупнейшие державы, обладающие значительными природными ресурсами и технологическим потенциалом, сталкиваются с новыми возможностями и вызовами в горнопромышленном секторе. Эта отрасль является ключевой для экономики обеих стран, и сотрудничество в данной области может способствовать не только укреплению экономических связей, но и политического взаимопонимания.

Санкции, введенные против России западными странами, заставляют искать новые пути экономического развития и союзников на международной арене. Китай, с его стремлением к усилению своего влияния и растущими потребностями в сырье, представляет собой перспективного партнера. Анализ потенциала сотрудничества между Россией и Китаем в горнопромышленной сфере позволяет выявить как преимущества такого альянса, так и возможные риски и препятствия на пути интеграции двух мощных экономик.

Россия ощущает давление западных санкций, что актуализирует поиск новых партнеров и рынков сбыта. Китай, имеющий огромные производственные мощности и потребность в сырье, выступает идеальным кандидатом для сотрудничества. Обмен технологиями в сфере добычи полезных ископаемых, особенно дробильных комплексов, может стать одним из направлений взаимовыгодного партнерства. Это позволит России миними-

зирать последствия санкционной политики, а Китаю — обеспечить устойчивое поступление необходимых ресурсов.

В России дробильные комплексы широко применяются в горнодобывающей, строительной и других отраслях. Страна обладает значительными запасами полезных ископаемых, что создает повышенный спрос на такое оборудование.

Китай - один из крупнейших производителей дробильного оборудования в мире. Страна имеет высокий уровень технологического развития и экономического потенциала, что позволяет ей активно развивать эту отрасль. Китайские компании успешно конкурируют на мировом рынке, предлагая широкий ассортимент продукции и привлекательные цены.



Рис. 1 Конусная дробилка PYD
(Henan Xingyang Mining Machinery Manu-
factory, Китай)



Рис. 2 Конусная дробилка крупного и ре-
дукционного дробления (Уралмашизавод,
Россия)

Горнопромышленная отрасль России и Китая сталкивается с новыми вызовами на фоне международных санкций. Это оборудование критически важно для развития горных проектов и улучшения качества добычи полезных ископаемых. Сотрудничество позволит расширить возможности производства и экспорта, а также снизить зависимость от традиционных поставщиков в условиях санкций.

Вывод. Горнопромышленная отрасль играет ключевую роль в экономическом росте России и Китая. В условиях санкций 21 века, двустороннее сотрудничество раскрывает новые перспективы, в том числе в области поставок дробилок и развития дробильно-сортировочных комплексов. Это не только способствует укреплению экономических связей, но и позволяет странам совместно противостоять внешним экономическим вызовам, увеличивая их независимость от западных поставщиков оборудования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рыжков А.Д., Порошин В.Н. (2020). "Возможности сотрудничества России и Китая в горнопромышленной отрасли". Москва: Горное дело, 120 с.
2. Ли Цзян (2018). "Геополитика сотрудничества России и Китая в условиях санкций". Геополитика и безопасность, №4, с. 68-75.
3. Цзян Йинь (2019). "Текущее состояние и перспективы сотрудничества России и Китая в горнопромышленной отрасли". Вестник Восточного института (Far Eastern Affairs), №2, с. 41-47.

УДК 622.331

МОДЕЛЬ ДИСПЕРГИРОВАНИЯ ТОРФЯНОЙ СТРУКТУРЫ ПРИ ПЕРЕМЕШИВАНИИ

Б.Ф. Зюзин, д.т.н., проф., зав. каф., **А.И. Жигульская**, к.т.н., доцент,
С.А. Рыльский, аспирант

ФГБОУ ВО «Тверской государственный технический университет», г. Тверь, РФ

Предложена модель диспергирования торфяной структуры методом перемешивания с помощью закрытых мешалок различного типа. Приведены результаты теоретико-экспериментальных исследований на лабораторных моделях.

Ключевые слова: диспергирование, перемешивание, кластер переработки

THE DISPERSION MODEL OF THE PEAT STRUCTURE WHILE STIRRING

B.F. Zyuzin, A.I. Zhigulskay, S.A. Rylsky

A model is proposed for dispersing the peat structure by mixing using closed mixers of various types. The results of theoretical and experimental studies using laboratory models are presented.

Keywords: dispersion, mixing, processing cluster.

Анализ исследований процесса механической переработки торфа различными закрытыми мешалками позволил установить характерные энергетические зависимости между крутящим моментом (M) и общим количеством оборотов (nt). В экспериментах использовались: двухвальная трехгранная мешалка, цилиндрическая мешалка, лопастная мешалка, шнековая мешалка. Из опытов было установлено (рис. 1), что крутящий момент уменьшается при увеличении общего количества оборотов.

Это явление объясняется диспергированием торфяной системы в процессе ее перемешивания. Торф представляет собой сложную полидисперсную систему, гранулометрический состав которой охватывает фракции от грубых волокон до коллоидных растворов.

Можно предположить, что в результате переработки количество грубых частиц уменьшается за счет роста мелкодисперсной фракции. Благодаря увеличению количества мелких легко перемещаемых частиц уменьшается вязкость торфа, сопротивление движению снижается, и он становится, в известной степени, более текучим.

Изменение крутящего момента для всех мешалок может быть принято по закону линейной функции [104] $M = K_2 (nt + K_1)$, где K_1 и K_2 – технологические коэффициенты: K_1 зависит от конструкции мешалки, K_2 не зависит от формы мешалки и в пределах природных границ изменения свойств торфа определен его видом. При этом общее количество оборотов для относительного предела текучести равно $v = nt + K_1$.

Характер изменения структуры торфа в процессе перемешивания можно пояснить следующей моделью диспергирования его отдельных частиц (рис. 2).

Статистически следует принять, что все частицы имеют один размер и имеют форму квадратных пластин с длиной сторон – a . После первого

оборота мешалки каждая пластина разламывается посередине, так что образуются новые пластины с длиной боковых сторон a и $a/2$. Срезающее усилие, необходимое для этого дробления, допустим, равно 1. Каждая новая пластина тремя последующими разрезами разделяется на четыре пластины с длиной стороны $a/2$ и $a/4$, а необходимое для этого срезающее усилие равно $1/2$. Каждая из этих пластин, в свою очередь, может быть разделена на новые четыре пластины со срезающим усилием $1/4$.

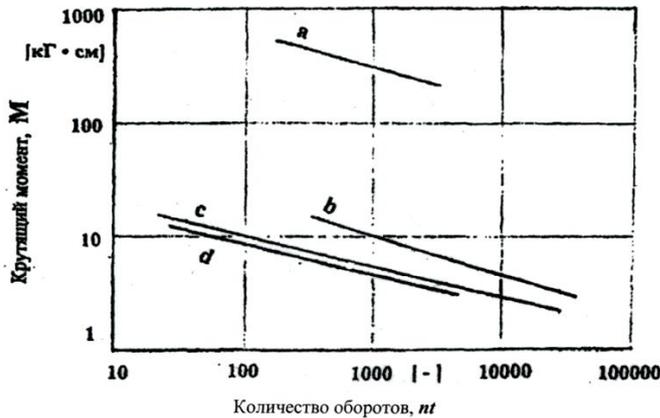


Рис. 1. Энергетические зависимости процесса перемешивания

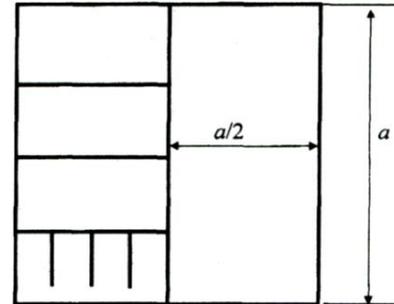


Рис. 2. Схема диспергирования

В табл. 1 дано сравнение показателей срезающего усилия и соответствующего количества резов.

Таблица 1. Показатели диспергирования

Усилие, Q	Количество пластинок, N	Количество срезов, P	Общее количество всех срезов, K
0	$2^0 - 1$	0	0
1	$2^1 = 2$	$1 \cdot 2^0 = 1$	1
$1/2$	$2^3 = 8$	$3 \cdot 2^1 = 6$	$1 + 3 \cdot 2 = 7$
$1/4$	$2^5 = 32$	$3 \cdot 2^3 = 24$	$1 + 3(2+2^3) = 31$
$1/8$	$2^7 = 128$	$3 \cdot 2^5 = 96$	$1 + 3(2+2^3+2^5) = 127$

Основные расчетные зависимости приведены ниже.

Количество срезов $P = 3 \cdot 2^{N-2}$ при $N > 2$, $N > 1$ или $P = (3/4)N$.

Общее количество всех срезов

$$K = 1 + 3 \left(\sum_1^{N-2} 2^{N-2} \right).$$

Количество пластинок $N = 2^m = 2^{1/X_A}$. Тогда $K = N - 1 = 2^m - 1$.

Параметр нелинейности состояния материала $X_A = 1/N$ [1].

Усилие диспергирования $Q = \sqrt{2}/N = 2^{(1-N)/2} = \sqrt{3}/(2P)$.

Критерий перемешивания $W = QP/N$.

На рис. 3 приведен график функции изменения усилия диспергирования Q в зависимости от изменения параметра нелинейного состояния материала системы X_A – масштабного фактора.

Зависимость носит *S*-образный характер. Если по точкам числа срезов P нанести соответствующие показатели усилия Q в логарифмической зависимости, то образуется ступенчатая кривая (рис. 4).

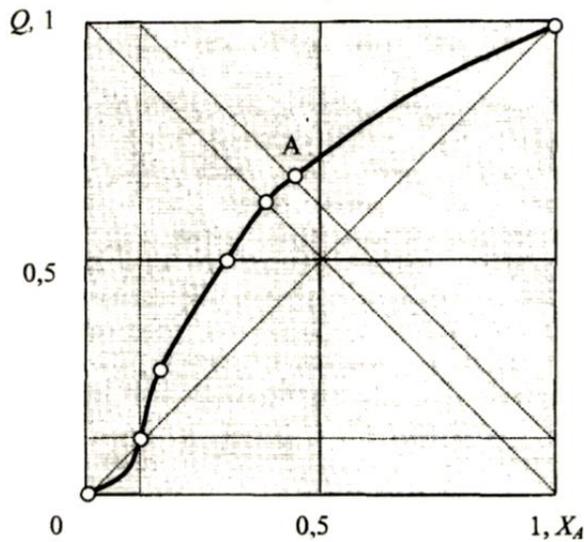


Рис. 3. Характер изменения усилия диспергирования

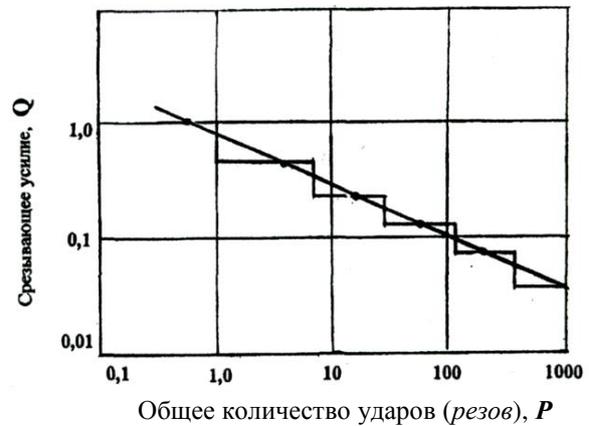


Рис. 4. Зависимость $Q = f(P)$

Если соединить все точки ступенчатой кривой, то получим кривую срезающего усилия, которая качественно совпадает с определенными экспериментальными функциями $M=f(nt)$ (рис. 1). При этом можно получить аналитическую взаимосвязь $Q=f(N)$, которая также представляется в виде линейной функции в логарифмических координатах $\lg Q = (\lg 2 - \lg N)/2$ или $Y = (b - x)/2$. Переходя к логарифмам с основанием равным 2, получим выражение $\log_2 Q = (1 - \log_2 N)/2$. Таким образом, точка зрения, что частицы торфа и далее расчленяются с увеличением количества оборотов, в основном справедлива.

Тогда под общепринятым понятием механическая переработка торфа-сырца методом перемешивания следует понимать мягкое измельчение за счет внутреннего трения торфа. Это положение на вопрос: почему все кривые $M=f(nt)$ (рис. 1), независимо от вида мешалки, проходят параллельно, объясняет также ответ: конструкция определяет только величину срезающего усилия, но не изменяет основного хода кривой.

Величина срезающего усилия зависит от количества режущих элементов или от отношения поверхности среза к объему торфа, т.е. от количества пластинок, захваченных за оборот. В процессе переработки происходит уменьшение геометрического размера частиц и увеличивается их суммарное количество.

Если принять за определяющий размер диспергируемой частицы параметр a , количественно соответствующий величине текущего усилия диспергирования Q (табл. 1), то можно определить размер Z (суммарную площадь) кластера переработки, в пределах которого осуществляется активное воздействие перерабатывающего устройства на торф.

При этом размер кластера соответствует соотношению $Z = N Q^2$.

Подставляя в это выражение соответствующие значения для $N = 2^m$ и $Q = 2^{(1-m)/2}$, окончательно получим $Z = 2^m (2^{(1-m)/2})^2 = 2 = \text{const}$.

Таким образом, размер Z кластера переработки есть величина постоянная [2]. При этом суммарная площадь, образующихся при перемешивании частиц, отражает затраты энергии на их переработку $Z = A_d$. На основании этого результата можно сформулировать закон диспергирования торфа при перемешивании: энергия диспергирования частиц данного класса есть величина постоянная $A_d = \text{const}$.

Если площадь кластера представить в виде круга, то квадрат радиуса этого круга будет численно соответствовать параметру золотого сечения, т.е. $R^2 = 2/\pi$, при этом показатель кривизны будет определен как

$$K_k = 1/R^2 - 1 = \pi/2 - 1 \approx 1/\sqrt{3}.$$

При аппроксимации площади кластера, в общем случае, в виде эллипса с полуосями a и b из соотношения $S = \pi ab = 2$ получим при $a=1$ и $b = \pi_{K(H)} \rightarrow \pi_{K(H)} = 2/\pi$, т.е. условие напряженно-деформированного состояния, соответствующего золотому сечению [2].

Параллельность энергетических зависимостей (рис. 1) является практическим подтверждением закона диспергирования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Миронов В.А., Зюзин Б.Ф., Лотов В.Н. Введение в дистортность. Тверь: ТГТУ, 1994. 160 с.
2. Прогнозирование предельных состояний в нелинейной геомеханике / Б.А. Богатов, В.А. Миронов, Б.Ф. Зюзин, В.Н. Лотов. Монография. Минск: БГА, 2000. 340 с.

УДК 621.926.323

ИСКУССТВЕННЫЙ ИНТЕЛЛЕКТ В ПРОЕКТИРОВАНИИ КАМЕРЫ ДРОБЛЕНИЯ КОНУСНОЙ ДРОБИЛКИ

Ю.А. Лагунова^{1,2}, д-р техн. наук, проф., Н.Р. Ибраева^{1,3}, аспирант,
Аль Саади Сайф Кузай Шрайда¹, аспирант

¹ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ;

²ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России
Б.Н. Ельцина», г. Екатеринбург, РФ;

³НАО «Карагандинский технический университет имени Абылкаса Сагинова», Казах-
стан, г. Караганда, пр. Н.Назарбаева,56.

Рассмотрено повышение эффективности функционирования конусной дробилки за счет установления баланса между процессом дробления (снижения крупности и объема продукта) и производительностью путем изменения конфигурации камеры дробления с помощью применения искусственного интеллекта в виде нейронных сетей. Показано, что величина энергопотребления при дроблении материала в конусных дробилках определяется заданным профилем дробящих поверхностей (броней конуса и чаши) и частоты вращения дробящего конуса.

Ключевые слова: конусная дробилка, камера дробления, частота вращения, мощность, производительность, грансостав.

ARTIFICIAL INTELLIGENCE IN DESIGNING THE CRUSHING CHAMBER OF A CONE CRUSHER

Yu.A. Lagunova, N.R. Ibraeva, Al Saadi Sayf Kuzay Shrayda

Increasing the operating efficiency of a cone crusher is considered by establishing a balance between the crushing process (reducing the size and volume of the product) and productivity by changing the configuration of the crushing chamber using artificial intelligence in the form of neural networks. It is shown that the amount of energy consumption when crushing material in cone crushers is determined by the given profile of the crushing surfaces (cone and bowl armor) and the rotation frequency of the crushing cone.

Keywords: cone crusher, crushing chamber, rotation speed, power, productivity, granular composition.

В Уральском государственном горном университете разработана и запатентована программа для ЭВМ по автоматизированному проектированию камеры дробления конусной дробилки «Свидетельство на авторское право произведения науки» в Р. Казахстан [1].

Исходными данными для проектирования камеры дробления конусной дробилки являются: физико-механические свойства питания дробилки (твердость, крепость, влажность) и его гранулометрический состав; частота вращения дробящего вала; угол нутации; ширина приемного отверстия и ширина разгрузочной щели [2].

На основе этих входных данных строится траектория движения по камере дробления одиночного куска питания дробилки, определяется грансостав продукта дробления, мощность дробления и максимальное количество питания, которое может пройти через дробилку без перегрузки и

прессования кусков за конкретный промежуток времени, то есть производительность [3].

Кроме того, можно рассчитать установившееся распределение продукта по размерам и производительность дробилки. Эти выходные данные необходимы для оценки эффективности предлагаемых конструкций и используются искусственным интеллектом (заданным алгоритмом) для определения того, какие варианты решения камеры дробления будут оптимальны и, следовательно, в будущем будут выбраны в качестве «родительских» в следующих поколениях программного комплекса. Каждая оценка занимает около 300 мс на компьютере Pentium III с частотой 700 МГц.

Решение этой задачи нелегко описать аналитически, но доступно компьютерное моделирование, которое можно использовать для оценки возможных подходов.

Пространство поиска велико, даже слишком велико для исчерпывающего поиска, а инженеру мало чем можно руководствоваться при определении оптимального варианта решения задачи.

В целом, соотношения между основными показателями процесса дробления определяются большим числом факторов, могут изменяться в широком диапазоне в зависимости от конкретных условий эксплуатации и имеют сложный и противоречивый характер. Так, с увеличением степени дробления удельные расходы энергии возрастают, при этом производительность дробилки, соответствующая минимальному расходу энергии на дробление, уменьшается.

Таким образом, выбор рационального режима эксплуатации дробилки, обеспечивающего снижение удельного расхода энергии, представляет сложную технико-экономическую задачу. В большинстве случаев целесообразно режимы эксплуатации дробильного оборудования устанавливать, сообразуясь с конкретными производственными требованиями

Взаимосвязи конструктивных и режимных параметров конусной дробилки с характеристиками питания определяются в результате анализа имитационной модели, представляющей собой функциональный преобразователь, который для каждой совокупности входных параметров (грансостав питания, физико-механические свойства материала, характер организации питания) устанавливает соответствующую совокупность выходных параметров (производительность дробилки, качество продукта, энергозатраты на дробление).

На основе имитационной модели выполнен вычислительный эксперимент, включающий проведение многовариантных расчетов при варьировании большого числа переменных с целью выявления рациональных значений конструктивных и режимных параметров конусной дробилки.

Установлено, что основными параметрами, определяющими технологические показатели дробилки, являются параметры камеры дробления (профиль камеры дробления, ее крутизна и высота), угол нутации и частота качаний конуса.

Параметры камеры дробления определяют энергозатраты на дробление, степень дробления и качество продукта. Рабочая камера с крутым наклоном обладает максимальной пропускной способностью. В пологой камере кусок при перемещении натолкнется на поверхность дробящего конуса, следовательно, его перемещение может быть управляемым при задании степени крутизны камеры [4].

При варьировании степени крутизны (рис. 1) камеры дробления (угла наклона образующей к основанию дробящего конуса α) изменяются количество актов дробления куска, энергозатраты при дроблении и, в конечном счете, потребляемая мощность, производительность дробилки и степень дробления материала.

Угол нутации определяет величину хода дробящего конуса и, соответственно, производительность дробилки и степень дробления перерабатываемого материала.

В результате оценки влияния частоты качаний конуса на технологические показатели установлено, что при увеличении частоты качаний повышается степень дробления.

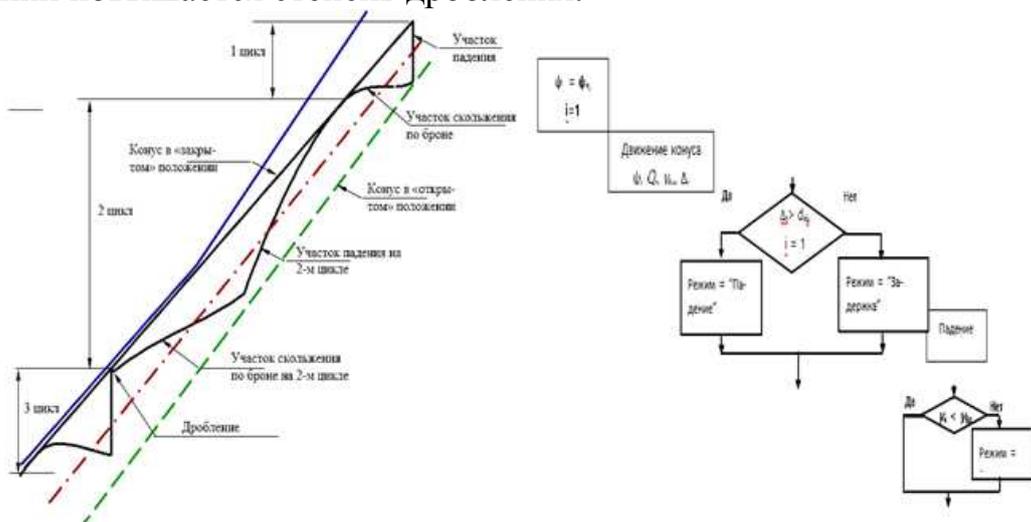


Рис. 1 Алгоритм модели рабочего процесса КМД

Сформулированы основные технические требования к энерго-сберегающим конструкциям конусных дробилок мелкого дробления [5]:

применение регулируемого привода, обеспечивающего бесступенчатое изменение частоты качаний дробящего конуса;

выбор типоразмера и конструктивных параметров дробилки, профиля камеры дробления, следует производить для конкретных условий эксплуатации, учитывая гранулометрическую и энергетическую характеристики свойства дробимости породы, грансостав питания и др.).

Эффективное использование нейронных сетей в конусных дробилках, информационных и программных компонентах являются одной из

составляющих рабочего процесса дробления в общей базе данных, что в дальнейшем позволит создать оболочку, объединяющую автоматическое проектирование, моделирование и мониторинг текущего состояния дробилки с единым структурно связанным компонентом. Представленная в статье информация о конусной дробилке требует значительного упрощения и универсализации процесса создания баз данных. Рассматриваются вопросы, направленные на изучение нейронных сетей с перспективным применением в конусных дробилках [4, 6].

Выводы. Применение нейронных сетей для моделирования профиля камеры дробления конусной дробилки на основе баз данных с многомерными классификациями объектов позволяет:

- определять отклонения сигналов для предупреждения возникновение ошибок рабочего процесса;
- отслеживать процесс дробления путем определения изменения динамики режима рабочего процесса,
- выбирать режим функционирования и получать модель с минимальными погрешностями за счет внедрения в нее моделирующих и прогнозирующих программ, которые имитируют рабочий процесс дробления и прогнозируют возможные неисправности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ибраева Н. Р., Малыбаев Н. С., Комиссаров А. П., Лагунова Ю. А., Шестаков В. С. Программа для ЭВМ исследование параметров рабочего процесса и движения кусков через камеру дробления конусной дробилки // Свидетельство о внесении сведений в государственный реестр прав на объекты, охраняемые авторским правом № 8055 от 10 февраля 2020 года. Вид объекта авторского права произведение науки. Дата создания объекта 19.10.2019 г. Республика Казахстан.
2. Фурин В. О., Лагунова Ю. А., Федулов К. А. Конусные дробилки ПАО «Уралмашзавод» для конкретных условий эксплуатации. Горное оборудование и электромеханика, 2018. № 1. — С. 27—33.
3. Калянов А. Е., Лагунова Ю. А., Шестаков В. С. Расчет параметров конусных дробилок для пропуска недробимого тела // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. докладов XIV международной конф. «Чтения памяти В. Р. Кубачека». Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2016. с. 187—194.
4. Ибраева Н. Р., Лагунова Ю. А. К вопросу диагностики технического состояния привода конусной дробилки на основе нейронных сетей // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2021. — № 11-1. — С. 162—170. DOI: 10.25018/0236_14_93_2021_111_0_162.
5. Lagunova Y. A. Bochkov V. S. Energy Component of Properties of Material Crushability Layer. (2020) Lecture Notes in Mechanical Engineering, pp. 577—584. <https://www.scopus.com> DOI: 10.1007/978—3-030—22063—1_61
6. Бейсембаев К. М., Ибраева Н. Р. Нейросетевой подход к разработке, моделированию и управлению горными машинами / Разработка моделей и элементов управления технологическими машинами. IX Международная студенческая научная конференция. Студенческий научный форум — 2017. <https://scienceforum.ru/2017/article/2017040082>.

УДК 622.23.05

МОБИЛЬНЫЙ МОДУЛЬ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ ТОРФЯНОГО СЫРЬЯ В СОСТАВЕ ПОЛЕВОГО КОМПЛЕКТА ОБОРУДОВАНИЯ

Ю.А. Казаков, к.т.н., ассистент, **Г.С. Козачков**, аспирант,
ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский горный университет императрицы Екатерины II»,
г. Санкт-Петербург, Россия

Представлен анализ применения мобильного модуля измельчения, предназначенного для предварительной переработки экскавированного торфяного сырья с одновременной сепарацией древесных включений, интегрированного в систему внутрикарьерной добычи и переработки сырья. Для обеспечения функционирования измельчителя в условиях торфяного месторождения необходимо учитывать физико-механические, размерно-массовые свойства торфяного сырья и несущую способность слабого грунта.

Ключевые слова: торфяное сырье, измельчение, сепарация, слабый грунт, модуль измельчения.

MOBILE MODULE OF PEAT RAW MATERIAL GRINDING AS A PART OF FIELD EQUIPMENT SET

Yu.A. Kazakov, G.S. Kozachkov

The paper analyses the application of a mobile grinding module designed for pre-processing of excavated peat raw materials with simultaneous separation of wood inclusions, integrated into the system of in-pit mining and processing of raw materials. To ensure the functioning of the shredder in peat deposit conditions, it is necessary to take into account the physical-mechanical, size-mass properties of peat raw materials and the bearing capacity of weak soil.

Keywords: peat raw material, grinding, separation, soft ground, grinding module.

Система внутрикарьерной переработки, конвейерного транспортирования и обезвоживания In-Pit Crushing, Conveying and Dewatering (IPCCD) – это перспективная технология комплексной добычи, и переработки торфяного сырья непосредственно в карьере [1].

Технология IPCCD обеспечивает преимущества перед традиционным карьерным способом добычи. Поскольку измельчение и обезвоживание сырья осуществляются непосредственно в карьере, уменьшается номенклатура специального комплекта оборудования и технологических сооружений для заводской переработки сырья [2, 3]. Внутрикарьерная переработка сырья позволяет увеличить производительность транспортного оборудования по полезному материалу за счет отделения его от избытка влаги и древесных включений, и сокращения объемов внутрикарьерных перевозок и транспортных расходов.

Основными компонентами системы IPCCD для внутрикарьерной переработки торфяного сырья являются модули измельчения и обезвоживания (рисунок 1). Эти компоненты объединены транспортно-технологической системой, обеспечивающей перемещение экскавированного материала в измельчитель, затем в обезвоживатель с последующим перемещением в штабель [4].



Рисунок 1 – Технологическая схема системы IPCCD [1]

Качество торфяной продукции зависит от степени механической переработки торфяного сырья и засорённости древесными включениями. В связи с этим, в технологии IPCCD процесс измельчения включает в себя: усреднение состава экскавированного торфяного сырья и его однородности, повышение эффективности конвейерной системы и снижения нагрузки на последующий модуль обезвоживания за счет сепарации древесных включений [5].

Для реализации процесса измельчения необходима разработка технического решения измельчающего модуля, адаптированного к влиянию условий эксплуатации и физико-механических и размерно-массовых характеристик торфяного сырья.

Поскольку торфяное сырье представляет собой вязко-пластичный материал высокой влажности с адгезионной активностью, в конструктивном исполнении измельчителя необходимо предусмотреть приемный бункер-питатель с антиадгезионным покрытием поверхности контакта с сырьем. Геометрические параметры приемного бункера-питателя обусловлены объемом поступающего сырья посредством ковша экскаватора в соответствии с принципом поточности и линейности системы IPCCD, что позволит избежать простоев оборудования [6].

Экскавация торфяного сырья в технологии его комплексной добычи происходит поэтапно с откоса карьера зигзагообразным перемещением экскаватора, с которым технологически связан модуль измельчения (рисунок 1). Таким образом, необходимость передвижения модуля измельчения определяет его мобильность. Выбор ходовой части мобильного модуля зависит от факторов, входящих в комплексную оценку параметров проходимости по слабому грунту торфяной залежи: массы оборудования, массы

сырья в бункере, и геометрических параметров ходовой части [7].

Поскольку измельчитель находится в последовательной технологической цепи с модулем обезвоживания, его конструктивное исполнение требует наличие транспортирующего устройства перемещения переработанного сырья в бункер обезвоживателя.

Главным элементом конструкции модуля измельчения торфяного сырья является измельчающее устройство с функцией сепарации древесных включений. Существующие технические решения, направлены на измельчение твердых материалов, и не обеспечивают возможности измельчения вязко-пластичного торфяного сырья с сепарацией древесных включений, что подтверждает необходимость разработки нового технического решения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Михайлов А. В., Казаков Ю. А., Гарифуллин Д. Р. Короткова О.Ю., Агагена А. Анализ структуры мобильного комплекса для добычи органогенного сырья карьерным способом // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2022. № 6–1. – С. 317-330.
2. Открытые горные работы – XXI век. Справочник. Том 2 Анистратов Ю.И., Анистратов К.Ю. и др. – М.: Система максимум, 2019. – 872 с.
3. 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.
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. Zimmermann, E., Kruse W. Mobile crushing and conveying in quarries – a chance for better and cheaper production. Proceedings of the International Symposium on Continuous Surface Mining, Aachen, 2006. pp. 1–7.
7. 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.

УДК 622.682:621.926

ЗАКОНОМЕРНОСТИ ВЛИЯНИЯ УДАРНЫХ НАГРУЗОК НА ВЫБОР ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ БУНКЕРА

Е.Д. Кардашин, инженер

Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт горного дела
Уральского отделения Российской академии наук (ИГД УрО РАН)

Представлены результаты расчётов влияния падающих кусков породы на характеристики бункера

Ключевые слова: Бункер, конструктивные параметры, дробильно-перегрузочная установка, теоретический расчет, балка.

PATTERNS OF THE IMPACT OF SHOCK LOADS ON THE CHOICE OF GEOMETRIC PARAMETERS OF THE HOPPER

E.D. Kardashin

This article presents the results of calculations of the effect of falling pieces of rock on the characteristics of the bunker

Keywords: Hopper, design parameters, crushing and reloading plant, theoretical calculation, beam.

Исследование воздействия ударных нагрузок на геометрические параметры бункера является важной темой в области инженерных исследований и конструкций. *Исследования выполнены в рамках Государственного задания №075-00412-22 ПР. Методологические основы стратегии комплексного освоения запасов месторождений твердых полезных ископаемых в динамике развития горнотехнических систем (FUWE-2022-0005), рег. №1021062010531-8-1.5.1, рег.№ 123012300005-3*

Бункеры широко применяются в горнодобывающей отрасли. Ударные нагрузки, вызванные падением материала или другими факторами, оказывают существенное влияние на параметры бункера, такие как форма, размеры и прочность его стенок. Понимание закономерностей этого влияния имеет значение для разработки оптимальных конструкций бункеров с точки зрения вместимости [2], безопасности и долговечности.

Для определения закономерности выполнен комплекс расчетов ударного воздействия выгружаемой в бункер горной массы.

Расчетная модель состоит в следующем:

- расчетный кусок горной массы, при наборе грузовой платформой критического угла, скатывается, испытывая сопротивление трения, и к моменту схода с кромки грузовой платформы набирает начальную скорость;
- кусок совершает свободное падение, обладая первоначальной горизонтальной и вертикальной скоростью под действием силы тяжести;
- в момент соприкосновения, происходит удар с упругой деформацией несущей балки днища бункера.

Расчет скатывания куска породы с кузова автосамосвала ведем в следующей последовательности:

1. Определяем тип самосвала, измеряем высоту кузова выбранного автосамосвала от земли до верхней грани кузова.

2. Определяем угол наклона поднятого кузова, руководствуясь данными из открытых источников.

3. Используя известные значения высоты и угла наклона, вычисляем длину наклонной плоскости, по которой будет скатываться кусок породы.

Расчет падения куска породы до удара о балку бункера:

1) Определяем высоту падения куска породы от края кузова автосамосвала до верхней грани балки бункера.

2) Используя законы свободного падения тел, исключив силы сопротивления воздуха, рассчитываем время падения куска породы на основе высоты падения.

3) Учитываем форму и массу куска породы, чтобы определить его ускорение и скорость при падении, а также кинетическую энергию на конечном участке полета.

Расчет удара камня о балку:

1) Определяем массу и скорость куска породы в момент удара о балку.

2) Определяем массогабаритные параметры балки (рис. 1), характеристику материала, ее жесткость, приведенную массу, статический коэффициент.

3) Рассчитываем силу удара, коэффициент динамичности, динамическую деформацию.

4) Оцениваем возможные деформации балки, исходя из полученной силы удара и воздействие куска породы на конструкцию балки.

Геометрические параметры балки выбраны на основе укрупненного прочностного расчета от статической нагрузки при полном заполнении бункера.

Благодаря расчету траектории падения куска горной породы (рис. 2) можно составить оптимальные параметры бункера по ширине и длине.

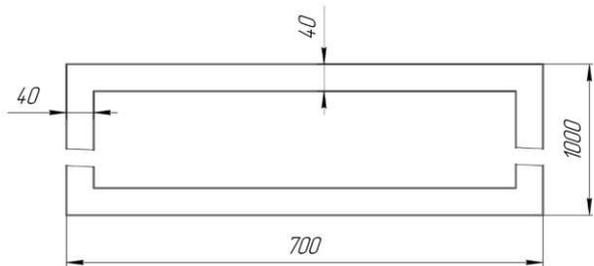


Рисунок 1 – Сечение расчетной балки

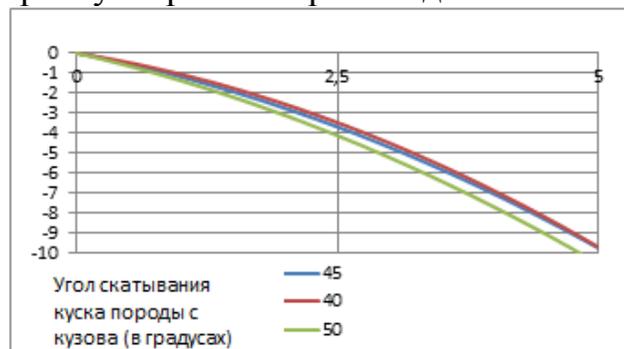


Рисунок 2 – Траектория падения куска породы с учетом выбора разных самосвалов (на осях подписана дистанция в метрах)

Расчет коэффициента динамичности [2] в расчете ударения породы по балке необходим для учета эффектов динамической нагрузки, которые

возникают при ударе породы. Коэффициент динамичности учитывает изменение силы удара и напряжений в материалах в результате воздействия динамических нагрузок.

Из рисунка 3 видно, что ударное воздействие от падающего камня существенно увеличивает нагрузки на металлоконструкции. Так, например при увеличении высоты падения с 5 до 10м в среднем в 1,4 раза, но при этом статическая нагрузка от горной массы, находящейся в бункере, за счет увеличения его вместимости, возрастет в 2 раза.

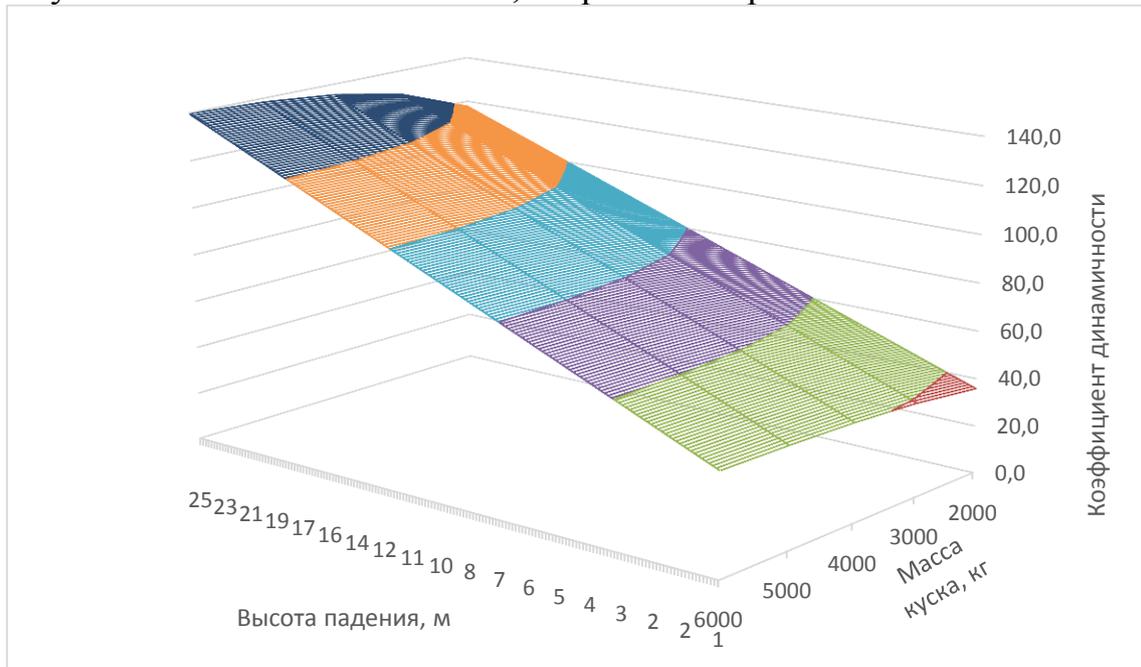


Рисунок 3. – Зависимость коэффициента динамичности балки от массы и высоты куска падающего на нее тела

Расчет коэффициента динамичности может основываться на различных факторах, таких как форма и масса куска породы, скорость удара, свойства материала балки и другие параметры. Учет динамичности в расчетах позволяет более точно предсказать поведение конструкции и принять соответствующие меры для обеспечения ее прочности и безопасности.

Расчеты деформации под действием динамической нагрузки позволят выбрать габариты для балки рассекателя, днища бункера и его оптимальную высоту (рис. 4).

Следовательно, ударная нагрузка от падающей горной массы существенное влияние оказывает на бункеры с относительно малой площадью днища менее 50-80 м² и высотой менее 6м, поскольку для крупных бункеров рост статической нагрузки, с увеличением высоты, а следовательно, вместимости, заметно опережает рост динамической нагрузки от падающих камней

Из графика 4 видно, что деформация в зависимости от высоты падения (от высоты бункера), изменяется нелинейно.

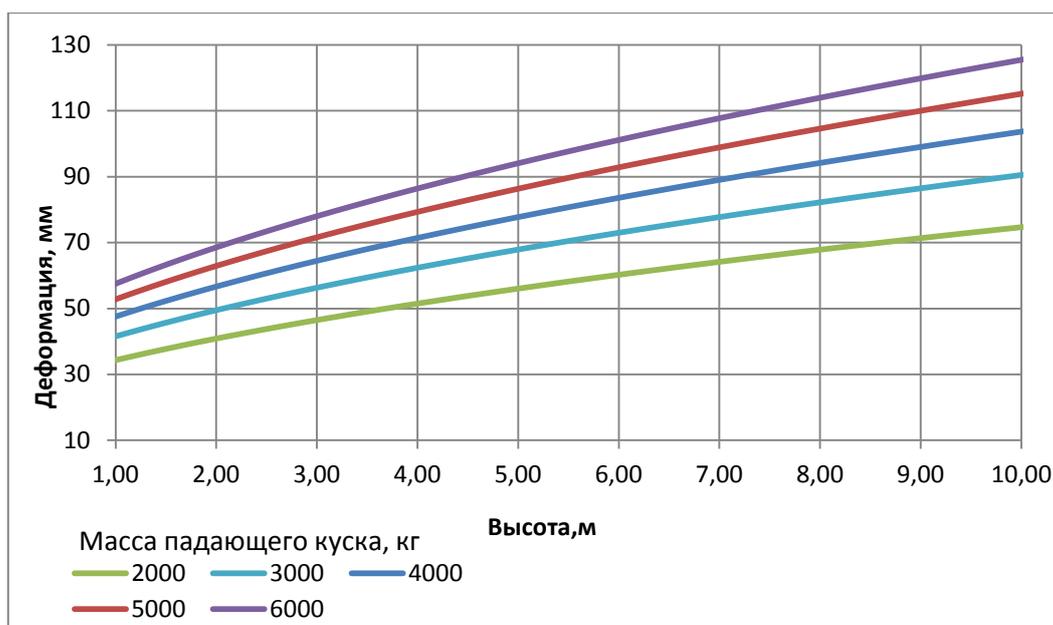


Рисунок 4 – Зависимость динамической деформации балки от высоты падения куска породы

Таким образом, расчеты показали, что установленные закономерности позволяют получить более точные и надежные результаты, а также принять соответствующие меры для обеспечения безопасности и прочности конструкции. А кроме того, учет этих закономерностей позволяет выбирать более рациональную форму бункера, обеспечивая минимизацию металлоемкости.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Чендырев М.А., Журавлев А.Г. Рационализация геометрических параметров приемных бункеров дробилок ККД при автомобильном транспорте // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2022. – № 5-1. – С. 158-170. – DOI: 10.25018/0236_1493_2022_51_0_158.
2. А.Н. Бирбаер, А.Ю. Роледер Экстремальные воздействия на сооружения // Санкт-Петербург, издательство Политехнического университета. 2009. – 594 с.

УДК 621.928.2

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ГРОХОТОВ

В. А. Майнингер, преп., **Е. Б. Волков** доц.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ

Представлена классификация рабочих поверхностей грохотов по различным характеристикам, проведен их сравнительный анализ и выявлены наиболее долговечные и обеспечивающие наибольшую производительность при грохочении того или иного материала.

***Ключевые слова:** грохоты, рабочие поверхности, просеивание, характеристики.*

COMPARATIVE ANALYSIS OF THE WORKING SURFACES OF SCREENS

V. A. Maininger, E. B. Volkov

The article presents the classification of the working surfaces of screens according to various characteristics, their comparative analysis is carried out and the most durable and providing the highest productivity when screening a particular material are identified.

***Keywords:** screens, working surfaces, screening, characteristics.*

Технологический процесс разделения сыпучих материалов на классы, в зависимости от размеров их составных частиц (кусков) производится на специальном оборудовании – грохотах. Для просеивания материала при грохочении применяют различного рода сита, которые называются рабочей поверхностью грохотов и являются основным элементом в конструкции промышленных грохотов [1]. Последовательное грохочение на ситах с разными размерами отверстий позволяет выделять несколько классов (фракций) исходного сыпучего продукта.

Таким образом, классификация просеивающих поверхностей грохотов по различным параметрам является весьма актуальной задачей, так как от их правильного выбора (конструкция, размер, форма отверстий, соотношение ширины и длины и др.) зависит эффективность и производительность грохочения, а также срок службы самих сит. В таком случае задача данного исследования формируется следующим образом: классифицировать рабочие поверхности грохотов по различным характеристикам, провести их сравнительный анализ и выявить наиболее долговечные и обеспечивающие наибольшую производительность при грохочении того или иного материала.

Классифицировать просеивающие поверхности можно по нескольким признакам:

1. По материалу изготовления:

– **Жесткие металлические сита** отличаются большой рабочей площадью, поэтому способны обеспечить высокую производительность просеивания [2].

– **Полимерные сита**, которые в свою очередь делятся на резиновые и полиуретановые, имеют меньшую рабочую площадь. При сортировке с

одновременной промывкой материала отверстия не забиваются грязью, делая процесс более эффективным. Такие сита наиболее долговечные. Данная продукция не ржавеет, но достаточно неустойчива к абразивному износу. Лучше всего применять такие сита для мокрого грохочения. Также они хороши для промывочного просеивания. Это объясняется тем, что в жидкости минимизируется абразивность сырья и полимерные сита меньше изнашиваются.

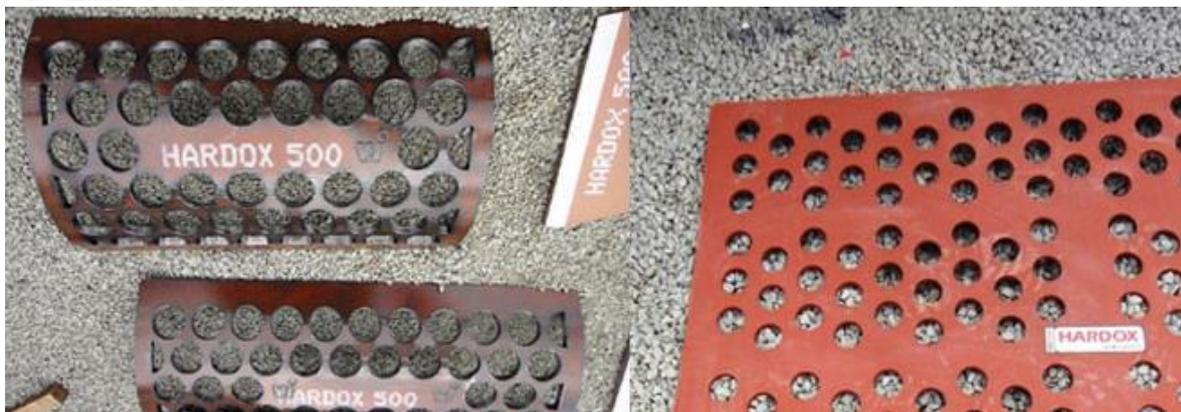


Рисунок 1 – Сита из стали Hardox

– **Сита из нержавеющей стали** являются весьма эффективными при работе в агрессивных средах. Основным недостатком таких сит является их высокая стоимость.

– **Сита из стали Hardox** (рис. 1). Такие сита еще называют пробивные. Это перфорированные металлические плиты, которые применяются как правило при первичном грохочении, там, где нужна максимальная износостойкость и прочность просеивающей поверхности. Изготавливаются из различных типов и марок сталей с различными размерами и формами ячеек [3].

2. По способу крепления:

– **Без крепления.** Применяемая прямоугольная сетка монтируется и натягивается с помощью деревянных брусьев и клиньев.

– **Крепление крюками-фальцами,** расположенными на противоположных сторонах сита. Фальцами изделие держится за планки грохота. Одна из планок – подвижная – используется для натяжения сетки.

3. По виду конструкции:

– **Колосниковые решетки** – это первая ступень для отсева самых крупных камней, способных при падении повредить конвейерную ленту приемного бункера или сетку с менее крупной ячейкой. Они состоят из отдельных, параллельно расположенных колосников, представляющих фигурные брусья различного профиля [4].

– **Перфорированные сита** из листов высокоуглеродистой стали применяют для отсева крупной породы. Они служат в несколько раз дольше плетеных изделий. Конструкции изготавливаются из листовой стали, обладающей высокой прочностью и износостойкостью. С учетом толщины (6-

20 мм) используемых листов, варьируется и область применения готового сита. Данный вид сит делится по формам отверстий в металлических пластинах на: квадрат, окружность, щель, шестигранник, как показано на рисунке 2. Срок службы конструкций превышает один год, даже при эксплуатации с серьезной нагрузкой [5]. По сравнению с другими видами решеток, перфорированные сита обладают более высокой износостойкостью, так как они отлично переносят вибрации, низкие и высокие температурные режимы.



Рисунок 2 – Перфорированное сито



Рисунок 3 – Плетеное сито

– **Плетеные сита** изготавливают из сплетаемых друг с другом кусков рифленой проволоки (рис. 3). Сита этого вида наиболее распространенные. Плетеные изделия мало весят, поэтому очень просты в установке [6]. Они позволяют в широких пределах варьировать толщину применяемой проволоки и размер квадратной или прямоугольной ячейки. Они предназначены для точного разделения рассыпчатых составов: гравия, песка, мелкого и крупного щебня, семян, угля, минеральных удобрений и прочего. Ровная поверхность позволяет значительно увеличить скорость рассеивания и его качество. Форма ячеек продлевает срок эксплуатации, за счет чего не требуется частой замены сита, поэтому значительно сокращаются расходы на ремонт. Оптимально подобранная толщина проволоки обеспечит максимальную пропускную способность сетки, что позволит полностью выработать ресурс полотна [7].

Плетеные сита можно разделить по способу плетения (рис. 4):

Рисунок 4 а – плетение сетки для грохота с двойным изгибом. применяется при изготовлении сит с размерами ячеек менее 18 мм. Обеспечивается узкий диапазон допусков при сортировке материала. Гладкая верхняя поверхность увеличивает срок службы сита.

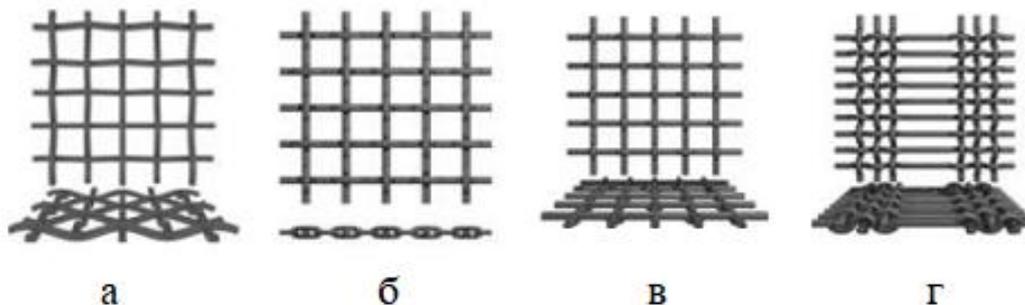


Рисунок 4 – Способы плетения сит из стальной проволоки

Рисунок 4 б – сито для грохота с замковым соединением проводов. В основном используются при размере ячеек более 20мм. Сохраняет размер ячеек на всем протяжении срока службы сита.

Рисунок 4 в – плетеное сито с ровным изгибом проводов. Характеризуется фиксацией каждого провода отдельно. Обычно используется для изготовления сит с размерами ячейки более 10 мм.

Рисунок 4 г – плетеное сито с промежуточным изгибом. Лучше пропускает вязкий и сырой материал. В процессе работы пруты сита слегка колеблются, что снижает вероятность забивания сита [8].

– **Струнные сита** для сортировки песка представляют собой закрепленные между фальцами продольные струны (рис. 5).



Рисунок 5 – Струнное сито

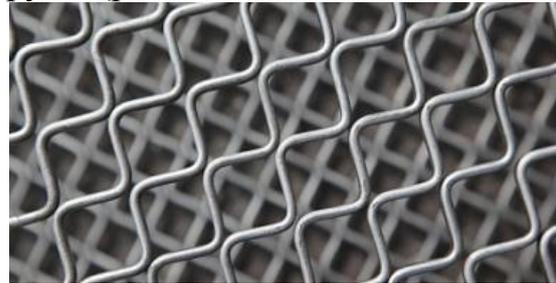


Рисунок 6 – Арфообразное сито

Уникальность приспособления заключается в том, что струны фиксируются параллельно друг другу. В итоге получаются не стандартные ячейки, а продольные щели разного размера. Если сравнивать струнные сита с плетеными, то первый вариант более производительен. А также следует отметить, что струнные сита отличаются высоким уровнем просеивания и очищением исходного материала, что указывает на их практичность.

– **Арфообразные сита** показывают себя весьма эффективными при сортировке влажных и глинистых пород [9]. При их изготовлении между фальцами закрепляют волнообразно согнутые куски проволоки, которые не сплетаются между собой, как показано на рисунке 6. Этот вид сит можно разделить по вариантам исполнения на: сита с чередующимися гнутыми и ровными проволоками (рис. 7 а), сита с гнутыми проволоками, залитыми в полиуретан (рис. 7 б), сита с параллельно гнутыми проволоками (рис. 7 в) [10]. Помимо вышеупомянутого деления, арфообразные сита следует разделять на горизонтально-рифленые и вертикально-рифленые [11].

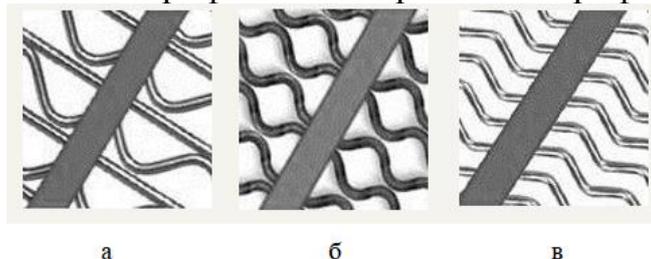


Рисунок 7 – Вариативность исполнения арфообразных сит

– **Сито сварное щелевое (шпальтовое)**, представленное на рисунке 8, предназначено для обезвоживания суспензий и шламов, фильтрации сыпучих материалов в процессах обогащения угледобывающей промышленности, а также данное сито широко используется в пищевой и перерабатывающей промышленности в технологических процессах ферментации, сушки, прессования, и др. Данные изделия обладают высокими прочностными характеристиками и способны выдерживать значительные нагрузки [12]. Основные преимущества шпальтовых щелевых сеток и сит: повышенная грузоподъемность, как отдельных участков, так и всего сита; повышенная прочность колосников, получаемая в процессе производства; гладкая рабочая поверхность, которая способствует беспрепятственному прохождению материала по ситум; трапецеидальный профиль обеспечивает резкое расширение щели, способствующее легкому прохождению через нее сортируемого материала и препятствует забиванию щели; повышенная пропускная способность в единицу времени; высокая точность классификации фильтруемого или сортируемого материала [13].



Рисунок 8 – Сварное щелевое сито



Рисунок 9 – Пальцеобразная решетка

– **Пальцеобразные решетки** располагаются одна под другой, как показано на рисунке 9. При этом нижний ряд должен выступать. Это расположение называется каскадным. Данный вид рабочей поверхности грохота предназначен для просеивания заглиненных крупнокусковых материалов, известняка, доломита. Благодаря вибрации некоторых прутков, сито почти не засоряется. Только пальцевое сито способно на одной поверхности отсеять мелкие частицы из крупной фракции дорожного щебня или удалить крупные куски глины из мелкой щебенки.

– **Сита фальцованные (сита с замками)** представлены на рис. 10. Они применяются для отсева всех типов сыпучих материалов на фракции. Сита отличаются большой площадью в свету и являются оптимальным решением для наиболее эффективного процесса сортировки, когда необходимо получить максимальную производительность оборудования. Главной особенностью таких сит является их высокая производительность. Срок службы фальцованного сита зависит не только от проволоки, из которой оно изготовлено, но и от правильного монтажа сита на грохот, с использованием резинового профиля для опор грохота [14].



Рисунок 10 – Сита фальцованные

4. По конструкции сита делятся на:

- **Наборные** из модулей, панелей или карт;
- **Цельные**, изготавливаемые по размерам просеивающей поверхности грохота.

5. По степени деформирования при монтаже на грохоте сита делятся на:

- **Недеформируемые сита** по своим габаритным размерам. В свою очередь данный вид сит следует разделить на жесткие, мембранные и комбинированные модули.
- **Натяжные или деформируемые сита**, натягиваемые в поперечном или продольном направлениях.

6. По степени деформируемости в процессе работы сита следует делить на:

- **Жесткие сита**, которые практически не деформируются в процессе эксплуатации;
- **Упругие сита**, способные деформироваться в пределах упругости их материала в продольном и поперечном направлениях в плоскости просеивающей поверхности;
- **Эластичные сита**, изготовленные из полимерных материалов, которые при нагружении могут получать при колебаниях упругую, высокоэластическую и пластическую деформации. В отличие от упругой, высокоэластическая деформация исчезает не сразу после снятия нагрузки, а с течением времени, т. е. имеет место релаксация просеивающей поверхности. Эластичные сита могут работать в области упругой и частично высокоэластической деформации. Остаточные пластические деформации недопустимы, так как сита в этом случае будут провисать.

Проведенный анализ рабочих поверхностей грохотов позволил классифицировать их по различным характеристикам, таким как материал изготовления, вид конструкции, вид крепления и т. д.

Изучив достоинства и недостатки современных сит и решёт, а также сравнив их, можно сказать о том, что современная классификация представляет собой весьма объемное разделение рабочих поверхностей грохотов по различным параметрам. И выявить, какое из них будет являться однозначным фаворитом одновременно по производительности, долговечно-

сти, цене и прочим критериям не представляется возможным, так как для каждого вида промышленности, а также характеристик горной породы, которая будет подвергаться грохочению, необходимо подобрать главный элемент конструкции грохота индивидуально.

Таблица 1 – Рабочие поверхности грохотов

1. По материалу изготовления:	Металлические		
	Полимерные:	Резиновые	
		Полиуретановые	
	Нержавеющая сталь		
	Сталь Hardox		
2. По способу крепления:	Без крепления		
	Крепление крюками-фальцами		
3. По конструкции:	Наборные:	Из модулей	
		Из панелей	
		Из карт	
	Цельные		
4. По степени деформирования при монтаже:	Недеформируемые:	Жесткие	
		Мембранные	
		Комбинированные модули	
	Натяжные (деформируемые):	Натягиваемые в поперечном направлении	
		Натягиваемые в продольном направлении	
5. По степени деформируемости в процессе работы:	Жесткие		
	Упругие		
	Эластичные		
6. По виду конструкции:	Колосниковые решетки		
	Сита сварные щелевые (шпальтовые)		
	Перфорированные сита:	Квадратные	
		Круглые	
		Щелевые	
		Шестигранные	
	Струнные сита		
	Арфообразные сита:	Сита с чередующимися гнутыми и ровными проволоками	
		Сита с гнутыми проволоками, залитыми в полиуретан	
		Сита с параллельно гнутыми проволоками	
		Горизонтально-рифленные	
		Вертикально-рифленные	
	Плетенные сита:	С двойным изгибом	
		С замковым соединением проводов	
		С ровным изгибом проводов	
С промежуточным изгибом			
Пальцеобразные решетки			
Сита фальцованные (ситами с замками)			

Однако можно выявить те, которые получили наибольшее распространение, например, такими являются сита из стали Hardox, полимерные, плетенные, струнные и арфобразные сита. Также нельзя оставить без внимания такой параметр рабочих поверхностей грохотов, как износостойкость. Из всего разнообразия сит можно выделить те, которые будут иметь наибольший срок службы, а именно: сита из нержавеющей стали, самоочищающиеся и перфорированные сита. Стоит отметить, что упомянутые ранее виды просеивающих поверхностей грохотов, будут обеспечивать наибольшую производительность при грохочении.

Результатом проведенного анализа является разработка классификации современных рабочих поверхностей грохотов (сит, решет) по различным параметрам, представленная в таблице 1.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Харламов В.С. Обогащение руд черных металлов / В.С. Харламов, В.П. Николаенко. – М., Недра, 1965. – 239 с.
2. Вайсберг Л.А., Картавый А.Н., Коровников А.Н. Просеивающие поверхности грохотов. Конструкции, материалы, опыт применения / Под ред. Л.А. Вайсберга. СПб.: Изд-во ВСЕГЕИ. 2005. 252.
3. <https://maximusscreening.ru/service/sieves/>
4. Левенсон Л.Б. Дробление, грохочение полезных ископаемых / Л.Б. Левенсон, Б.И. Прейгерзон. – М.-Л.: Гостоптехиздат, 1940. – 771 с.
5. <http://sitoprom.ru/uslugi/sita-dlya-drobilno-sortirovochnogo-oborudovaniya/perforirovannye-sita-iz-stali-hardox-ili-09g2s/>
6. <https://science-pop.ru/27318>
7. <https://euro-sito.ru/products/sita-dlya-drobilno-sortirovochnogo-oborudovaniya/tkanye-sita>
8. http://npo-promek.ru/catalog/sortirovochnoe-oborudovanie/setka-i-sita-dlya-grohotov/setka-i-sita-dlya-grohotov_6489.html
9. <http://euro-sito.ru/blog/item/11-how-to-build-a-construction-plan>
10. <https://setka77.ru/production/sita-i-roliki/sita-arfoobraznie/>
11. <http://sitoprom.ru/uslugi/sita-dlya-drobilno-sortirovochnogo-oborudovaniya/samoochishchayushchiesya-arfoobraznye-sita/>
12. <https://stalprom.ru/katalog/promyshlennye-sita>
13. https://vostok-mz.com/catalog/62/shpaltovye_shchelevye_svarnye_sita/
14. <https://sitprom.ru/catalog/sita-faltsovannye>

УДК 622.621.73

ОБЗОР РЫНКА ДРОБИЛЬНО-РАЗМОЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

С.А. Майоров¹, доц., к.т.н., Д.О. Шпанькова¹

¹ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ

В статье приведен обзор дробильного оборудования и достоинства и недостатки конусных, валковых, роторных, молотковых и щековых дробилок.

Ключевые слова: дробление, щековая дробилка, горное оборудование.

MARKET OVERVIEW OF CRUSHING AND GRINDING EQUIPMENT

S.A. Mayorov, D.O. Shpankova

The article provides an overview of crushing equipment and the advantages and disadvantages of cone, roller, rotary, hammer and jaw crushers.

Keywords: crushing, jaw crusher, mining equipment.

Дроблению подвергают твердые полезные ископаемые, строительные материалы, химическое сырье, абразивные материалы, твердое вторичное сырье. Среди всех видов сырья, которое подвергается дроблению, доминируют руды черных и цветных металлов и нерудные полезные ископаемые (уголь, граниты, известняки).

Дроблением называют процесс разрушения кусков (зерна) полезных ископаемых на более мелкие зерна путем действия внешних сил, преодолевающих внутренние силы сцепления между частицами. В дробильном оборудовании различного типа, в зависимости от физических свойств руды, используются следующие основные способы разрушения: ударом, изломом, раздавливанием, истиранием, раскалыванием [1-3].

Для дробления пород используют специальное дробильное оборудование. Дробилка – это машина для механического дробления твердых материалов с целью их разрушения до необходимой фракции. В зависимости от применения описанных выше способов дробления породы дробилки могут быть: щековые, конусные, валковые и ударные, последние разделяются на молотковые и роторные.

При выборе дробильного оборудования необходимо учитывать физические свойства (прочность, вязкость, хрупкость, трещиноватость и т.д.) и крупность исходного материала, требуемой степени дробления и гранулометрического состава дробленого продукта, необходимой производительности.

Конусные дробилки получили широкое распространение в горнорудной промышленности для крупного, среднего и мелкого дробления руд. Дробление осуществляется в кольцевом пространстве между неподвижными и подвижными дробящими конусами. Подвижный конус, как бы обкатывая внутреннюю поверхность неподвижного конуса, производит дробление крупных кусков в результате их разделявания, а также частично истирания и разламывания. Исходный материал загружается сверху в

пространство – между подвижным и неподвижным конусами, а разгрузка дробленого продукта производится вниз под дробилку через щель во время отхода подвижного конуса от неподвижного.

Конусные дробилки характеризуются высокой производительностью, сравнительно низким удельным расходом электроэнергии и достаточно равномерным по крупности дроблением продукта. К недостаткам конусных дробилок относится сложность конструкции, затрудняющая их ремонт и обслуживание, а также неудовлетворительная их работа при дроблении глинистых и вязких материалов, которые быстро забивают рабочую зону и разгрузочную щель дробилки.

В валковых дробилках материал дробится между двумя валками, вращающимися навстречу друг другу, либо между валком и отражательными плитами. В двухвалковой дробилке один из валков обычно вращается в неподвижно закрепленных подшипниках, другой – в подвижных, удерживаемых в направляющих спиральными амортизирующими пружинами, предохраняющими дробилку от поломки при попадании в нее недробимых предметов.

Достоинствами валковых дробилок являются простота и компактность конструкции, надежность в эксплуатации; недостатками – неравномерный износ валков, малая единичная производительность и непригодность для дробления очень твердых руд.

В дробилках ударного действия материал разрушается ударом стержней, молотков или бил вращающего ротора. В зависимости от устройства основного дробящего органа они разделяются на молотковые, роторные и центробежные (отражательные).

В молотковых и роторных дробилках ударный ротор вращается в рабочем пространстве корпуса, футерованного специальными броневыми плитами.

Удары по кускам материала в молотковых дробилках наносятся молотками, укрепленными на роторе машины шарнирно. Ротор состоит из насаженных на вал дисков, по периферии которых через отверстия пропущены стержни, служащие осями дробящих молотков. Поскольку сила удара определяется массой молотка, то для крупного дробления устанавливается меньшее число рядов тяжелых молотков, а для мелкого дробления – большее число рядов легких молотков. Наибольшая эффективность наблюдается при дроблении хрупких руд и материалов.

В роторных дробилках удары по кускам дробимого материала производятся выступами ротора, или билами, жестко заделанными в роторе. Сила удара при этом определяется не только массой била, но и самого ротора. Это позволяет применять роторные дробилки для разрушения крупных кусков сравнительно прочных материалов.

Используемый принцип дробления, простота, компактность и малая масса конструкции дробилок ударного действия определяют ряд их достоинств: высокую степень дробления; высокую производительность; более

низкий по сравнению с другими видами дробилок, удельный расход электроэнергии; возможность применения их для дробления вязкого глинистого материала с повышенной влажностью, который в дробилках с качающимися рабочими поверхностями прессуется; возможность осуществления в них избирательного дробления, например, алмаз- и изумрудосодержащих руд, углей и других полезных ископаемых. Недостатком дробилок ударного действия, по сравнению со щековыми и конусными, является более высокий износ дробящих тел и футеровочных плит при дроблении абразивных и прочных материалов.

Щековые дробилки (рис. 1) применяют для крупного и среднего дробления преимущественно твердых невязких руд. Дробление производится в рабочем пространстве, образованном неподвижной и подвижной – качающейся – щеками (рис. 2), в результате раздавливания, раскалывания и разламывания кусков при сближении щек. Дробленый материал разгружается через щель во время отхода подвижной щеки от неподвижной. Щековые дробилки различают по трем основным признакам: по расположению оси подвижной щеки различают щековые дробилки с верхним и нижним подвесами; по характеру движения подвижной щеки с простым и сложным движением щеки; по конструкции движущего механизма: шатунно-рычажным и кулачковым [3].

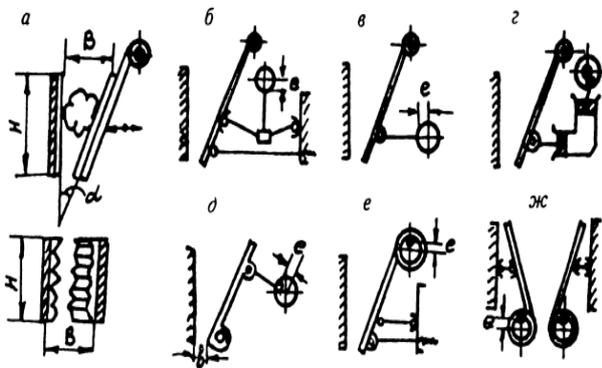


Рис.1. Принцип действия (а) и кинематические схемы щековых дробилок с простыми (б-д) и сложным (е, ж) движением щеки

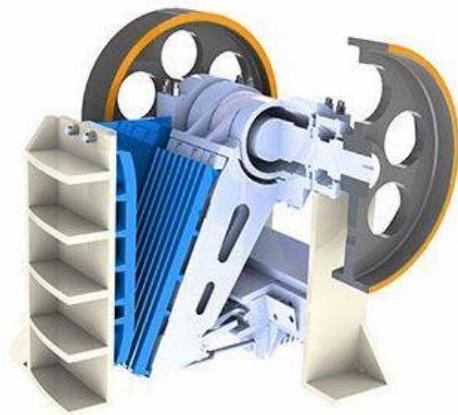


Рис.2. Щековая дробилка

Преимущества щековых дробилок в простоте конструкции, обслуживании и ремонте. Их недостатками являются сильная вибрация, залипание щек при дроблении влажных и глинистых материалов, необходимость установки специального верхнего питателя для обеспечения равномерной подачи исходного материала.

Из-за простоты конструкции наиболее распространенными являются щековые дробилки, они используются в металлургической, строительной и горнодобывающей промышленности, а также в лабораторных условиях. Несмотря на большое их распространение характеристики при сложном

качении щеки математическая и силовая часть дробилок мало исследованы. Поэтому есть много возможности для исследования, в частности, механизма качания щек дробилок. На базе лаборатории дробления кафедры горных машин и комплексов Уральского государственного горного университета, а также ООО «Свитич-инжиниринг» присутствуют и изучаются образцы схожего типоразмера дробилок со сложным качением щеки. Необходимо продолжить изучение работы этих образцов для получения более полной информации о принципах их работы и рассмотрения конструктивных достоинств и недостатков, влияющих на производительность, работоспособность, надежность и долговечность.

Выводы. Проведен анализ принципа действия дробильного оборудования, выявлены достоинства и недостатки каждого вида.

Поскольку щековые дробилки малых типоразмеров имеют широкое распространение в лабораторных, мобильных и других агрегатах в различных отраслях промышленности (например, пищевой) есть необходимость в повышении их производительности.

Необходимо исследовать характеристики щековых дробилок со сложным движением щеки более подробно, чтобы выявить проблемы оборудования и увеличить его срок службы. Рассмотреть возможность увеличения производительности за счет изменения конструкции.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Серго Е.Е. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых. Учебник для вузов. М., Недра 1985-285 с.
2. Клушанцев Б.В., Косарев А.И., Муйземнек Ю.А. Дробилки. Конструкции, расчет, особенности эксплуатации. М.: Машиностроение, 1990. 320 с.
3. Барзуков О.П. Уточненный метод расчета перемещения материала в камере дробления конусных дробилок / О.П. Барзуков, Н.А.Иванов, Я.М.Кацман // Обогащение руд – 1983– №4. – С. 3-6.
4. Абрамов А. А. Переработка, обогащение и комплексное использование твердых полезных ископаемых. Т. 1. Обогащительные процессы и аппараты: Учебник для вузов. — М.: Из-во МГГУ, 2004. — 472 с.
5. Андреев С.Е., Петров В.А., Зверевич В.В. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых. М.: Недра.1980. – 415 с.
6. С. А. Чернухин, Р. А. Абдуллин, А. А. Абдрахманов, Г. Г. Сафин. Обзор конструкций и область применения дробилок // Молодой ученый. — 2015. — № 22 (102). — С. 202-206.
7. Лагунова Ю.А. Проектирование обогащительных машин. Учебник. Екатеринбург: Изд.УГГУ, 2009. – 378 с.
8. Комиссаров А.П., Лагунова Ю.А., Шестаков В.С., Орочко А.В. Особенности рабочего процесса щековых дробилок с простым и сложным качением подвижной щеки. Горное оборудование и электромеханика, 2015. №5, С. 31-34.

УДК 621.926.323

РАСЧЕТ ЧИСЛА УПОРОВ НА ВАЛКЕ ДРОБИЛКИ, РАБОТАЮЩЕЙ НА СДВИГ

А.Г. Никитин, профессор, Н.М. Курочкин, аспирант
Сибирский государственный индустриальный университет, г. Новокузнецк, РФ

Рассмотрена конструкция энергоэффективной одновалковой дробилки, работающей на сдвиг. Приведен метод расчета количества упоров на валке, обеспечивающее гарантированный захват исходного куска в зону разрушения одновалковой дробильной машины, работающей на сдвиг.

Ключевые слова: дробилка, кусок, валок, упор, сдвиг.

CALCULATION OF THE NUMBER OF STOPS ON THE ROLL THE CRUSHER WORKING ON THE SHEAR

A.G. Nikitin, N.M. Kurochkin

The design of an energy-efficient single-roll shear crusher is considered. A method is given for calculating the number of stops on the roll, which ensures guaranteed capture of the initial piece into the destruction zone of a single-roll crushing machine operating on a shear.

Keywords: crusher, piece, roll, stop, shear.

В Сибирском государственном университете разработана и запатентована конструкция энергоэффективной одновалковой дробилки, работающей на сдвиг [1].

Дробилка состоит из корпуса 1 (рисунок), в котором установлен валок 2. Валок приводятся во вращение электродвигателем Валок оснащен упорами 3, закрепленными на поверхностях валка, при этом рабочая поверхность упоров совпадает с радиальной линией валка. Высота упоров должна быть одинаковой и равна величине зазора между наружной поверхностью валка и нижней кромкой выходного отверстия течи, чтобы обеспечить генерацию в исходном разрушаемом куске сдвиговую деформацию. В верхней части корпуса имеется течка 4 для подачи материала, при этом ось течки совпадает с вертикальной осью валка. Нижняя кромка течки не должна касаться верхней части упора, установленного на валке. В нижней части корпуса расположена разгрузочная воронка 5.

Дробление происходит следующим образом. Куски дробимого материала б через течку один за другим подаются в зону дробления, образованную внешней поверхностью валка, рабочей поверхностью упора и нижней кромкой выходного отверстия течи.

При вращении валка упоры, расположенные на поверхностях валка, периодически образуют зазор между нижней кромкой выходного отверстия течи и внешней поверхностью валка, размер которого больше размера куска, в который проваливается кусок и опирается на кромку течи, находящейся со стороны, противоположной направлению вращения валка. Во время вращения валка упор рабочей поверхностью прижимает кусок к нижней кромке течи, при этом за счет возникновения в нем касательных напряжений развивается деформация сдвига и кусок разрушается. В ре-

зультате разрушения исходного куса образуется фрагмент заданной фракции.

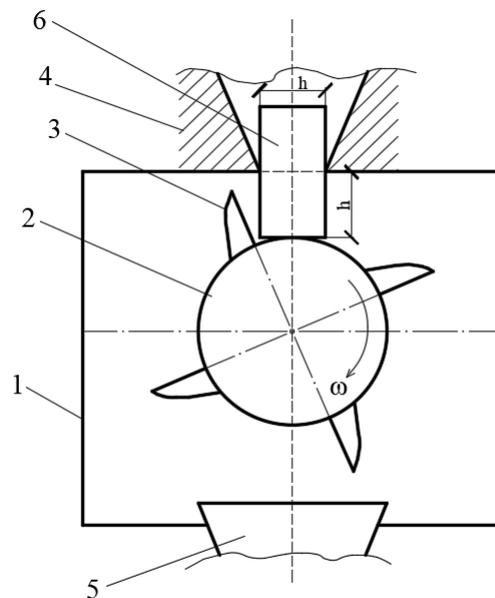


Рисунок – Схема расчета числа упоров дробилки, работающей на сдвиг:
 1 – корпус дробилки; 2 – приводной валок; 3 – ребро; 4 – течка;
 5 – разгрузочная воронка; 6 – дробимый кусок

Одним из основных показателей, определяющих эффективность работы дробилки, является её производительность. Для одновалковой дробилки, работающей на сдвиг, производительность зависит от количества кусков, перерабатываемых за один оборот валка. Это количество, в свою очередь, равно числу упоров, расположенных на валке. Таким образом, чем больше упоров расположено на валке, тем больше производительность дробилки.

Для бесперебойной работы дробилки, при которой каждый кусок контактирует с рабочей поверхностью упора, необходимо выполнение условия, чтобы в процессе вращения валка в камере дробления, образованной нижней кромкой течки, поверхностью валка и двумя соседними упорами, создавался карман между предыдущим и последующим упорами. Размер кармана должен быть больше величины фрагмента куска, полученного в результате разрушения, а сам фрагмент опирался на поверхность валка.

Однако в процессе работы дробилки валок вращается и для того, чтобы фрагмент разрушенного куска оперся на поверхность валка до момента его контакта с рабочей поверхностью последующего упора, требуется время. Необходимость контакта фрагмента разрушенного куска с поверхностью валка вызвана требованием получения заданного фракционного состава готового продукта, который зависит от величины зазора между валком и нижней кромкой течки.

Время, за которое исходный кусок, подлежащий дроблению, либо фрагмент разрушенного куска, выпав из течки, достигнет контакта с поверхностью валка, вычисляется из соотношения [2]:

$$t = \sqrt{\frac{2 \cdot h}{g}}, \quad (1)$$

где h – расстояние между нижним краем течки и валком, которое проходит кусок до поверхности валка, равное поперечному размеру течки и, соответственно, поперечному размеру выпадающего куска; g – ускорение свободного падения.

За это время упор должен пройти расстояние S , м, определяемое из условия, что фрагмент перерабатываемого куска пройдет расстояние между течкой и опорной поверхностью валка до контакта с рабочей стороной следующего упора.

Перемещение упора определяется как произведение линейной скорости точек поверхности валка на время опускания куска от течки до поверхности валка:

$$S = V_B \cdot t, \quad (2)$$

где $V_B = \frac{\omega \cdot D}{2}$ – линейная скорость точек поверхности валка; D – диаметр валка; $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$ – угловая скорость вращения валка; n – число оборотов валка.

Из совместного решения уравнений (1) и (2) следует:

$$S = \frac{\pi \cdot n \cdot D}{60} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot h}{g}}. \quad (3)$$

Тогда количество равноудаленных друг от друга упоров на валке равно:

$$K = \frac{\pi \cdot D}{S} = \frac{\pi \cdot D}{\frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot h}{g}}} = \frac{60}{n \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot h}{g}}}. \quad (4)$$

Анализ уравнения (4) показал, что число упоров на валке зависит от величины зазора между нижним краем течки и валком, а также числа оборотов валка, при этом с их увеличением количество упоров, которые можно установить на валке, уменьшается.

При использовании одновалковой дробилки, работающей на сдвиг с диаметром валка $D = 200$ мм и зазором между валком и нижней кромкой течки $h = 20$ мм, условию разрушения удовлетворяет число оборотов $n = 43,3$ об/мин. Для гарантированного разрушения обрабатываемого материала принимается $n = 60$ об/мин. В этом случае расчетное число равноудаленных друг от друга упоров на валке равно 15,63. Так как количество упоров на валке должно быть целым числом, то полученное значение необходимо округлить в меньшую сторону, чтобы обеспечить условие касания фрагмента куска, полученного в результате разрушения в процессе вращения валка, с поверхностью валка в кармане между предыдущим и последующим упорами. Тогда принимается число упоров, расположенных на валке, равным 15.

Промежуток времени, который проходит от одного контакта упора с разрушаемым телом до другого, для данного случая, составляет 0,06 секунды, что составляет при установке на валке 15 упоров 900 ударов в минуту.

Выводы. Энергоэффективная одновалковая дробилка, работающая на сдвиг, оснащается упорами, которые обеспечивают порционную подачу разрушаемого материала в зону дробления. С целью увеличения производительности на валке следует устанавливать максимально возможное количество упоров. Разработанная методика позволяет рассчитать максимально возможное количество упоров, обеспечивающее гарантированный захват исходного куска дробимого материала в зону разрушения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пат. 2806595 РФ. Способ дробления кусковых материалов в валковой дробилке / Никитин А.Г., Курочкин Н.М. // Открытия. Изобретения. 2023. № 17.
2. Яблонский, А. А. Курс теоретической механики : учебник для вузов / А. А. Яблонский, В. М. Никифорова. –13-е изд., исправл. – Москва : Интеграл–Пресс. – 2006. – 608 с.

УДК 621.271.022

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ДАННЫЕ РАБОТЫ
КЛАССИФИКАТОРА НОВОЙ КОНСТРУКЦИИ,
УСТАНОВЛЕННОГО ПОСЛЕ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ ДРОБИЛКИ**

Ю.А. Лагунова^{1,2}, проф., д.т.н., **С. Л. Разбитнов**^{1,3}, гл. инженер, аспирант
¹ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ
²ФГАОУ ВО «УрФУ им. первого Президента РФ Б. Н. Ельцина», г. Екатеринбург, РФ
³ООО «Грубский щебеночный завод», РФ

Показан опыт эксплуатации центробежной дробилки ДЦ-1,25 производства Урал-Омега в условиях ООО «Грубский щебеночный завод» для производства кубовидного щебня сертифицированных фракций, приведена конструктивная схема нового классификатора и экспериментальные данные опробования классификатора.

Ключевые слова: центробежная дробилка, кубовидный щебень, фракция, классификатор, экспериментальные данные.

**EXPERIMENTAL DATA OF THE OPERATION OF A NEW DESIGN
CLASSIFIER INSTALLED AFTER THE CENTRIFUGAL CRUSHER**

Yu.A. Lagunova, S. L. Razbitnov,

The experience of operating the centrifugal crusher DC-1.25 manufactured by Ural-Omega in the conditions of Grubersky Crushed Stone Plant LLC for the production of cube-shaped crushed stone of certified fractions is shown, a design diagram of the new classifier and experimental data from testing the classifier are given.

Keywords: centrifugal crusher, cube-shaped crushed stone, fraction, classifier, experimental data.

На горных предприятиях, производящих материал для строительной дорожной промышленности, одной из проблем является извлечение из готовой продукции пыли фракцией меньше 0,125 мм.

Качество продукта зависит от используемого дробильного и сортировочного оборудования, способа производства и типа обрабатываемой породы. Типичный завод по производству и сортировке щебня, имеющий в конечной стадии конусную дробилку мелкого дробления, производит стандартную щебеночную продукцию – фракции щебня 5-10 мм, 10-20 мм, 20-40 мм и др. В результате дробления исходного материала, кроме щебня, получается, так называемый, «отсев» крупностью 0-5 мм. Он имеет лещадность не ниже 30-50 % и по этой причине не всегда может быть использован в качестве наполнителя в строительных материалах. Для того чтобы эффективнее использовать имеющиеся ресурсы, получать щебень более высокого качества (а значит более дорогой), а также получать в отсевах материал, пригодный для использования в строительной индустрии, производители все чаще используют технологию ударного дробления [1].

Дробление материалов с помощью центробежно-ударных дробилок обладает рядом преимуществ перед другими способами измельчения: предпочтительное разрушение по естественным структурным границам внутри измельчаемых кусков, незначительные сдвиговые деформации

внутри однородных фрагментов. Это делает центробежно-ударные дробилки особенно эффективными для получения высокопрочного щебня кубовидной формы, а при измельчении руд позволяет достигнуть «раскрытия» вкраплений полезных компонентов при крупности в 2-3 раза большей, чем в другом измельчительном оборудовании.

Гранулометрический состав материала, получаемого при дроблении на линиях, в основе которых используют центробежные дробилки, полностью удовлетворяет требованиям к составу ЩМА (щебнемастичный асфальтобетон). Даже мелкие фракции щебня, получаемого в результате дробления, идеально подходят под требования самых современных заводов. Особенно это касается, так называемых, «отсевов» – фракций меньше 5 мм. Эту фракцию (возможно с дополнительной классификацией) активно приобретают, как высококачественный искусственный песок.

Есть много готовых решений дробилок ударного действия, но все они имеют недостатки — это большие габаритные размеры оборудования, часто импортное происхождение и цена. Однако остановимся именно на конструкции центробежной дробилки (рис. 1).

Станина является опорой дробилки в целом. Центральная ее часть, стакан с подстаканником, является одновременно и опорой ротора. Станина состоит из корпуса, к которому с помощью сварки, ребрами, крепится стакан, к стакану крепится трубка для заливки масла и вентиляции. В верхней части станины имеется 12 отверстий для крепления статора [2, 3].

Статор предназначен для загрузки и разгрузки дробилки и служит камерой, в которой происходит процесс измельчения. К крышке статора с помощью сварки, привариваются две трубы: одна служит для загрузки, другая – для отсоса готового продукта. К крышке также крепится загрузочная труба, которая находится в площади отверстия для загрузки. С боку корпуса статора имеется разгрузочное окно, которое крепится к корпусу с помощью петель и кольца. Окно используется для разгрузки дробилки при завале или поломке. Во внутренней части статора привариваются направляющие материал ребра, которые вдобавок защищают корпус от изнашивания. Ребра крепятся к опорному кольцу в нижней части статора. Под опорным кольцом имеется уплотнительное кольцо, которое защищает окружающую среду от пыли и продуктов измельчения [2, 3].

Ротор состоит из шкива, который с помощью шпонки, пластины и болтов крепится к валу. В верхней части шкива находится уплотнитель-

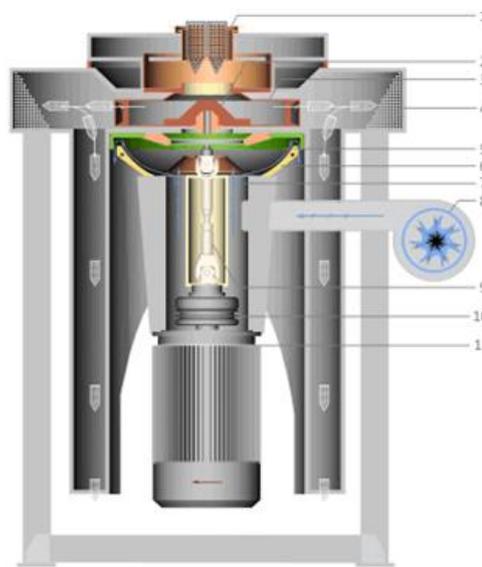


Рис. 1 Конструкция центробежной дробилки

ная крышка, которая крепится к нему болтами. Вал в станине посажен на подшипники скольжения. В средней части вала имеется выступ для распределения масла. Ротор играет роль рабочего органа, который посредством своего вращения придает частицам материала заданное движение.

Шкив исполняет роль части, которая крепится к валу и посредством ременной передачи приводится во вращение. Для этого с наружной части шкива имеют место вырезы под ремни. В корпусе шкива имеются ребра и отверстия для крепления к ускорителю.

После потери скорости в результате неупругих столкновений друг с другом, а также под воздействием силы тяжести дроблённые куски падают вниз и попадают в «разгрузочные штаны» дробилки, по которым «стекают» в бункер готового продукта или на отводящий конвейер. Затем продукт идет на классификацию для выделения недодробленных кусков и возврата их обратно в дробилку [2, 3].

Однако при таком способе дробления появляется большой процент песка и некондиционной пыли, от которой необходимо освободить дробленый продукт.

Поэтому была поставлена задача уменьшения размеров оборудования и сохранения эффективности работы по извлечению тонкой пыли из готовой продукции. Так же задачей является сделать оборудование (классификатор модульный) непосредственной частью центробежной дробилки.

Внедрение и проведение исследований проведено на оборудовании производства ООО «Урал-Омега» - дробилка центробежная «ДЦ 1,25». Дробилка встроена в технологическую цепочку завода по выпуску щебня, непосредственно включена в цикл производства.

Классификатор изготовлен и в 2023 г. и смонтирован на ДЦ 1,25.

В классификаторе (рис. 2) используется встречный поток воздуха, который двигаясь в противоположную сторону движению дробимого материала, проходит через него и подхватывает тонкую пыль. Для извлечения тонкой пыли размером до 0,125 мм используются горизонтальные шибберы, расположенные под разными углами. Возникающие воздушные потоки, внутри классификатора осаждают материал размером более 0,125 мм, и он остаётся в общей массе, тонкая пыль размером до 0,125 мм выводится в циклон.

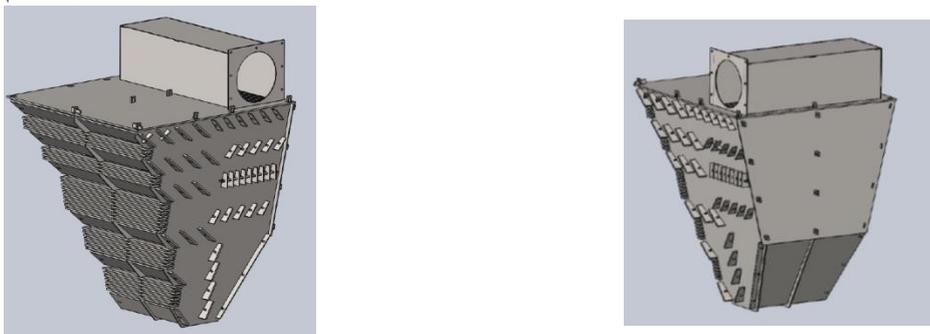


Рис. 2 Общий вид классификатора

Таким образом, в разработанном классификаторе выполняются следующие задачи:

- эффективное извлечение тонкой пыли до 0,125 мм;
- малые размеры оборудования и как следствие, снижение цены;
- возможность внедрения оборудования в действующие схемы производства без существенных изменений в конструктиве.

Это подтверждено экспериментальными данными, приведенными в табличной (табл. 1 и 2) и графической форме (рис. 3-4) ниже.

Таблица 1. Экспериментальные данные на 07.12.2022

кон.№9	Дата	07.12.2022	влажность	0,5	%
	Вес пробы	13460	гр.		
	сито	частичный остаток, гр.	частичный остаток, %.	полный остаток, %.	полный проход, %.
	45	0	0	0	100
	31,5	257,1	1,91	1,91	98,09
	22,4	2619,9	19,46	21,37	78,63
	16	3787,35	28,14	49,51	50,49
	11,2	4249,8	31,57	81,08	18,92
	8	1236,49	9,19	90,27	9,73
	5,6	693,63	5,15	95,42	4,58
	4	364,51	2,71	98,13	1,87
	2	157,73	1,17	99,3	0,7
	1	29,3	0,22	99,52	0,48
	0,5	16,79	0,12	99,64	0,36
	0,25	15,79	0,12	99,76	0,24
	0,125	9,52	0,07	99,83	0,17
менее	0,125	22,09	0,17	100	0

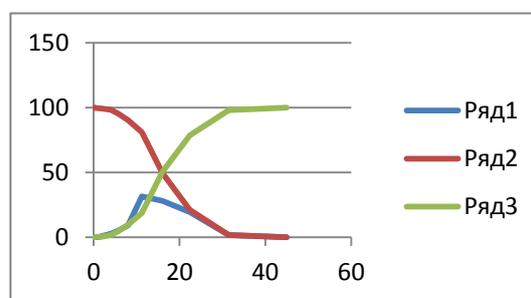
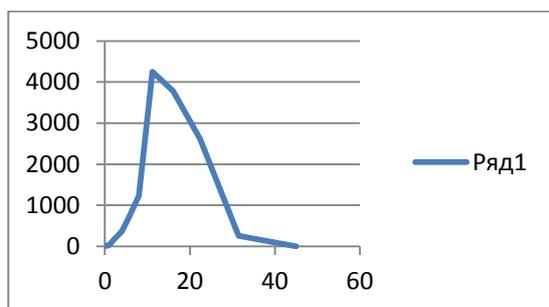


Рис. 3. Грансостав питания и «плюсовой» и «минусовой» продукта

Таблица 2. Экспериментальные данные на 18.01.2023

кон.№9	Дата	18.01.2023	влажность	0,25	%
	Вес пробы	14100	гр.		
	сито	частичный остаток, гр.	частичный остаток, %.	полный остаток, %.	полный проход, %.
	45	0	0	0	100
	31,5	106,62	0,76	0,76	99,24
	22,4	4034,83	28,62	29,38	70,62
	16	6971,67	49,44	78,82	21,18
	11,2	1387,52	9,85	88,67	11,33
	8	483,06	3,42	92,09	7,91
	5,6	297,04	2,11	94,2	5,8
	4	194,83	1,38	95,58	4,42
	2	233,92	1,66	97,24	2,76
	1	166,76	1,18	98,42	1,58
	0,5	87,65	0,62	99,04	0,96
	0,25	54,66	0,39	99,43	0,57
	0,125	31,66	0,23	99,66	0,34
менее	0,125	47,78	0,34	100	0

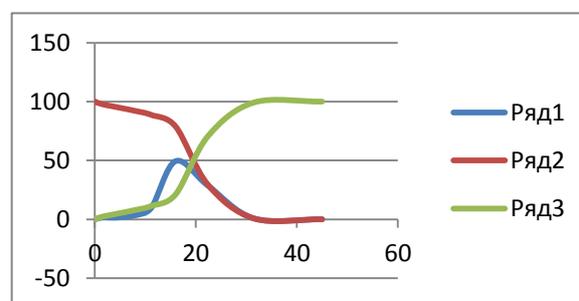
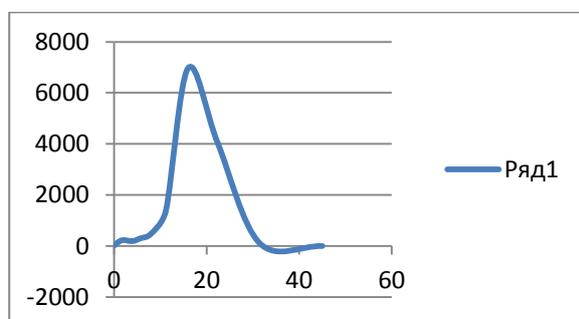


Рис. 4. Грансостав питания и «плюсовой» и «минусовой» продукта

Список литературы

1. Лагунова Ю.А. Проектирование обогатительных машин. Учебник. Екатеринбург: Изд. УГГУ, 2009. – 378 с.
2. Лагунова Ю.А., Вознюк Я.Ю. Особенности конструкции и принцип действия центробежных дробилок // Горное оборудование и электромеханика. - № 9. – 2010. – С. 24-29
3. Лагунова Ю.А., Вознюк Я.Ю. Опыт эксплуатации центробежной дробилки ДЦ-1,6 // Горное оборудование и электромеханика. - № 11. – 2010. – С. 40-44.

УДК 621.926

АНАЛИЗ ОБЪЕКТОВ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ, НАПРАВЛЕННЫХ НА ПОВЫШЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ЩЕКОВЫХ ДРОБИЛОК

А.Г. Никитин, профессор, **В.А. Лубин**, аспирант

Сибирский государственный индустриальный университет, г. Новокузнецк, РФ

Рассмотрены объекты интеллектуальной собственности, направленных на повышение производительности щековых дробилок. Показаны направления совершенствования щековых дробилок непрерывного действия.

Ключевые слова: непрерывное действие, двойное дробление, щековые дробилки, горные породы, дезинтеграция, патент.

ANALYSIS OF INTELLECTUAL PROPERTY OBJECTS AIMED AT IMPROVING THE PRODUCTIVITY OF JAW CRUSHERS

A.G. Nikitin, N.M. Lubin

Objects of intellectual property aimed at increasing the productivity of jaw crushers are considered. Directions for improving continuous jaw crushers are shown.

Keywords: continuous action, double crushing, jaw crushers, rocks, disintegration, patent.

Необходимость совершенствования конструкций щековых дробилок, а именно в направлении повышения их производительности, с каждым годом растет ввиду увеличения объемов добычи полезных ископаемых. Как следствие, возникает требование эффективного потребления энергии на дезинтеграцию.

Актуальность данного анализа характеризуется высокой степенью энергопотребления, так как более 5% всей электроэнергии в мире затрачивается на дробление горных пород.

В качестве базы для такого анализа выбрана патентная информация.

В описании изобретения к патенту RU 2 347 616 C1 от 27.02.2009 г. «Щековая дробилка двойного дробления» указано, что дробилка содержит станину, маховик, подвижную и неподвижную дробящие щеки, ось шарнирного подвеса подвижной щеки, опирающуюся подшипниками на боковые стенки станины, эксцентриковый привод, шатун, клиноременную передачу, детали крепления шатуна к подвижной щеке и шатуну. Целью изобретения является разработка такой конструкции щековой дробилки, в которой полностью отсутствует холостой ход.

Согласно изобретению поставленная цель достигается тем, что точка подвеса подвижной щеки установлена на высоте, равной $1/3$ длины ее, у точки подвеса обе щеки имеют изгиб по отношению к центральным осям щек, направленный в сторону установки неподвижной щеки так, что в процессе движения подвижной щеки создаются верхняя и нижняя камеры дробления, в которых дробление материала происходит попеременно: в верхней камере – крупное дробление, в нижней камере – мелкое дробление, исключая холостой ход. Подвижная щека приводится в движение экс-

центриковым приводом посредством шатуна, закрепленного шарнирно в верхней части подвижной щеки.

В описании изобретения к патенту RU 2 458 740 C1 от 20.08.2012 г. «Щековая дробилка с высокой степенью дробления» указано, что известная щековая дробилка имеет неподвижную и подвижную щеки, с углублением на последней и изогнутые в нижней части под углом 145° в сторону подвижной щеки. Ось шарнирного подвеса подвижной щеки в нижней ее части опирается подшипниками на боковые стенки станины. Дробилка также имеет эксцентриковый вал, шатун и распорные плиты. Над эксцентриковым валом закреплен сверху шатун, имеющий в верхней части шарнирные узлы для соединения с распорными плитами. Дробящие щеки имеют расширение в нижней части, ниже оси подвеса подвижной щеки.

Целью изобретения является разработка щековой дробилки, в которой увеличивается степень дробления и отсутствует холостой ход.

Согласно изобретению поставленная цель достигается тем, что эксцентриковый вал установлен на подшипниках, закрепленных в станине в нижней части дробилки. Сверху над эксцентриковым валом установлен шатун, соединенный через шарниры с нижними концами распорных плит.

В описании изобретения к патенту RU 2 603 919 C1 от 10.12.2016 г. «Щековая дробилка с высокой степенью дробления и производительностью» указано, что щековая дробилка содержит станину, неподвижную и подвижную щеки, маховик, ось подвеса подвижной щеки в ее нижней части, опирающуюся подшипниками на боковые стенки станины, эксцентриковый вал, шатун, распорные плиты, клиноременную передачу, электродвигатель, шарнирные узлы соединения распорных плит с шатуном, станиной и подвижной щекой.

Целью настоящего изобретения является разработка конструкции щековой дробилки с высокой степенью дробления и производительностью.

Поставленная цель достигается тем, что эксцентриситет эксцентрикового вала увеличен до величины, при которой при каждом цикле движения шатуна вверх и вниз происходит двукратное доведение угла между распорными плитами до 180° .

В описании изобретения к патенту RU 2 714 431 C2 от 14.02.2020 г. «Щековая дробилка ударно-раздавливающего действия с высокой степенью дробления и активной выгрузкой дробленого материала» приводится описание щековой дробилки, содержащей корпус, станину, неподвижную и подвижную щеки с углублением на последней, маховик, ось шарнирного подвеса подвижной щеки, эксцентриковый вал, шатун, распорные плиты, клиноременную передачу, электродвигатель, шарнирные узлы соединения шатуна с распорными плитами и шарнирные узлы соединения распорных плит с подвижной щекой и упорной стенкой станины.

Целью изобретения является увеличение производительности щековой дробилки с высокой степенью дробления ударно-раздавливающего действия разработкой конструкции дробилки, в которой увеличен угол

наклона подвижной щеки к горизонту путем наклона корпуса дробилки на 10° в сторону неподвижной щеки.

В описании полезной модели к патенту RU 171292 U1 от 29.05.2017 г. «Двухкамерная щековая дробилка» указано, что щековая дробилка состоит из станины, двух неподвижных щек, подвижной щеки, которая приводится в движение кривошипно-шатунным механизмом.

Задачу полезной модели – снижение вибрационных нагрузок на станину за счет амплитуды вынужденных колебаний решают следующим образом: подвижную щеку снабжают противовесом и располагают между неподвижными щеками так, что центр ее тяжести совпадает с центром ее вращения. Предлагаемая полезная модель позволяет устранить холостой ход щеки и повысить производительность дробилки.

В описании полезной модели к патенту RU 179485 U1 от 16.05.2018 г. «Двухкамерная щековая дробилка» поставлена задача – повышение функциональности щековой дробилки за счет эффективного использования энергии колебательных движений противовеса, которая достигается тем, что двухкамерная щековая дробилка состоит из станины, двух неподвижных щек и приводимой в движение кривошипно-шатунным механизмом подвижной щеки, подвешенной на оси между неподвижными щеками. В нижней части подвижной щеки закреплен противовес в виде грохота, который представляет собой решетчатую поверхность, соединенную с подвижной щекой таким образом, что центр тяжести подвижной щеки совпадает с центром вращения грохота. Предлагаемая полезная модель позволяет повысить функциональность дробилки за счет эффективного использования энергии колебательных движений противовеса, а также дает возможность классифицировать измельчаемый материал и обеспечивает возможность регулирования крупности измельчаемого материала в широких пределах.

Существенным недостатком всех рассмотренных выше конструкций является их неработоспособность, ввиду отсутствия движения подвижной щеки в нижней части камеры дробления, из-за чего ограничивается проходимость дробленого материала через разгрузочную щель щековой дробилки.

В описании изобретения к патенту RU 2 246 350 C1 от 20.02.2005 г. «Дробилка щековая непрерывного действия» поставлена задача повышения производительности дробилки за счет перевода ее в режим непрерывного действия.

Поставленная задача решается следующим образом. Известная щековая дробилка, содержащая станину, состоящую из передней, задней, двух боковых стенок и основания, неподвижную и подвижную щеки, распорные плиты, шкив-маховик и электродвигатель, дополнительно снабжена вторыми подвижной и неподвижной щеками, направляющими роликами, закрепленными на боковых стенках станины и ползуном, совершающим возвратно-поступательное движение по вертикали, при этом непо-

движные щеки шарнирно сочленены с помощью страховочных плит и поводков одна с передней стенкой, а вторая – с задней стенкой станины, подвижные же щеки выполнены из двух частей – нижней, опирающейся на основание станины посредством роликовой обоймы и верхней части, опирающейся на нижнюю часть щеки посредством такой же роликовой обоймы, причем каждая из частей подвижных щек шарнирно соединена с ползуном с помощью распорных плит из расчета по одной паре на каждую часть, причем распорные плиты верхних частей подвижных щек установлены в положении крайних точек холостого хода, а в нижних частях в положении крайних точек рабочего хода нижних частей подвижных щек. Рассмотренная щековая дробилка имеет недостаток, обусловленный тем, что предлагаемая конструкция предусматривает большое количество шарниров, при этом надежность конструкции резко уменьшается.

Анализ показал, что защищенные патентами технические решения для повышения эффективности щековых дробилок при дезинтеграции хрупких материалов в основном направлены на решение следующих задач: повышение производительности дробилки за счет перевода ее в режим непрерывного действия; разработка такой конструкции щековой дробилки, в которой полностью отсутствует холостой ход; снижение износа дробящих плит изменением характера движения подвижной щеки относительно неподвижной; увеличение степени дробления; снижение вибрационных нагрузок на станину.

УДК622; 621.72

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК РЕЖИМА ЭКСПЛУАТАЦИИ ВАЛКОВОЙ ДРОБИЛКИ, ПОДВИЖНЫЙ ВАЛОК КОТОРОЙ ОСНАЩЁН ВИБРОГАСИТЕЛЕМ (ГПД)

Ю.А. Пожидаев¹, канд.техн. наук, В.Я. Потапов², д-р техн. наук, проф., В.С. Бочков²,
канд. техн. наук, доц., В.В. Потапов², канд. техн. наук, К.В. Бочкова², аспирант.

¹ООО «Научная инжиниринговая компания «Адаптивная механика», г. Магнитогорск,
Россия

²ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ

Рассмотрены процессы взаимодействия валков дробилок с перерабатываемой горной породой. Установлены причины возникновения вибрации в двухвалковой дробилке. Первая причина заключается в периодическом изменении баланса между раздавливанием и истиранием. Вторая причина заключается в периодическом изменении размера фракции и попадании кусков, имеющих разные механические свойства. По эмпирическим данным построена кривая, характеризующая распределение вероятностей косвенного размера куска в отобранной пробе материала.

Ключевые слова: валковая дробилка, вибрация, процесс дробления, демпфирующий элемент, горная порода, режим эксплуатации.

DETERMINATION OF THE CHARACTERISTICS OF THE OPERATING MODE OF A ROLLER CRUSHER, THE MOVABLE ROLL OF WHICH IS EQUIPPED WITH A VIBRATION DAMPER (GPA)

Yu.A. Pozhidaev, V.Ya. Potapov, V.S. Bochkov, V.V. Potapov, K.V. Bochkova

In the presented article, the processes of interaction of crusher rolls with processed rock are considered. The causes of vibration in a two-roll crusher have been established. The first reason is the periodic change in the balance between crushing and abrasion. The second reason is the periodic change in the size of the fraction and the ingress of pieces with different mechanical properties. Based on empirical data, a curve is constructed characterizing the probability distribution of the indirect size of the piece in the selected sample of material.

Keywords: roller crusher, vibration, crushing process, damping element, rock, operating mode.

В мировой практике валковые дробилки используют, как правило, на заключительных стадиях дробления (среднее и мелкое дробление). Принцип действия валковых дробилок основан на раздавливании и частичном истирании обрабатываемого материала [1 – 4].

При эксплуатации валковых дробилок происходит непрерывная вибрация инертной массы подвижного элемента, которая вызвана изменением усилия раздавливания обрабатываемого материала. Вынужденные колебания поддерживают переменные по величине и направлению силы инерции подпружиненной массы подвижного элемента.

Процесс зарождения и развития колебаний подвижного валка очень сложный при моделировании, поэтому были рассмотрены причины возникновения вибрации в двухвалковой дробилке. Поскольку метод измельчения затачиваемого материала в валковых дробилках – это раздавливание и истирание, то первая причина заключается в периодическом изменении баланса между раздавливанием и истиранием. Вторая причина заключается в периодическом изменении размера фракции и попадании кусков,

имеющих разные механические свойства. Но, в конечном итоге, всё это влияет на изменение усилия сжатия.

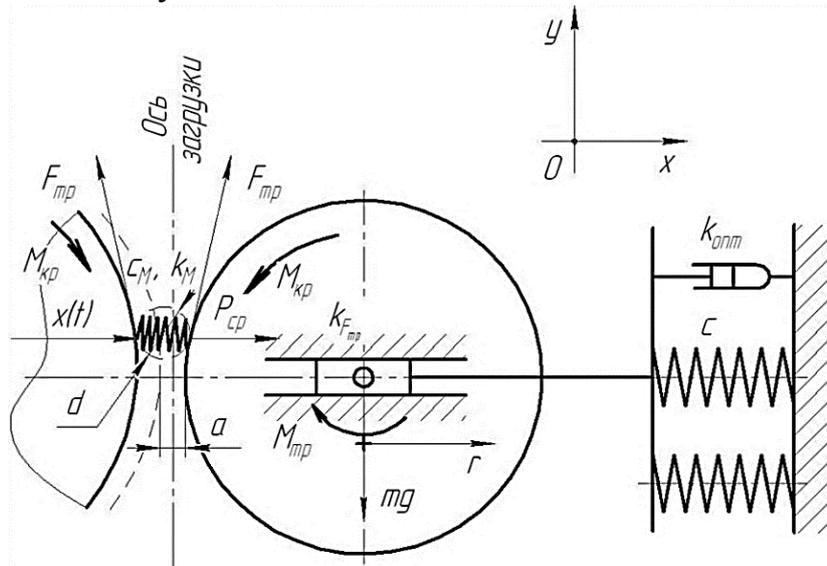


Рис. 1. Эквивалентная динамическая схема возникновения колебаний подвижного вала в процессе дробления

В результате одновременного вращения валков в направлении перемещения обрабатываемого материала происходит его затягивание. Допустим, обрабатываемый материал не хрупкий, а квазиупругий, т.е. дробимый материал – упругий элемент с жёсткостью c_M , имеющий коэффициент сопротивления разрушению k_M . Валки рассматриваем как абсолютно жёсткие тела рис. 1.

Для проведения исследований были выбраны четырёхвалковые дробилки Д4Г 900×700, используемые в ОАО «ММК». Производительность каждой дробилки Д4Г 900×700 – 20 т/ч.

Предварительно был проведён ситовой анализ обрабатываемого материала переддроблением для прогнозирования спектра возмущений, по результатам которого получены следующие данные. Выборочное среднее размера куска составляет – 38,9 мм, дисперсия – 108,2 мм², среднеквадратичное отклонение – 10,4 мм.

По эмпирическим данным построена кривая, характеризующая распределение вероятностей косвенного размера куска в отобранной пробе материала.

Так как размер куска материала d в каждый последующий момент отличается от предыдущего, что можно сказать и о порции. Поэтому порцию V будем вычислять при каждой случайной реализации размера куска d по выражению:

$$V = \frac{Q\alpha}{2\pi n}, \quad (1)$$

где Q – производительность, м³/мин; n – частота вращения, об/мин; α – половина угла захвата материала, рад.

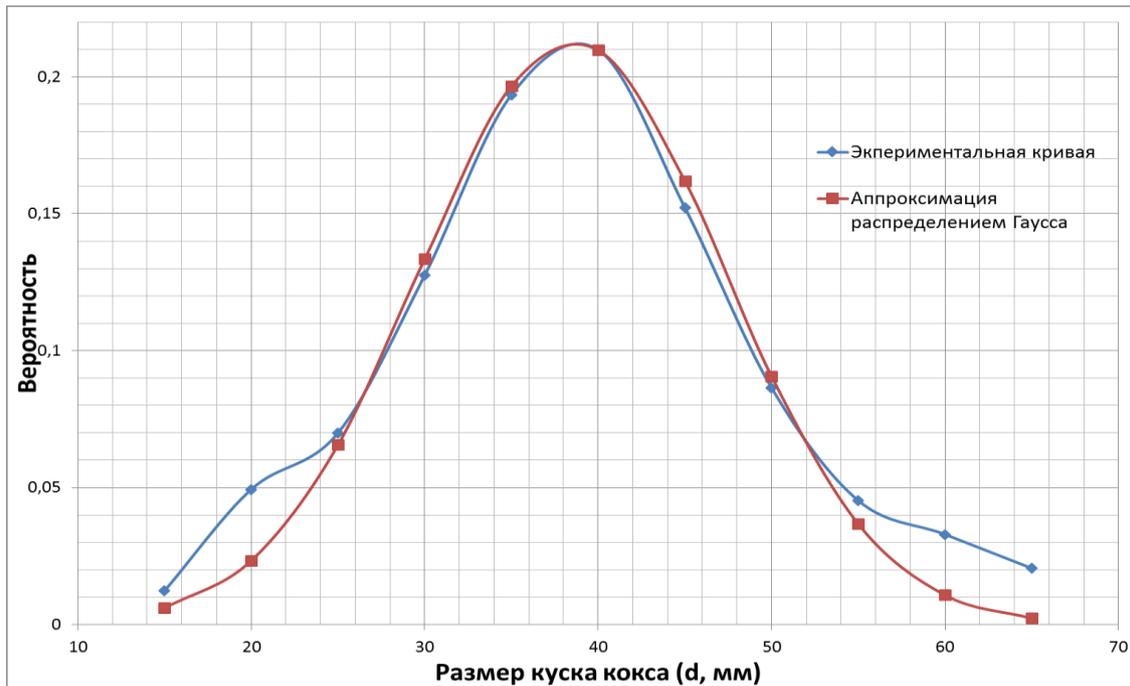


Рис.2. – Экспериментальная кривая распределения размеров кусков кокса в отобранной пробе и теоретическая кривая нормального распределения

При этом следует учесть, что порция V не может быть меньше, чем объём самого куска материала. При статистическом анализе размер куска d вычислили как среднее арифметическое трёх взаимно перпендикулярных размеров, тогда представим кусок материала сферой объёмом $V_k = \pi d^3/6$, который является минимальным. При соблюдении условия $V \geq V_k$ площадь сечения рассматриваемой порции, представленной цилиндром: $S_V = db$,

где $b = \frac{4V}{\pi d^2}$ – размер, характеризующий порцию материала V , распределённую вдоль осей валков, мм.

Перемножив зависимость $\sigma(\epsilon)$ на площадь сечения порции S_V , получим выражение $c_M(\epsilon)$, характеризующее изменение усилия при раздавливании порции V материала между валками.

Отношение диссипативной силы к обобщённой скорости есть коэффициент сопротивления [5-8], т.е. $k_M = P/v_{сж}$. В нашем случае роль диссипативной силы играет усилие P при раздавливании порции, а обобщённую скорость $v_{сж}$ вычислим исходя из кинематических особенностей дробилки (рис. 1).

В дробилке Д4Г 900×700 конструктивно было заложено со направленное вращение валков с одинаковой угловой скоростью ω , тогда окружная скорость парных валков [4] $v_{окр} = \frac{\pi D n}{60}$.

Поскольку вращение валков со направленно, то скорость сжатия материала $v'_{сж}$ удваивается при прочих равных условиях. Подвижный валок совершает колебания вдоль оси Ox , тогда суммируем скорость сжатия и виброскорость v_v подвижного валка:

$$v_{сж} = 2v'_{сж} \pm v_B = 2v_{окр} \sin(\alpha) \pm v_B. \quad (2)$$

Выражение (2) справедливо, когда процесс дробления моделируем дискретно, т.е. когда время $t \leq \frac{\alpha}{\omega}$, значение $v_{сж}$ истинно, где $\alpha = \arccos\left(\frac{D+a}{D+d}\right)$.

Рассмотрим процесс дробления порции без учёта линейных скоростных характеристик подвижного вала, к которым относится виброскорость v_B . Нас интересует характеристика, связывающая скоростные параметры машины с демпфирующей способностью обрабатываемого материала. Такой характеристикой выступает зависимость коэффициента сопротивления материала k_M от частоты вращения валков n .

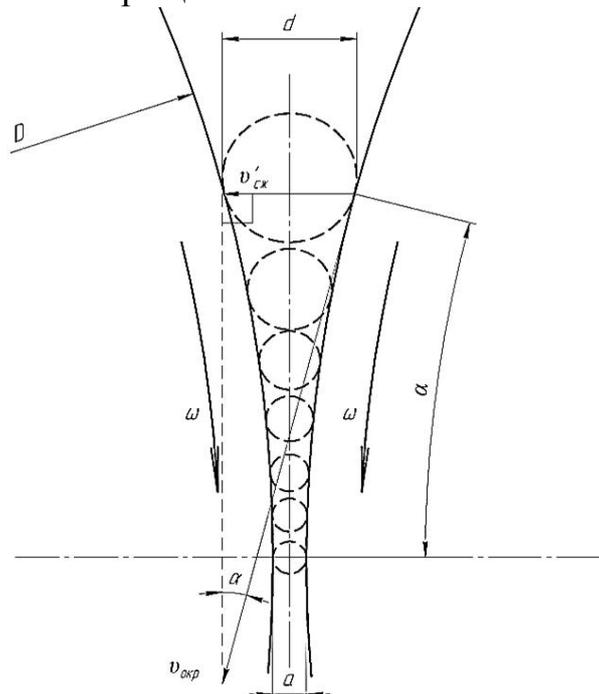


Рис.3. – Расчётная схема для определения скорости сжатия порции в начальный момент раздавливания между двумя валками

На рисунке 4 показан интервал значений коэффициента сопротивления порции материала, в пределах которого происходит увеличение значения k_M от $k_{M \text{ нач.}}$ до $k_{M \text{ max}}$ при конкретной частоте вращения n . Начальные значения были вычислены при усилии, которое определено зависимостью от трещиностойкости), а максимальное – при наибольшем значении относительного сжатия порции материала ε . Графически и численно представлен интервал допустимых значений k_M для частых размеров куска материала. Интервал варьирования назначим равным интервалу допустимых значений k_M .

Важным параметром является коэффициент жёсткости пружин предохранительного устройства, а точнее, зависимость $c=f(r)$. Пружины обеспечивают требуемое усилие сжатия обрабатываемого материала, необходимое для разрушения порции, захваченной между валками. По технологии дробления, отлаженной техническим бюро агломерационного цеха ОАО

«ММК», требуемый размер куска материала после первой стадии дробления в четырёхвалковой дробилке Д4Г 900х700 должен составлять 10-12 мм. Рекомендуемый зазор между валками должен составлять 10 мм.

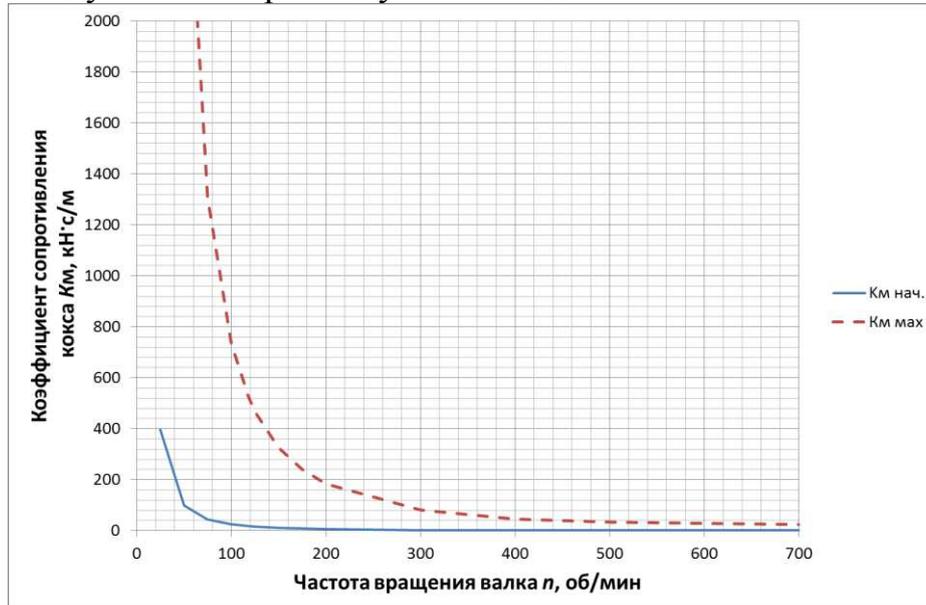


Рис. 4. – Интервал допустимых значений коэффициента сопротивления порции кокса k_M со средним размером куска $d=40$ мм

При раздавливании порции дробимого материала между валками возникает усилие, раздвигающее валки друг от друга. Тогда при расчёте упругих элементов необходимо учесть, что обрабатываемый материал должен быть разрушен до требуемого размера и при этом снижена вероятность отказа дробилки вследствие уплотнения порции материала или попадания более прочной горной породы.

В конструкции верхней пары валков четырёхвалковой дробилки Д4Г 900х700 предусмотрены упругие элементы в виде винтовых пружин общим количеством 12 шт., суммарное усилие которых составляет 242,4 кН в рабочем положении. Конструктивно возможно разделить блоки пружин на три, тогда интервал допустимых значений коэффициента жёсткости пружин c составляет от 2080 до 6240 Н/мм, а интервал варьирования – 2080 Н/мм.

Для упрощения расчётной части моделирования процесса развития колебаний в ходе дробления хрупкого материала допустим: во-первых, потери объёма при раздавливании порции кусков дробимого материала не учитываем; во-вторых, геометрическая характеристика порции затянутых кусков материала упрощена до цилиндра; в-третьих, механизм истирания затянутых кусков дробимого материала не учтён; в-четвёртых, биения валков незначительны, наружные поверхности соосны в опорах, а диаметры в паре валков равны.

Вывод: Определены начальные и граничные значения параметров процесса моделирования. Выявлены величины, характеризующие процесс дробления в валковой дробилке. Представлены основные зависимости,

позволяющие смоделировать процесс дробления по вероятности распределения фракционного состава порции. На примере кокса определены граничные значения режимов эксплуатации четырёхвалковой дробилки Д4Г 900х700. Обоснованы допущения, которые обеспечивают логичность математической модели процесса дробления.

Список литературы

1. Клушанцев Б. В., Косарев А. И., Муйземнек Ю. А. Дробилки. Конструкция, расчет, особенности эксплуатации. – М.: Машиностроение, 1990. – 320 с.
2. Целиков А.И., Полухин П.И., Гребенник В.Н. Машины и агрегаты доменных цехов. – М.: Metallurgy, 1987. – 440 с.
3. Королёв А.А. Механическое оборудование прокатных цехов чёрной и цветной металлургии. – М.: Metallurgy, 1976. – 544 с.
4. Клушанцев Б. В. Валковые дробилки. Их параметры и метод расчета мощности // Строительные и дорожные машины. – 1982. – №8. – С. 23-24.
5. Пожидаев Ю. А., Кадошников В.И. Проектирование демпфирующих систем на электромеханических модулях // Вестник машиностроения. – 2012. – № 5. – С. 72–75.
6. Pozhidaev Ya.A., Kadoshnikov V.I. Damping-System Design on the Basis of Electrochemical Modules // Russian Engineering research, 2012. –Vol.32. – No. 5-6. – P.478-481.
7. Пожидаев Ю.А., Кадошников В.И., Блондинская Е.Б. Модернизация системы демпферов четырёхвалковой дробилки с использованием электромеханических модулей для повышения КПД // Ремонт, восстановление, модернизация. – 2012. – №4. – С.24–27.
8. Лагунова Ю. А. Дробимость хрупких материалов при разрушении их сжатием // Изв. вузов. Горный журнал. 1996. №10–11. С. 121–124

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 622.242.3.

ПУТИ МОДЕРНИЗАЦИИ БАЛКИ НАПРАВЛЯЮЩЕЙ БУРОВОЙ УСТАНОВКИ С ЦЕЛЬЮ СНИЖЕНИЯ ВЕСА

Р.Г. Ахтямов, студент

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ

Рассмотрены задачи модернизации буровых установок с целью повышения их эффективности. В качестве объекта исследования выбрана балка направляющей вышечно-лебедочного блока. Определены пути совершенствования балки направляющей и требования к ее конструкции в условиях транспортировки и монтажа.

Ключевые слова: буровая установка, балка направляющей, вышечно-лебедочный блок.

WAYS TO UPGRADE THE DRILLING RIG GUIDE BEAM TO REDUCE WEIGHT

R.G. Akhtyamov

Discusses the tasks of modernizing drilling rigs in order to increase their efficiency. The guide beam of the derrick-winch block was selected as the object of study. The ways to improve the guide beam and the requirements for its design under conditions of transportation and installation have been determined.

Keywords: drilling rig, guide beam, derrick and winch unit.

Развитие современных технологий оказывают решающее влияние на совершенствование буровых установок. И в условиях экономической нестабильности перед производителями бурового оборудования стоит задача внедрения этих технологий с целью повышения экономической эффективности.

Буровая установка - это специализированное оборудование, используемое для бурения скважин в нефтегазовой промышленности. Одной из ключевых составляющих буровой установки является вышечно-лебедочный блок (ВЛБ), в состав которой входит балка направляющая, которая обеспечивает точное и стабильное направление бурового станка во время работы. Она также является одним из самых тяжелых и ёмких элементов буровой установки, что может создавать проблемы при транспортировке и установке оборудования. И поэтому возникает задача – поиск способов облегчения балки направляющей, чтобы улучшить ее работоспособность и снизить износ.

В результате проведенных исследований выявлены следующие преимущества модернизации балки направляющей.

Первое - это уменьшение затрат на транспортировку и установку буровой установки. Легкая балка будет требовать меньше ресурсов и времени для перевозки и монтажа оборудования на месте работы, что снизит расходы на логистику и трудозатраты на установку.

Во-вторых, модернизация балки с целью снижения веса может улучшить общую экологическую и энергетическую эффективность буровой установки. Уменьшение веса позволит сократить расход топлива и выбро-

сы вредных веществ, что в свою очередь поможет компании сэкономить на затратах на поставку и использование энергоресурсов.

Для снижения веса балки направляющей буровой установки и улучшения ее характеристик изучены различные пути модернизации [1, 2, 3].

Существует несколько путей облегчения балки направляющей буровой установки, которые могут быть рассмотрены операторами буровых установок и производителями оборудования:

1. Использование специальных материалов. Использование легких и прочных материалов для изготовления балки направляющей может значительно снизить ее вес, при этом сохраняя необходимую прочность и устойчивость к нагрузкам. Такие материалы могут включать в себя алюминий, титан, композитные материалы и другие инновационные решения.

2. Разработка оптимальной конструкции. Оптимизация формы и конструкции балки направляющей путем использования современных инженерных методов и технологий может привести к значительному снижению ее веса, при этом обеспечивая необходимую жесткость и прочность.

3. Применение инновационных технологий. Внедрение новых технологий, таких как 3D-печать металлических деталей, лазерная резка и сварка, позволяет создавать более легкие и прочные балки направляющей с минимальной потерей качества и стабильности.

В результате анализа возможностей модернизации выбрано следующее направление, состоящее из двух основных этапов:

- уменьшение веса балки с сохранением или улучшением ее прочности, надежности и операционной эффективности путем проведения инженерных расчетов и анализа нагрузок,

- и последующего определения оптимальных форм и размеров деталей балки, которые позволят снизить вес без ущерба для ее функциональности.

Следует учесть, что при транспортировке и последующем монтаже балка направляющей не должна ни в коем случае деформироваться [4]. Деформация балки повлияет на нарушение точности монтажа, что может привести к неправильной работе буровой установки, а это влечёт за собой серьезные последствия для производителя данной конструкции, его репутации и финансовые потери.

При монтаже балки направляющей буровой установки могут возникнуть следующие сложности:

1. Точность монтажа: необходимо обеспечить точное положение балки и правильное соединение с другими элементами установки. Недостаточная точность может привести к неправильной работе установки и повреждениям оборудования.

2. Недоступность места установки: иногда монтаж балки может быть затруднен из-за тесного пространства или недоступности установочного места. Это требует дополнительных усилий и специализированного оборудования для установки балки.

3. Требования по безопасности: монтаж балки направляющей буровой установки может быть опасным процессом из-за больших и тяжелых элементов оборудования. Необходимо соблюдать все меры безопасности и носить соответствующее защитное снаряжение.

Учитывая эти сложности и принимая необходимые меры, можно успешно справиться с монтажом балки направляющей буровой установки и обеспечить ее правильную работу.

Поэтому производителем была поставлена задача: провести анализ конструкции и её модернизацию с целью уменьшения веса.

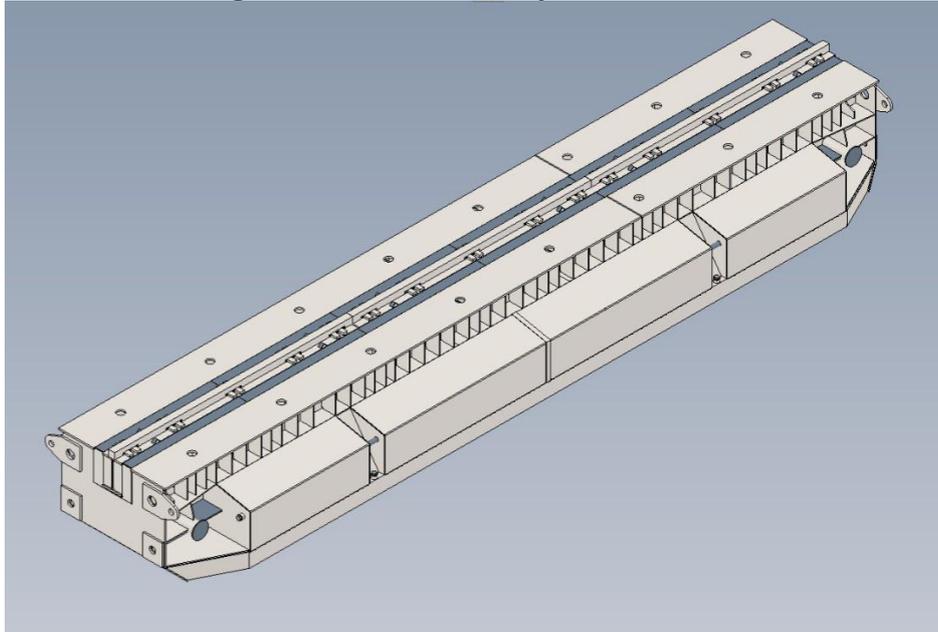


Рис. 1. Балка направляющей

Проведенный анализ конструкции балки направляющей буровой установки позволил сделать следующие выводы:

1) Проектирование балки необходимо проводить с учетом требований к прочности, жесткости и весу. Оптимальное сочетание этих характеристик имеет ключевое значение для обеспечения стабильности и точности работы буровой установки.

2) Важным аспектом конструкции балки является правильное распределение материала и геометрии элементов [5]. Оптимизация этих параметров позволит снизить излишний вес балки, сохраняя при этом необходимую прочность и жесткость.

Скорректированы пути оптимизации конструкции:

- изменение форм элементов конструкции;
- упрощение слабонагруженных конструкций, применение тонколистового металла (например, боковые стороны можно «урезать» по высоте, и уменьшить толщину листа, которая служит в качестве защиты от влаги и грязи)
- уменьшение количества рёбер и оптимальное распределение их по всей длине.

Вывод: модернизация балки направляющей буровой установки с целью снижения ее веса является важным направлением развития в области бурения. Оптимизация конструкции и использование современных технологий производства позволят снизить вес балки примерно на 10% с сохранением её грузоподъемности, улучшить ее производительность и снизить эксплуатационные затраты. Дальнейшее исследование и разработка в этой области могут способствовать повышению эффективности и конкурентоспособности буровых установок, сокращению времени бурения и улучшению качества работы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гаврилова Л.А. К вопросу влияния конструктивного исполнения бурильных установок на технико-экономические показатели бурения / Горный информац.-аналитич. бюллетень, №2 - МГГУ. Москва, 2006.- с.322 – 326.

2. Гайбадуллин И.З., Шестаков В.С. Исследование нагруженности кронблочной рамы буровой установки /В сборнике: Международная научно-практическая конференция "Уральская горная школа - регионам" Уральская горнопромышленная декада: материалы конференции. УГГУ (2021). с. 132-133.

3. Маркелов А.С., Гаврилова Л.А. Оптимизация конструкции балки направляющей/ Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сборник трудов XVIII международной научно-технической конференции «Чтения памяти В. Р. Кубачека», проведенной в рамках Уральской горнопромышленной декады 02-03 апреля 2020 г. / Под общ. ред. Лагуновой Ю.А. / – Екатеринбург: Уральский государственный горный университет, 2020. - стр.194-196.

4. Порожский К.П., Головков А.С., Пасынков Д. Эволюция средств монтажа оснований, вышек и мачт буровых установок/ Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сборник докладов VIII международной научно-технической конференции «Чтения памяти В.Р. Кубачека», посвященной 80-летию со дня рождения Скобелева Льва Сергеевича. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 401 с.-стр.259 -164

5. Маркелов А.С., Гаврилова Л.А. Системный подход к проектированию основания буровой установки/ Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сборник трудов XVIII международной научно-технической конференции «Чтения памяти В. Р. Кубачека», проведенной в рамках Уральской горнопромышленной декады 02-03 апреля 2020 г. / Под общ. ред. Лагуновой Ю.А. – Екатеринбург: Уральский государственный горный университет, 2020. - стр.197- 200.

УДК 622.233

СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ БУРОВОГО ИНСТРУМЕНТА, ПРИМЕНЯЕМОГО В НЕФТЕГАЗОВОЙ ОТРАСЛИ

А. Боева¹

¹ ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский горный университет императрицы Екатерины II»,
г. Санкт-Петербург, Россия

Породоразрушающий инструмент в нефтегазовой отрасли играет ключевую роль в процессе бурения скважин и добычи углеводородов. Инструмент типа PDC с синтетическими алмазами специально разработан для разрушения горных пород и обеспечения высокой производительности буровых работ. Мягкие породы эффективно вскрываются таким инструментом, но при соприкосновении с твёрдыми горными породами ресурс алмазных коронок значительно снижается. Чтобы увеличить эффективность бурения и повысить ресурс породоразрушающего инструмента, необходимо изменить его геометрические параметры, а также совершенствовать процесс его изготовления.

Ключевые слова: нефтегазовая отрасль, буровой инструмент, колонковое бурение, алмазные коронки, поликристаллический алмазный композит, аддитивные технологии.

DEVELOPMENT OF DRILLING TOOLS IN THE OIL AND GAS INDUSTRY CURRENT STATE AND PERSPECTIVES

A.Boeva

The rock-cutting tool in the oil and gas industry plays a key role in the process of well drilling and hydrocarbon extraction. PDC-type tools with synthetic diamonds are specifically designed for rock destruction and ensuring high drilling productivity. Soft rocks are effectively penetrated by such tools, but when encountering hard rock formations, the lifespan of diamond bits is significantly reduced. To increase drilling efficiency and extend the lifespan of rock-cutting tools, it is necessary to modify their geometric parameters and improve the manufacturing process.

Keywords: oil and gas industry, drilling tools, core drilling, diamond crowns, Polycrystalline Diamond Compact, additive technologies.

Введение. Нефтегазовая промышленность играет ключевую роль в мировой экономике, обеспечивая основные источники энергии для различных отраслей промышленности и повседневной жизни общества. Одним из фундаментальных процессов, лежащих в основе добычи углеводородов, является бурение. Бурение скважин - это комплексный процесс, включающий в себя применение различных технологий, оборудования и ноу-хау для добычи нефти и газа.

Одним из методов, эффективно используемых для разведки, бурения и добычи углеводородов, является колонковое бурение - горная порода разрезается с помощью коронки, вращающейся на высоких оборотах. Скорость вращения бура можно регулировать в зависимости от плотности разрабатываемого грунта. Коронка "вырезает" грунт только по краю своеобразного цилиндра, центральная часть которого продавливается в колонковую трубу. Колонковая технология позволяет пройти и расчистить забой за один прием [1].

В качестве породоразрушающего инструмента при колонковом бурении чаще всего используются твердосплавные или алмазные коронки (рис. 1).



Рис. 1. Современные конструкции бурового инструмента

Инструмент типа PDC (Polycrystalline Diamond Compact) – это буровое оборудование с крошечными синтетическими алмазами, которые закреплены на специальном матричном бите. Ресурс такого инструмента в зависимости от геологических условий может достигать несколько сотен и более метров, а механическая скорость бурения в среднем составляет около 20–40 м/ч [2]. Мягкие породы эффективно вскрываются инструментом типа PDC, но в случае встречи пород средней твердости бурение осуществляется имеющимся в производстве инструментом с помощью регулирования режимов бурения [3]. При бурении в очень твёрдых горных породах ресурс алмазных коронок как отечественных, так и зарубежных производителей, может снижаться до порядка 30 м. Стоит также учитывать, что изготовление алмазного инструмента для бурения скважин – это трудоёмкий процесс, т.к. производится посредством большой доли ручного труда [4].

Можно сделать следующие выводы относительно использования алмазных коронок.

1. Высокая стоимость: алмазные коронки – дорогостоящие изделия из-за наличия синтетических алмазов в конструкции, поэтому экономически нецелесообразны при бурении скважин в мягких горных породах.

2. Чувствительность к ударам и вибрациям: алмазные коронки чувствительны к ударам и вибрациям, что может привести к их разрушению

или значительному износу. Это делает их менее надежными в условиях высоких нагрузок и нестабильной по крепости горной породы.

3. Ограничения применения по типу горных пород, в которых они могут использоваться наиболее эффективно. Например, для бурения пород с большим содержанием абразивных материалов они могут изнашиваться слишком быстро.

Интеграция синтетических алмазов в матричные буровые инструменты требует тщательного проектирования и технологического контроля, чтобы обеспечить надежность, долговечность и эффективность работы такого оборудования в условиях бурения скважин. В результате этих факторов, не всегда алмазные коронки являются оптимальным выбором для всех типов буровых работ в нефтегазовой промышленности, прежде всего из-за их высокой стоимости и чувствительности к условиям эксплуатации.

Традиционно алмазные коронки изготавливают путем пайки алмазов [5]. Процесс изготовления коронок должен обеспечивать прочное крепление алмазов к основе и создавать инструмент с высокой твердостью и износостойкостью, необходимыми для эффективного бурения в различных горных породах и условиях. Как и было сказано ранее, использование алмазных коронок не гарантирует высокую производительность бурения, т.к. они чувствительны к условиям эксплуатации, а горная порода нестабильна. Наличие в мягкой породе более твердых включений приведет к поломке инструмента.

Реализация сложной геометрической формы алмазной коронки возможна с помощью аддитивных технологий с сохранением высокой твердости и износостойкости, которые необходимы для эффективного бурения в различных горных породах и условиях. Одним из наиболее перспективных методов являются технологии прямого металлического лазерного осаждения (DMLS) или электронно-лучевого плавления (EBM), позволяющие создавать сложные металлические детали с высокой точности.

Аддитивные технологии позволят создать деталь сложной оптимизированной геометрии, персонализировать конструкции коронок относительно условий эксплуатации и удовлетворить жесткие требования нефтегазовой отрасли к буровому оборудованию, что сократит время производства, снизит затраты и улучшит производительность оборудования за счет увеличения срока службы коронок [6, 7].

Таким образом, решение проблем увеличения эффективности бурения и повышения ресурса породоразрушающего инструмента возможно путем изменения его геометрических параметров, а также совершенствования процесса его изготовления [3].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Колонковое бурение скважин: суть метода и его особенности, плюсы и минусы технологии [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://eurobion.info/osobennosti-kolonkovogo-burenia-skvazin-sposob-prohodki/>

2. Нескоромных В.В., Лиу Б., Чжаоран Ч. Современные направления совершенствования бурового инструмента типа PDC. - Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. - 2021. - Т. 332. - № 5. – С.60–69

3. Нескоромных В.В., Попова М.С., Перспективы разработки геологоразведочного алмазного породоразрушающего инструмента. – Разведка и охрана недр., - 2021. - № 12. – С.44–48

4. Разработка производственной линии изготовления алмазного породоразрушающего инструмента (буровых коронок) для геологоразведочного бурения скважин с применением аддитивных технологий и индукционных печей для спекания [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://s3.dtlr.ru/unti-prod-people/file/presentation/project/m4dvbb4n4s.pdf>

5. Алмазные коронки [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://rosprombur.ru/almaznye-koronki.html>

6. 3D-печать бурового инструмента [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://bi-it.ru/news/3d-pechat-burovogo-instrumenta/>

7. 3D-печать в нефтегазовой отрасли: стимулы и ограничения [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://techart.ru/insights/4058>

УДК 621.6

ПОВЫШЕНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОБОРУДОВАНИЯ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕЙ СТАНЦИИ

М.И. Вотин

ФГАОУ ВО «Пермский национальный исследовательский политехнический университет», г. Пермь, Россия

Важнейшая проблема современной физики горения, имеющая непосредственное отношение к перспективам развития газотурбинных двигателей (ГТД), — это организация устойчивого горения с обеспечением максимально высокой полноты и термодинамической эффективности сгорания при минимально низком выходе вредных веществ (прежде всего, оксидов азота и углерода), т.е. обеспечение экологической безопасности. Эту проблему помогает решить малоэмиссионная камера сгорания.

Ключевые слова: камера сгорания, газотурбинный двигатель, жаровая труба, вредные выбросы, смеситель.

IMPROVING THE ENVIRONMENTAL CHARACTERISTICS OF GAS PUMPING STATION EQUIPMENT

M.I. Votinov

The most important problem of modern combustion physics, which is directly related to the prospects for the development of gas turbine engines, is the organization of sustainable combustion with the highest possible completeness and thermodynamic efficiency of combustion with a minimum low yield of harmful substances (primarily nitrogen and carbon oxides), i.e. ensuring environmental safety. A low-emission combustion chamber helps to solve this problem.

Keywords: combustion chamber, gas turbine engine, heat pipe, harmful emissions, mixer.

Модернизация классических камер сгорания на малоэмиссионные камеры сгорания в газотурбинных двигателях (ГТД) имеет такую важную составляющую как: снижение выбросов загрязняющих веществ.

Цель данного исследования заключается в изучении малоэмиссионной камеры сгорания для газотурбинных двигателей с целью решения экологической составляющей. Основываясь на постоянно возрастающих требованиях к снижению вредного воздействия газотурбинных установок на окружающую среду. Чтобы достичь цели связанных с снижением выбросов эмиссии вредных веществ, необходимо разрабатывать, модернизировать установки и внедрять в производствомалоэмиссионные камеры сгорания [1].

Предъявляемые требования к камерам сгорания:

- необходимо устойчивое горение по всей длине жаровой трубы, без срывов, пульсаций, проскоков и затухания пламени;

- максимально-возможная полнота сгорания, для оптимального процесса сгорания;

- оптимальное распределение температуры в жаровой трубе, во избежание местных перегревов и на выходе из камеры сгорания во избежание повреждений лопаток.

В традиционных камерах сгорания происходит классическое распределение воздуха, то есть 20 % уходит в первичную зону, а 80 % уходит в

зону смешения. Так происходит из-за конструктивных особенностей камеры сгорания: небольших отверстий, расположенных по окружности огибающую форсунку; количество и расположение отверстий для подачи воздуха во вторичную зону. Принцип такой работы заложен во всех устаревших классических камер сгорания.

Чтобы добиться оптимального сгорания топлива, для достижения минимального вредного выброса необходимо поддерживать температуру в заданном диапазоне, достигая устойчивости и полноты сгорания (рис. 1).

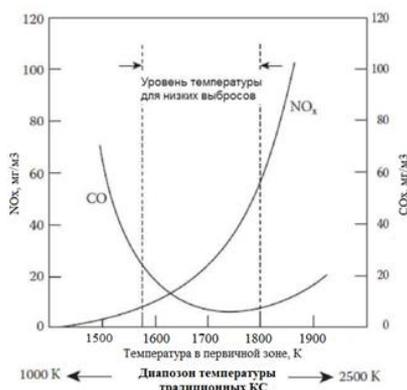


Рис. 1. Зависимость эмиссии CO_x и NO_x от температуры в первичной зоне

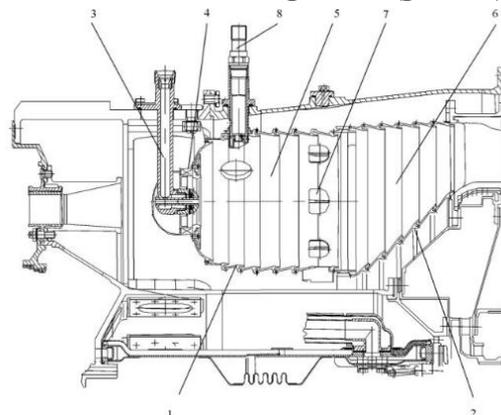


Рис. 2 - Малоэмиссионная камера сгорания на примере двигателя ПС-90ГП:

1 - жаровая труба; 2 - газосборник; 3 - форсунка; 4 - завихритель; 5 - «богатая» зона; 6 - «бедная» зона; 7 - отверстия зоны разбавления; 8 - свеча зажигания

Таким образом, для реализации приведенной технологии в целях поддержания малоэмиссионного диапазона работы ГТД необходимо находиться по коэффициенту избытка воздуха в пределах от 1,6 (отграничение эмиссии окислов азота не более 50 мг/м^3) до 1,8 (ограничение по эмиссии окислов углерода не более 100 мг/м^3), что проецируется в температуру в КС между 1700 К и 1900 К (рис. 2) [3].

В указанном диапазоне температуры, скорость образования NO_x относительно невелика, и концентрация их на выходе из малоэмиссионной камеры сгорания значительно ниже, чем при температуре классической камеры сгорания.

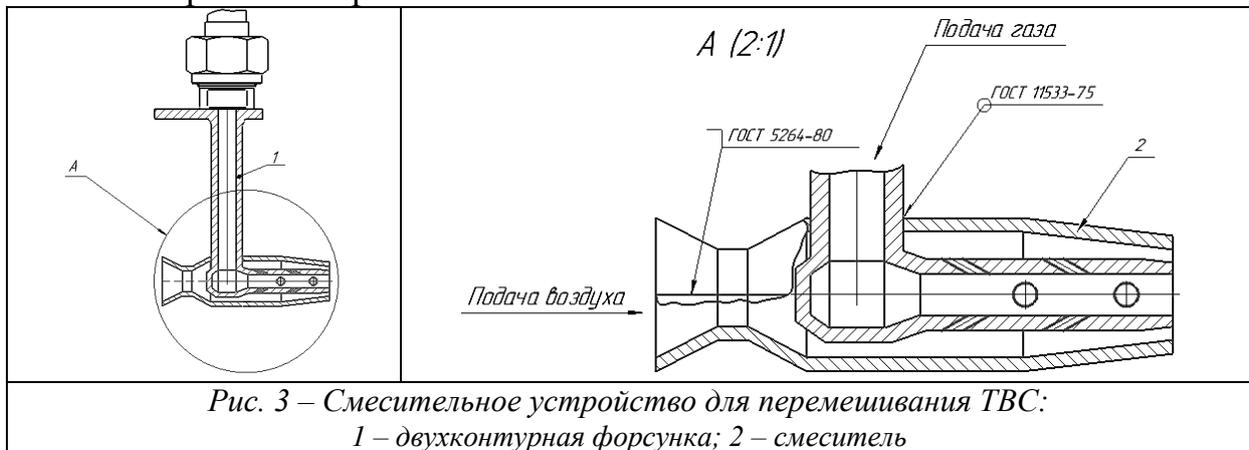
1. В зону «богатого» горения поступает около 30 % воздуха, в «бедную» зону около 70 %, в то время как в «классических» камерах сгорания распределяется 20 %/80 %. Достигнуто это было за счет постоянных отверстий вдоль жаровой трубы, для смешивания воздуха по всей длине.

2. В первичной зоне формируется горение «богатой» топливовоздушной смеси, где коэффициент избытка воздуха составляет $\alpha = 0,5 \dots 0,8$. В результате из-за недостатка свободного кислорода и невысокой температуры горения, количество оксидов азота, образующихся в ней, невелико.

Во второй зоне горения продукты неполного сгорания топлива из «богатой» зоны интенсивно смешиваются с большим количеством воздуха (зона резкого разбавления).

В зоне разбавления происходит смешивание продуктов неполного сгорания с холодным воздухом, в результате происходит понижение температуры и увеличение коэффициента избытка воздуха в смеси, поступающей в зону «бедного» горения.

Во вторичной зоне камеры сгорания происходит горение «бедной» топливной воздушной смеси, где коэффициент избытка воздуха составляет $\alpha = 2 - 3,5$ образовавшейся на выходе из зоны резкого разбавления. В этой зоне концентрация NO_x ограничивается невысокой температурой пламени и малым временем пребывания.



Для подготовки обедненной топливоздушной смеси используются специальные устройства – смесители (премиксеры), в которых происходит активное перемешивание и подача готовой ТВС в зону горения. Основной опасностью является проскок пламени в зону горения, так как если там пламя стабилизируется, происходит быстрый перегрев смесителя и соответственно уменьшение его ресурса работы [1].

С целью выполнения современных и перспективных экологических требований по эмиссии выхлопных газов ГТУ разрабатываются малоэмиссионные системы горения, обеспечивающие сжигание бедной гомогенной (предварительно хорошо перемешанной) топливоздушной смеси при температуре пламени не выше 1850К. В этом случае рабочий процесс горения реализуется, как следует из практики, в форсунке со смесителем.

Основной задачей смесителя является перемешивание топливоздушной смеси до подачи ее в зону горения. Чтобы достигнуть оптимальной полноты сгорания и закончить процесс горения без проскока пламени в газосборник или в зону смешения [2]. В результате получается, что данный смеситель работает на подобии мультифазного (струйного) насоса, где также создается направленный поток под хорошим давлением. Основным недостатком смесителя является возможность его прогорания при срыве пламени, но за счет конструкции, которая выдает направленное движение

струи топливоздушнoй смеси и относительно малoй зоны обратных токов, шанс на прогорание смесителя минимальный.

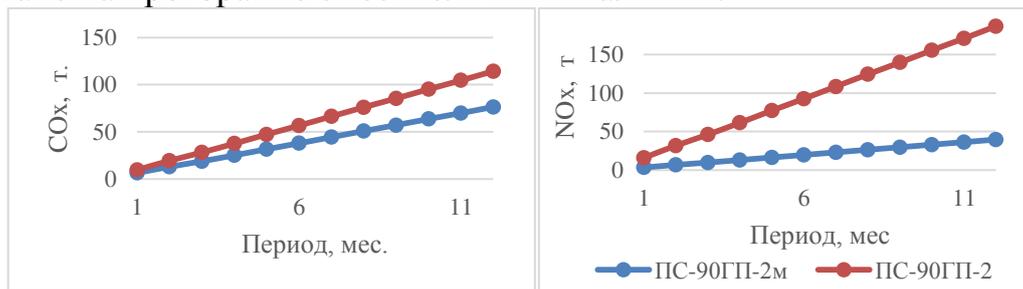


Рис. 4 – Массовый расход COx и NOx на выходе из турбины

По полученным статистическим данным можно говорить, что:

- массовое количество выбросов NOx сократилось с 187,02 до 39,68 т/год или на 174,34 т/год;
- массовое количество выбросов COx сократилось с 114,25 до 76,39 т/год или на 37,86 т/год.

Исследование и разработка малоэмиссионной камеры сгорания для газотурбинных двигателей имеет высокую актуальность в свете повышенных требований к снижению неблагоприятного воздействия на окружающую среду и необходимости повышения ресурса камер сгорания, вызванной высокими температурами в жаровой трубе [1].

В целом, исследование малоэмиссионных камер сгорания и их применение в газотурбинных двигателях, имеет важное значение для решения экологических проблем. Развитие и внедрение новых технологий в данной области являются перспективными и вносят существенный вклад в устойчивое развитие нефтегазовой отрасли.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Методы уменьшения эмиссии вредных веществ в камерах сгорания ГТД и ГТУ. / Комаров Е.М. - НП «НЭИКОН, 2018. – с. 1-21.
2. ГОСТ 28775-90. Агрегаты газоперекачивающие с газотурбинным приводом. Общие технические условия. – М.: Стандартинформ, 2005. (с дополнениями по состоянию на 06.04.2015).
3. Методика экспериментальной доводки низкочастотных камер сгорания газотурбинных установок по экологическим нормам. / Нугуманов А.Д. – ПНИПУ. Пермь, 2022. – 132 с.

УДК 622.276

ВОЗМОЖНОСТИ ИМПОРТОЗАМЕЩЕНИЯ НЕФТЕГАЗОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ ПРИ РЕАЛИЗАЦИИ ТЕМПЕРАТУРНОГО И АКУСТИЧЕСКОГО ОПТОВОЛОКОННОГО МОНИТОРИНГА СКВАЖИН

С.В. Галкин¹, д.г.-м.н., профессор, Н.Ю. Колычева², вед. инженер,
Л.Т. Колычева³, инженер.

¹ ФГАОУ ВО «Пермский национальный исследовательский политехнический университет»; ² ООО «МИП-Прогноз-РНМ»; ³ ООО «Бионорика», г. Пермь, Россия

Рассмотрены возможности использования отечественного регистратора «Горизонт» при проведении оптоволоконных исследований температурного и акустического мониторинга скважин. Применение комплексирования технологий DTS и DAS позволило по стволу газодобывающих скважин выделить интервалы фильтрации флюида. Использование комплекса «Горизонт» позволяет синхронизировать исследования методами DAS и DTS, что является его конкурентным преимуществом по сравнению с иностранными аналогами. Полученные результаты опытно-промышленных работ подтверждают, что методы акустического и температурного оптоволоконного мониторинга представляют перспективную технологию, которая может значительно улучшить эффективность и безопасность исследований скважин.

Ключевые слова: распределенное акустическое зондирование, распределенное температурное зондирование, оптическое волокно, мониторинг работы нефтяных и газовых скважин.

POSSIBILITIES OF IMPORT SUBSTITUTION OF OIL AND GAS EQUIPMENT WHEN IMPLEMENTING TEMPERATURE AND ACOUSTIC FIBER OPTIC MONITORING OF WELLS

S.V. Galkin, N.Yu. Kolycheva, L.T. Kolycheva

The possibilities of using the domestic recorder "Horizon" when conducting fiber-optic studies of temperature and acoustic monitoring of wells are considered. The use of combining DTS and DAS technologies made it possible to identify fluid filtration intervals along the trunk of gas production wells. The use of the Horizon complex makes it possible to synchronize studies using DAS and DTS methods, which is its competitive advantage compared to foreign analogues. The results of the pilot work confirm that acoustic and temperature fiber optic monitoring methods represent a promising technology that can significantly improve the efficiency and safety of well testing.

Keywords: distributed acoustic sensing, distributed temperature sensing, optical fiber, monitoring of oil and gas wells.

Оперативный контроль за состоянием скважин является ключевым при эксплуатации нефтегазовых месторождений. Эта задача наиболее достоверно решается путем непрерывного мониторинга по всей длине скважины с использованием оптоволоконных систем. Закладываемые внутри скважин оптоволоконные кабели позволяют измерять такие важные физические величины, как температура, давление, уровень жидкости, а также деформации и колебания стенок скважины. Такая информация способствует более эффективному и безопасному управлению процессами добычи нефтегазовых ресурсов. Оптоволоконные системы мониторинга позволяют в режиме реального времени контролировать и анализировать данные, а также предупреждать о возможных аварийных ситуациях или предстоящих случаях выхода оборудования из строя. В нефтегазовой отрасли на произ-

водстве наибольшее применение нашли системы оптоволоконного температурного (distributed temperature sensing - DTS) и акустического (distributed acoustic sensing - DAS) мониторинга [1, 2].

К основным достоинствам методов DTS и DAS следует отнести возможность осуществлять непрерывный мониторинг по всей длине скважины (от забоя до устья), что невозможно сделать с применением точечных датчиков. При этом оптоволоконные модификации имеют несколько более низкую чувствительность по сравнению с точечными датчиками, что делает необходимым проведение исследований в части повышения разрешающей способности методов. Причем в большей степени это относится к технологии DAS, где методические приемы по подавлению акустических шумов находятся сегодня по-прежнему в разработке.

К проблемным моментам оптоволоконных методов можно отнести меньшую скорость реакции на изменение параметров по сравнению с точечным датчиком. Это обуславливается конструкцией кабеля (оболочка, броня и т.д.) и тем, что оптоволоконный модуль находится в центре конструкции кабеля.

Технологии DTS и DAS не являются самодостаточными методами исследований. Зная только температуру и видя температурную аномалию в скважине не возможно с уверенностью сказать о ее природе. Также как, основываясь только на данных спектральной шумометрии можно лишь с большой долей приближения судить о возможных причинах нетипичных шумов. Соответственно целесообразно комплексировать результаты применения этих двух технологий.

При реализации оптоволоконных технологий в основном используют зарубежные регистраторы производства таких компаний как Schlumberger, Halliburton, Silixa. На отечественном рынке наибольшее применение в последние годы при исследованиях DTS и DAS имел регистратор Silixa Ultima. Однако в связи с санкциями иностранные компании в настоящее время прекращают технологическую поддержку своего оборудования, что в том числе, сделала компания Silixa, работающая по юрисдикцией Великобритании. Несмотря на уход иностранных компаний технологии мониторинга оптоволоконном продолжают развиваться и совершенствоваться в России, что определяет необходимость перехода на оптоволоконные регистраторы отечественного производства.

С 2021 г. в ПНИПУ проводятся научно-исследовательские работы с использованием отечественного программно-аппаратного комплекса «Горизонт» (рис. 1). Оборудование включает в себя два наземных регистрирующих блока - термометрия «Горизонт» 8-4 (DTS) и спектральная шумометрия «Горизонт» 5-Г (DAS), оптоволоконный кабель с аксессуарами и сервер с программным обеспечением для обработки и интерпретации данных с распределенных оптоволоконных датчиков.

Основные характеристики системы температурного контроля (DTS) «Горизонт» 8-4: измеряемый температурный диапазон от -200 до 600 °С

(зависит от типа кабеля); максимальная длина волоконно-оптической линии 8 км; максимальная погрешность измерений температуры ± 1 °С; чувствительность измерения 0,01 °С; интервал измерения по длине от 0,5 м; количество каналов – 4.

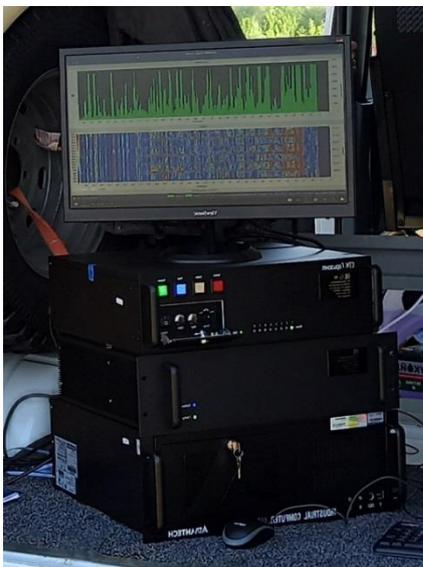


Рис. 1. программно-аппаратного комплекса «Горизонт»

Основные характеристики системы виброакустического мониторинга (DAS) «Горизонт» 5-Г: максимальная длина волоконно-оптической линии 5 км; частотный диапазон 0,001-20 кГц; интервал дискретизации 5 м; количество каналов – 1.

Следует отметить, что заявленная чувствительность в диапазоне от 0,001 до 20 кГц зависит от конструкции кабеля. Проведенные эксперименты в лабораторных условиях на геофизическом кабеле КГ 4ОВ-20-120 показали ограниченную чувствительность. Генерируемые частоты до 200 Гц и более 2500 Гц не детектируются распределенным оптоволоконным датчиком данной конструкции [3].

В 2023 г. с аппаратурой «Горизонт» по технологиям DTS и DAS проведены опытно-промышленные работы на ряде газовых эксплуатационных скважин Губкинского нефтегазоконденсатного месторождения. При исследованиях также для сравнительного анализа использовалась станция термомониторинга «Silixa Ultima». В скважину спускался бронированный грузонесущий геофизический кабель с оптоволоконным модулем (КГ 4ОВ-20-120). Определение характера насыщения пластов в скважине проводилось по комплексу стандартных методов аппаратурой импульсного нейтронного каротажа (АИНК-4350). Дополнительно проведены исследования аппаратурой «Гранит-Оникс» включающей в состав модули «К 5» и «Приток». Исследования проводились продолжительностью 1-2 часа в работающем и остановленном режимах скважины.

Во время операции спуска осуществлялась запись локальными устройствами, смонтированными на конце кабеля. По окончании операции осуществлялась запись работающей скважины, температура (DTS) и спектральный шум (DAS) по оптоволокну, находящемуся в кабеле сразу по всей длине скважины. Остановка скважины происходила при продолжающейся записи температуры и шума. Далее по регламенту продолжалась запись уже остановленной скважины и процессов происходящих внутри нее после остановки.

Применение комплексирования технологий DTS и DAS позволило по стволу газодобывающих скважин выделить интервалы фильтрации флюида. Аппаратурой «Silixa» и «Горизонт» получены близкие по форме

результаты, в обоих случаях на диаграммах отчетливо фиксируется момент остановки скважины. При этом использование отечественного комплекса «Горизонт» позволяет синхронизировать исследования методами DTS и DAS, что является его конкурентным преимуществом по сравнению с зарубежными аналогами.

Полученные результаты опытно-промышленных работ подтверждают, что методы акустического и температурного оптоволоконного мониторинга представляют перспективную технологию, которая может значительно улучшить эффективность и безопасность исследований скважин.

Исследования выполнены при поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации (проект № FSNM-2023-0005).

Работы выполнены на оборудовании Центра фильтрационно-емкостных свойств горных пород ПНИПУ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Lauber, T. Enhanced Temperature Measurement Performance: Fusing DTS and das Results / T. Lauber, G. Lees // IEEE Sensors Journal. – 2021. – Vol. 21. – No 6. – P. 7948-7953.
2. Mateeva, A. Advances in distributed acoustic sensing (DAS) for VSP / Mateeva A., Mestayer J., Cox B. et al. // SEG Technical Program Expanded Abstracts. – 2012.
3. Колычев, И.Ю. Оценка возможностей применения технологии виброакустического воздействия (DAS) при мониторинге работы нефтяных и газовых скважин / Колычев И.Ю., Денисов А.М., Белов С.В. и др. // Проблемы разработки месторождений углеводородных и рудных полезных ископаемых. – 2022. – Т. 1. – С. 250-255.

УДК 665.622.22

ПУТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПОДГОТОВКИ ГАЗА НА УРЕНГОЙСКОМ МЕСТОРОЖДЕНИИ

М.Б. Зайцев¹, Л.А. Гаврилова², доцент, канд. техн. наук

¹ООО «Газпром добыча Уренгой»,

² ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ

Рассмотрены проблемы подготовки газа на Уренгойском месторождении. Определены задачи модернизации оборудования с целью повышения качества осушки газа. В качестве объекта исследования выбран абсорбер. Определены пути модернизации конструкции абсорбционного оборудования и требования к его конструкции в условиях Уренгойского месторождения.

Ключевые слова: осушка газа, абсорбер, установки комплексной подготовки газа, модернизация.

Мировое потребление природного газа растет высокими темпами по сравнению с другими видами энергии. В эксплуатацию введены гигантские газовые и газоконденсатные месторождения с высокопроизводительными установками комплексной подготовки газа (УКПГ), расположенные в районах Крайнего Севера. К таким месторождениям необходимо отнести Уренгойское месторождение [1, 2].

Вступление Уренгойского месторождения в период падающей добычи создало определенные трудности, как в технологический, так и в производственный процесс: снижение темпов добычи газа, падение пластового давления, изношенность технологического оборудования, и, вследствие, всего этого удорожание себестоимости газа, что снижает прибыль предприятия.

В связи с тем, что имеющееся технологическое оборудование не позволяет экономно расходовать используемые в процессе осушки химреагенты, а также имеет низкую производительность и малый межремонтный период, то для повышения качества подготовки газа на месторождении требуется модернизация абсорбционной осушки газа.

Качество подготовки газа при эксплуатации УКПГ обеспечивается принятой технологией и выбранными техническими решениями по основному технологическому оборудованию. Осушка природного газа гликолями осуществляется в технологических аппаратах - абсорберах осушки газа. Оборудование входит в состав УКПГ и является ключевым в подготовке газа к транспорту, обеспечивающее требуемые показатели качества.

Абсорбер – аппарат для осушки и очистки газа от примесей с помощью жидких поглотителей.

Рассмотрим процесс абсорбционной осушки газа, основанный на избирательном поглощении влаги раствором гликоля в аппаратах колонного типа.

Определены основные показатели эффективной работы аппаратов осушки газа: глубина извлечения влаги из газа; потери диэтиленгликоля (ДЭГа) с осушенным газом; длительность межревизионного периода.

Основными факторами, влияющими на эффективность работы

технологического оборудования осушки газа, являются:

- *линейная скорость газа в аппарате*, обусловленная его диаметром, конструкцией и параметрами газа (расход, давление, температура);
- *качество работы фильтрационной части*, которое обуславливает величину потерь ДЭГ с осушенным газом и величину межревизионного периода;
- *качество работы массообменной части*, которое обуславливает глубину осушки газа и нагрузку фильтрационной части по ДЭГ;
- *качество работы сепарационной части*, которое обуславливает концентрацию воды в отработанном растворе гликоля (НДЭГ), влияющую на эффективность работы системы регенерации.

Система регенерации НДЭГ показана на рис. 1.



На УКПГ сеноманской залежи Уренгойского месторождения в эксплуатации находятся три основных аппарата осушки газа: ГП-252, ГП-365, ГП-502. Поэтому возникла необходимость провести анализ эффективности модернизации уже установленных абсорберов ГП-365, либо замены их более новыми модернизированными ГП-502 и ГП-778.

Абсорбер ГП-365. Согласно технической документации, аппарат ГП-365 должен был обеспечивать величину потерь гликоля с осушенным газом не более 10 г/1000 м³ газа. Реальные потери ДЭГ с осушенным газом из аппаратов ГП-365 (проектный вариант) были в 3-5 раз выше и аппараты требовали ревизии через полгода эксплуатации.

Для обеспечения нормальной работы оборудования по осушке газа было определено основное требование – обеспечение номинальной производительности multifunctional аппаратов с минимальными потерями ДЭГ и максимальным межревизионным периодом в условиях падения давления в аппаратах до 3,4 МПа. Это обусловлено тем, что первая

очередь дожимной компрессорной станции (ДКС) на промыслах Уренгойского месторождения размещалась на УКПГ после системы осушки газа.

Необходимо отметить, что в составе технологической линии УКПГ могут находиться как отдельно стоящие аппараты, так и все вышеперечисленные аппараты, сконструированные в одном корпусе, в многофункциональном аппарате (МФА) (рис. 2.), что нашло применение в системе осушки газа, при освоении Уренгойского газового месторождения.

Модернизация аппарата осушки газа проводилась во всех трех частях аппарата. В сепарационной части испытывались сепарационные тарелки путем замены элементов ГПР. В кубовой части испытывались разные компоновки массообменных тарелок. В секции доулавливания ДЭГ пробовали демонтировать фильтра для увеличения межремонтного периода, т.к. фильтрующий элемент требовал замены каждые 6 месяцев.

В ходе испытаний МФА были проведены расчеты коэффициента массопередачи, определено теоретическое число тарелок. Рассчитаны: количество подаваемого ДЭГ, предварительный и расчетный диаметр аппарата, высота кубовой части, общее гидравлическое сопротивление аппарата, а также произведен расчет на прочность корпуса аппарата [3].

Опыт эксплуатации и многочисленные промысловые исследования показал, что: наиболее удачной проектной схемой осушки и конструкции основного технологического оборудования на УКПГ является абсорбер ГП-778 производительностью 10 млн. м³/сут.; средние показатели имеет абсорбер ГП-502 с высокой производительностью и межремонтным периодом, а наименее удачным является абсорбер ГП-365.

В ходе испытаний и расчетов основного технологического оборудования и различных вариантов модернизированного, было установлено, что возникает потребность в замене штатного аппарата. Полученные в результате анализа данные позволяют сделать выбор в пользу модернизированных ГП-502 и ГП-778.01.

Их достоинства: коррозионностойкость; малые потери ДЭГ; хорошие показатели работы при низком давлении газа; обеспечение глубокой очистки газа; большой срок службы; увеличение межремонтного периода до 2 лет; капитальные затраты на их приобретение и установку на УКПГ незначительно больше, чем на модернизацию установленных ГП-365, а экономический эффект и эффективность их работы будут значительно выше.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ключов В.А., Щипачев В.Б., Опыт эксплуатации многофункциональных аппаратов на Уренгойском месторождении. / Обз. инф. Сер.: «Подготовка и переработка газа и газового конденсата. Вып.4. - М.: ВНИИЭГазпром, 1987 г.
2. Ланчаков Г.А., Дудов А.Н., Ставицкий В.А. Анализ работы основного технологического оборудования Уренгойского ГКМ. //Сб.: «Проблемы освоения месторождений Уренгойского комплекса». - М.: Газпром. 2000 г.
3. Чеботарев В.В. Расчеты основных технологических процессов при сборе и подготовке скважинной продукции. УГНТУ, 1995 г.

УДК 622.242.3.

МОДЕРНИЗАЦИЯ ЛОНЖЕРОНОВ ОСНОВАНИЯ ВЛБ БУРОВОЙ УСТАНОВКИ БУ 3000/200 ЭУК-1М

А.С. Сидоров, студент

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ

Рассмотрены проблемы транспортировки буровых установок. В качестве объекта исследования выбраны лонжероны основания вышечно-лебедочного блока. Предложен вариант модернизации лонжерона. Для оценки конструкции выбраны и обоснованы показатели качества. Выявлены достоинства и недостатки модернизированного лонжерона, определены пути дальнейшего его совершенствования.

Ключевые слова: буровая установка, лонжерон, основание, вышечно-лебедочный блок, конструкция, модернизация, показатели качества.

MODERNIZATION OF THE SPARS OF THE BASE OF THE TOWER AND WINCH BLOCK OF THE DRILLING RIG BU 3000/200 EUK-1M

A.S. Sidorov, student

The article discusses the problems of transportation of drilling rigs. The spars of the base of the tower and winch block were selected as the object of research. A variant of modernization of the spar is proposed. Quality indicators have been selected and justified to evaluate the design. The advantages and disadvantages of the modernized spar are revealed, and the ways of its further improvement are determined.

Keywords: drilling rig, spar, base, tower and winch block, construction, modernization, quality indicators.

Буровые компании всё чаще сталкиваются с проблемой транспортирования бурового оборудования на месторождения. В некоторых случаях доставка оборудования на место осложнена или вообще невозможна автотранспортом. Это обусловлено достаточно большими габаритными размерами модулей буровой установки. В частности с этой проблемой сталкиваются при строительстве скважины с помощью буровой установки БУ 3000/200 ЭУК-1М. В состав вышечно-лебедочного блока (ВЛБ) входят несущие рамы (лонжероны) достигающие длины 20 метров. Такое оборудование необходимо транспортировать негабаритным транспортом, что и доставляет проблемы при эксплуатации буровой установки.

Месторождения разрабатываются в отдаленных районах, зачастую транспортировка модулей буровой установки на кустовую площадку осложнена различными неблагоприятными факторами. Например, наличие труднопроходимых дорог или их отсутствие, наличие мостов через рельефную местность или реки, переправы через реки и т.д. Наряду с этим, на доставку груза негабаритным транспортом требуется специальные документы, разрешающие перевозку, а также сопровождение транспорта специальными службами. С целью исключения проблемы доставки груза негабаритным транспортом возникает необходимость модернизации лонжеронов основания ВЛБ.

Целью исследования является модернизация лонжеронов буровой установки для возможности их доставки до места эксплуатации габаритным транспортом.

В настоящее время в состав основания ВЛБ буровой установки БУ 3000/200 ЭУК-1М входят лонжероны (рис 1), состоящие из цельной сварной конструкции, представляющие собой сварные элементы: листы, двутавры, швеллеры, уголки и т.п. Назначением лонжеронов является восприятие нагрузок оборудования, расположенного на основании (вышка с кронблоком и оборудованием талевого системы, лебедка, бурильные трубы с учетом полного подсвечника, буровая площадка с размещенным на ней оборудованием, наклонная часть приемного моста, ротор, доливная емкость и т.д.)

В модернизированном варианте предлагается разбить лонжерон на три модуля: основная рама и две «консоли-кронштейны». При этом длина не должна превышать длину габаритного транспорта 13 метров.

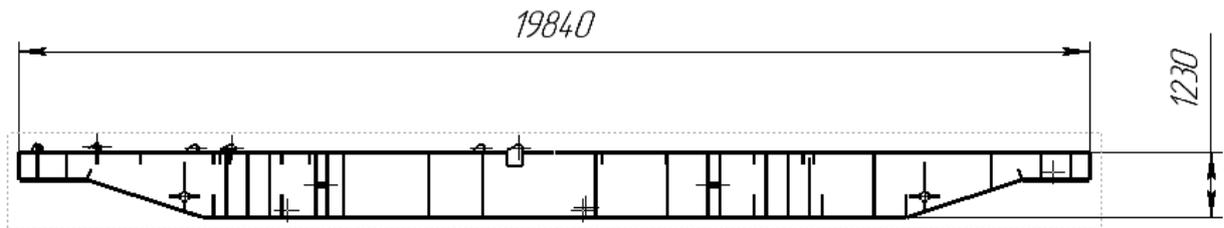


Рис 1. Рама лонжерона правого буровой установки БУ 3000/200 ЭУК-1М

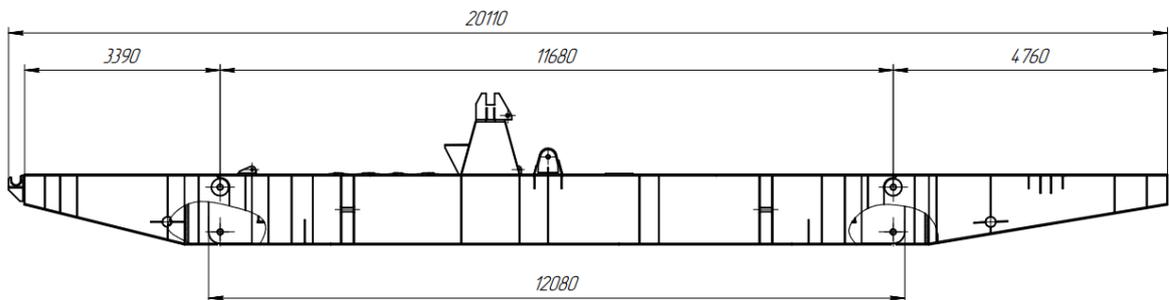


Рис 2. Модернизированный лонжерон

За основу разработки были взяты примеры разъемных лонжеронов более тяжелых буровых установок (БУ 5000/320 ЭК БМ). Для соединения консоли с лонжероном в его конструкцию внесены следующие изменения: места соединения консолей и лонжерона представляют собой проушины (рис 3), в которые вставляется стержень (палец), пересмотрены места крепления тяг ферм с лонжероном, пересмотрены места расположения ребер жесткости на консолях.

При поиске путей модернизации конструкции лонжерона использован системный подход [1, 2, 3]. Оценка эффективности разработки, определение показателей качества конструкции позволяет выявить достоинства и недостатки модернизации.

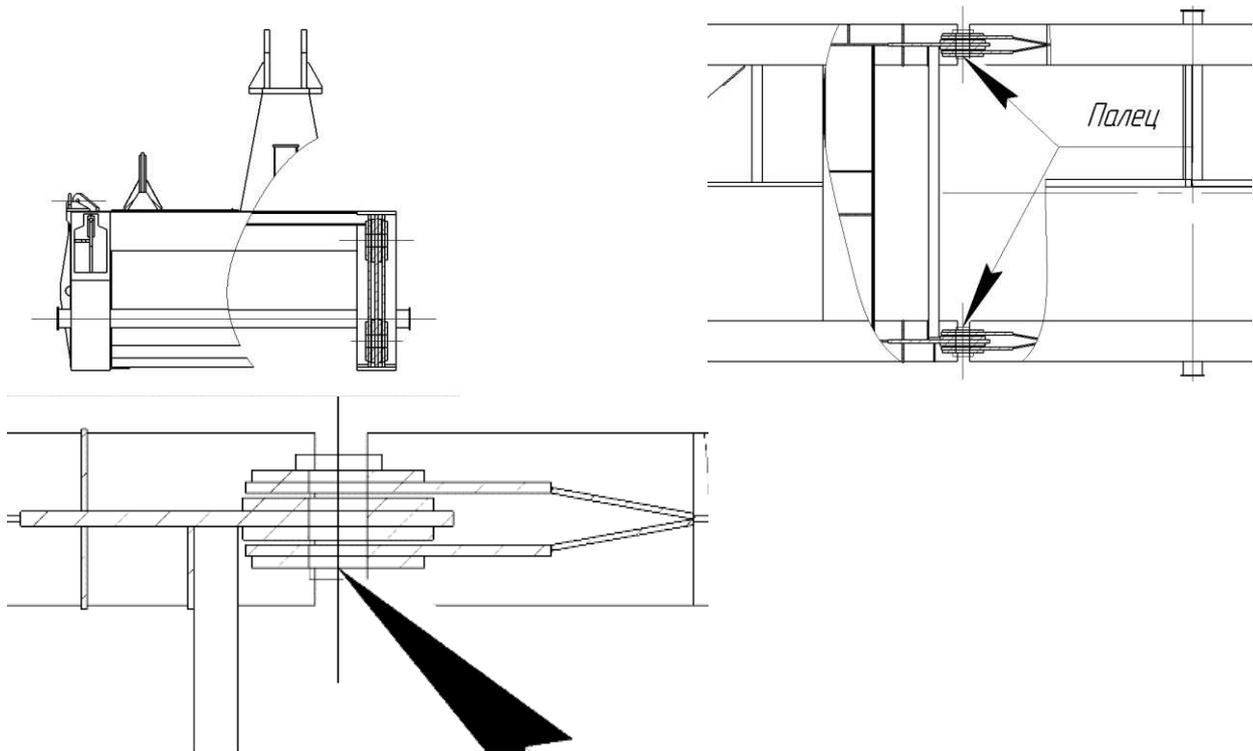


Рис 3. Место соединения консолей с рамой лонжерона

В качестве единичных показателей качества лонжеронов основания вышечного – лебедочного блока выбраны следующие [4]:

- показатели назначения: способность изделия выполнять свою функцию;
- показатели надежности: долговечность, прочность, жесткость, ремонтпригодность и сохраняемость изделия;
- технологические и технические показатели: габаритные размеры, масса изделия, трудоемкость изготовления, монтажепригодность, транспортабельность, стандартизация и унификация;
- экономические показатели: затраты на изготовление, затраты на доставку, затраты при эксплуатации изделия.

Использование технологии ранжирования позволяет определить наиболее значимые критерии показателей качества. Например, из технологических параметров можно выделить такие как: трудоемкость изготовления, монтажеспособность, транспортабельность, масса изделия. Для оценки уровня эффективности модернизации лонжеронов проведено сравнение конструкции изделия до и после модернизации. Шкала оценки: 0 - нет; 1 – возможно; 2 – да (табл. 1).

При сравнении конструкции можно сделать выводы, что модернизированный вариант имеет несколько недостатков:

- увеличивается время и трудоемкость монтажа лонжеронов;
- увеличивается трудоемкость изготовления, так как в конструкции необходимо соблюдать точность изготовления разъемных соединений;
- увеличивается масса изделия;

- повышаются затраты на изготовление, перевозку и монтаж конструкции.

Таблица 1. Оценка конструкций.

Показатели качества	До модернизации	После модернизации
Назначение	2	2
Надежность	2	2
Монтажеспособность	2	1
Трудоемкость изготовления	2	1
Транспортабельность	1 или 0	2
Экономические	2	1

Достоинством разработки является возможность доставки груза габаритным транспортом в места, где другим любым видом негабаритного транспорта это невозможно, либо влечет за собой большие расходы средств и энергии. Помимо этого, важным достоинством является возможность монтажа лонжеронов и основания буровой установки в целом без применения подъемной техники грузоподъемностью 50 т и более, что существенно влияет на экономические показатели при монтаже.

В качестве вывода исследования следует отметить, что несмотря на наличие большего числа недостатков конструкции, модернизацию целесообразно проводить буровым компаниям, сталкивающимися с проблемой транспортировки модулей ВЛБ. При проведении оптимизации конструкции возможно устранение недостатков, например, снижение массы изделия, замены материала изделия, уменьшение габаритных размеров и т.д.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Маркелов А.С., Гаврилова Л.А. Системный подход к проектированию основания буровой установки/ Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сборник трудов XVIII международной научно-технической конференции «Чтения памяти В. Р. Кубачека», проведенной в рамках Уральской горнопромышленной декады 02-03 апреля 2020 г. / Под общ. ред. Лагуновой Ю.А. – Екатеринбург: Уральский государственный горный университет, 2020. - стр.197- 200.
2. 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.
3. Гаврилова Л.А., Порожский К.П., Эпштейн В.Е. Функциональная систематизация спуско-подъемных комплексов буровых установок/ Совершенствование техники и техн. бурения скважин на тв. ПИ. Вып.19: Межвуз.науч. темат.сб. – Екатеринбург: УГГГА, 1996. – с. 51-67.
4. Гаврилова Л.А. Научно-методологические подходы к совершенствованию бурового оборудования/ Технологическое оборудование для горной и нефтяной промышленности: сборник трудов XVI международной научно-техн. конференции. Чтения памяти В.Р.Кубачека. – Екатеринбург: УГГУ, 2018. – с.176-179.

УДК 550.832

ВЫДЕЛЕНИЕ ТРЕЩИН ПО ОТРАЖЕННЫМ ВОЛНАМ СТОУНЛИ

Н.Ю. Чистяков^{1,2}, м.н.с, С.В. Белов^{1,2}, к.т.н., И.Ю. Колычев², к.т.н.

¹ ООО Предприятие "ФХС-ПНГ", г. Пермь, Россия

² ФГАОУ ВО «Пермский национальный исследовательский политехнический университет», г. Пермь, Россия

Рассмотрена возможность разделения отражений волны Стоунли от трещин и границ пластов на основе оценки знака отражений с целью определения характеристик структуры трещиноватости стенок скважины. За основу взяты данные, зарегистрированные в открытом стволе скважины акустическим прибором, генерирующим низкочастотную волну Стоунли.

Ключевые слова. Прямая волна, отраженная волна, волна Стоунли, акустический каротаж, трещиноватость, открытый ствол скважины.

IDENTIFICATION OF FRACTURE FROM REFLECTED STONELEY WAVES

N.Yu. Chistyakov, S.V. Belov, I.Yu. Kolichev

The possibility of separating the reflection of Stoneley waves from fractures and formation boundaries based on reflection marks is considered in order to determine the characteristics of the structure of fractures of wells. The basis is data recorded in an open borehole acoustic instrument generating a low-frequency Stoneley wave.

Keywords: direct wave, reflected wave, Stoneley wave, acoustic logging, fractures, open borehole.

При акустическом каротаже с монопольным источником записанный акустический волновой сигнал состоит из преломленных продольной (Р) и поперечной (S) волн, а также из волны Стоунли (St). Акустический каротаж используется для нахождения прямых первых вступлений Р-, S- и St-волн и расчета их скоростей пласте [1]. Волна Стоунли в скважине вследствие отсутствия расхождения фронта [2] может распространяться на большие расстояния и отражаться от неоднородностей, таких как границы пластов и трещины. Отраженные волны по сравнению с прямыми волнами имеют меньшую амплитуду, поэтому их трудно обнаружить на фоне головных волн, однако после затухания пакета прямых волн, отраженные волны хорошо выделяются на фоне шумов.

Показано, что отраженные волны Стоунли распространяющиеся вверх и вниз, полученные от трещин имеют одинаковую фазу сигнала, а такие же отражения от пласта в противофазы.

Рисунок 1 представляет собой волновой сигнал, полученный одним приемником от источника. Расстояние от источника до приемника постоянно и составляет 2 м, а график построен как функция положения источника. На рисунке отчетливо видны вступления прямой волны Стоунли, имеющие максимальную амплитуду. Время вступлений прямых волн изменяется незначительно.

Скважинная волна Стоунли представляет собой захваченную моду, которая распространяется только в скважине. Отражения генерируются,

когда скважинная волна Стоунли сталкивается с трещиной или значительным изменением литологии. Кажущая скорость отраженных волн Стоунли на диаграммах с постоянным удалением источника в два раза ниже скорости прямой волны Стоунли.

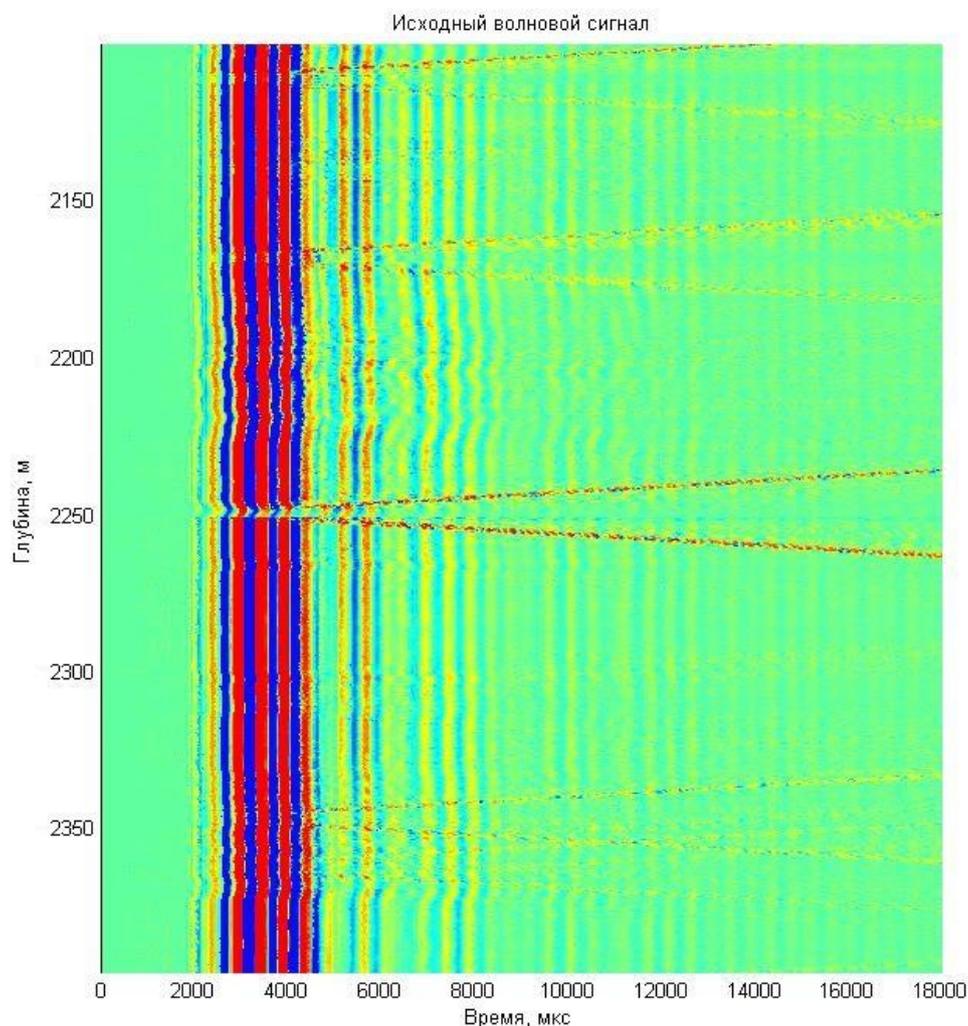


Рис. 1. Низкочастотный волновой сигнал, зарегистрированный монопольным акустическим прибором.

Таким образом, зная интервальное время волны Стоунли на каждой глубине, можно с помощью двумерного преобразования Фурье отфильтровать сигнал по кажущимся скоростям (F-K фильтрация) с необходимыми параметрами фильтра для получения отраженных волн. Для получения прямых волн, необходимо вычесть полученный отраженный волновой сигнал из исходного. На рисунке 2 показан результат фильтрации.

Для выделения отражений вверх и вниз были построены годографы вступления отраженной волны на каждой глубине по имеющемуся интервальному времени волны Стоунли. Далее мы сравнили сумму полученных отражений вверх по годографу с аналогичными результатами для отражений вниз, результат показан на рисунке 3. Отражение на глубине 2250

метров связано с напластованием, а на глубине 2270 метров связано с трещиной, что подтверждается данными микросканера. Отражения от обеих сторон трещины имеют одинаковую фазу, тогда как отражения с обеих сторон границы пластов имеют противоположные фазы. Такие характеристики позволяют отличить трещины от границы напластования по стволу скважины с использованием зарегистрированной волны.

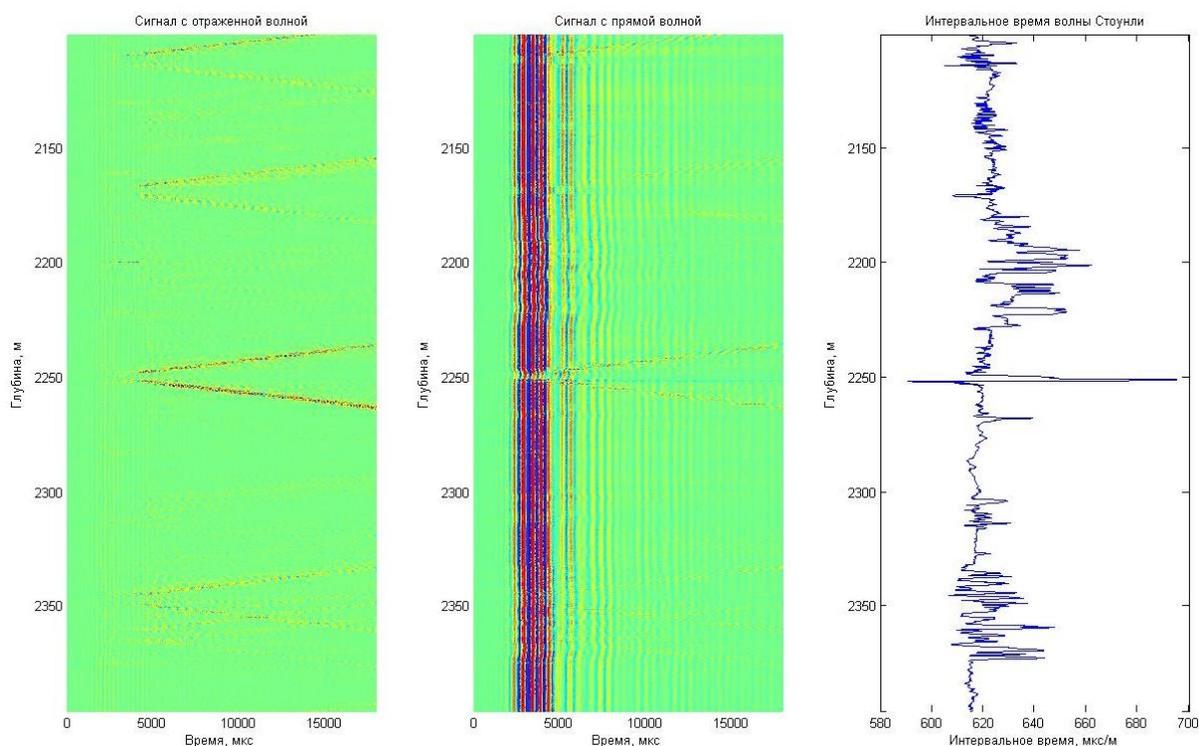


Рис. 2. Слева на право: сигнал с отраженной волной (отфильтрованный исходный волновой сигнал), сигнал с прямой волной (разность исходного волнового сигнала и сигнала с отраженной волной), интервальное время волны Стоунли.

Полученные результаты показывают, что в относительно простых условиях можно отличать отражения от трещин и отражения от напластований и, соответственно, определять апертуру трещины по отраженным волнам. Однако, остается неизученной проблема в тонкослоистых разрезах. Так же стоит отметить, что для получения качественных результатов необходимо регистрировать волновые сигналы, которые имеют достаточную длину записи после затухания прямых волн.

Исследования выполнены при поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации (проект № FSNM-2023-0005).

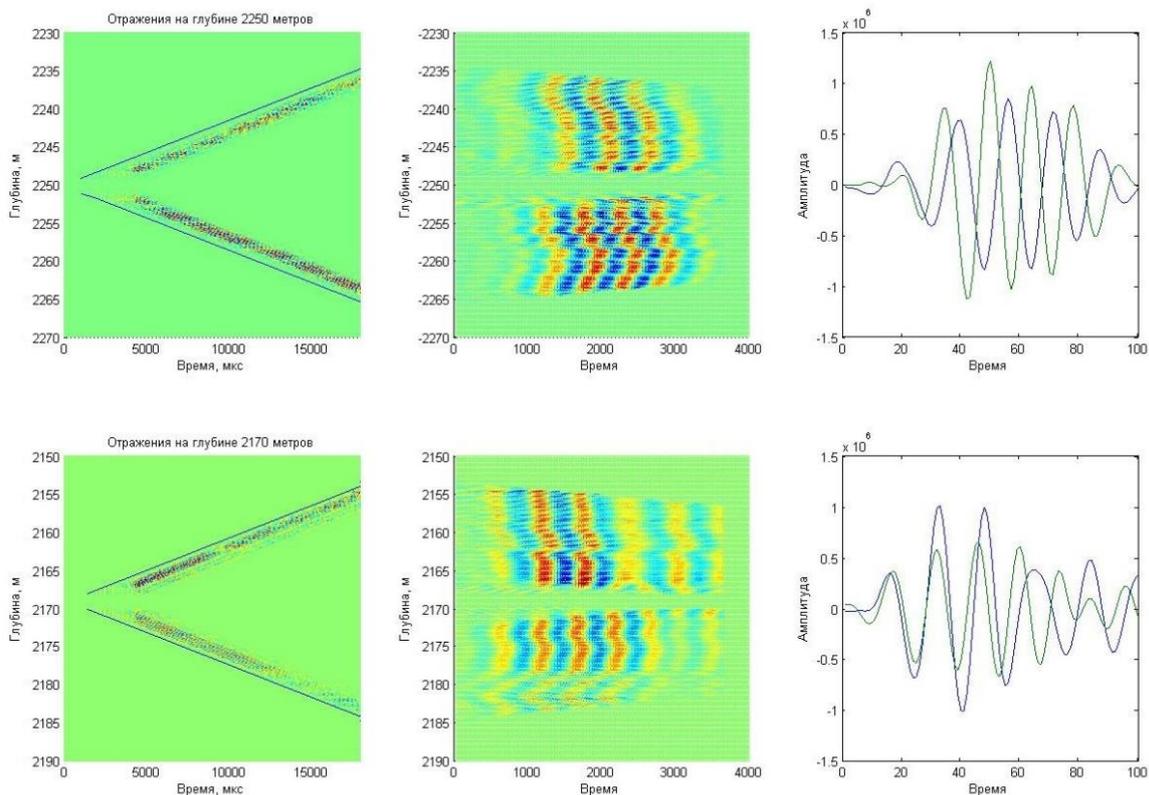


Рис. 3. Отражения на глубинах 2250 и 2170 м. Слева на право: Отраженный сигнал с наложением годографов вверх и вниз (синяя линия), отраженный сигнал, выравненный по первым вступлениям отраженной волны на каждой глубине, сравнение сумм амплитуд отражений вверх и вниз (синяя кривая – это отражения вверх, зеленая кривая – это отражения вниз).

Работы выполнены на оборудовании Центра фильтрационно-емкостных свойств горных пород ПНИПУ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Kimball, C. V., Marzetta, T. L., *Semblance processing of borehole acoustic array data* // *Geophysics* – 1984 – 49 – p. 274–281,
2. Hornby, B. *Fracture evaluation using reflected Stoneley-wave arrivals* / B. Hornby, D. Johnson, K. Winkler, R. Plumb // *Geophysics*. –1989 – 54 – 1274–1288.

УДК 622.276.53

ПЕРСПЕКТИВНЫЙ ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД ШТАНГОВЫХ СКВАЖИННЫХ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК

Д.И. Шишлянников, д.т.н., проф., **С.А. Фролов**, старший преподаватель, **В.К. Картавец**, ассистент, **Д.И. Дремина**, ассистент, **Ю.Г. Коротков**, аспирант
ФГАОУ ВО «Пермский национальный исследовательский политехнический университет», г. Пермь, Россия

Выполнен анализ достоинств и недостатков применяемых систем гидропривода штанговых скважинных насосных установок (ГП ШСНУ). Доказана актуальность задачи повышения эффективности использования насосного оборудования нефтепромыслов посредством снижения удельных энергозатрат на добычу пластовой жидкости. Предложена схема ГП ШСНУ с грузо-гидравлическим уравниванием, в которой устраняются недостатки известных приводов. Использование предлагаемого ГП ШСНУ обеспечивает бесступенчатое регулирование величины хода и частоты качаний в широких диапазонах, что позволяет применять привод с грузо-гидравлическим уравниванием на скважинах с различными горно-геологическими условиями.

Ключевые слова: штанговая скважинная насосная установка; добыча нефти; гидравлический привод; грузовое уравнивание; повышение наработки.

PERSPECTIVE HYDRAULIC DRIVE OF SUCKER ROD PUMP PLANTS

Dmitry I. Shishlyannikov, Sergei A. Frolov, Vadim K. Kartavtsev, Darya I. Dremina, Yuriy G. Korotkov

The analysis of advantages and disadvantages of the applied systems of hydraulic drive sucker rod pump plants (HP SRPP) was performed. It proves urgency of goal to improving efficiency using of pumping equipment of oil-fields through reducing unit energy-cost of fluid production. The scheme of HD SRPP with mass-hydraulic balancing is proposed, this scheme is removes the disadvantages of well-known drives of sucker rod pump plants drives. The proposed HD SRPP provides stepless regulation in a wide range of stroke size and swing frequency. This allows use the drive with mass-hydraulic balancing on wells with different geological conditions.

Keywords: sucker rod pump plant, oil production, hydraulic drive, mass balancing, increasing of operating time.

Для нефтедобывающих предприятий актуальной остаётся задача повышения эффективности использования промышленного оборудования посредством снижения удельных энергозатрат на извлечение пластовой жидкости и уменьшения материальных затрат на поддержание насосных установок в рабочем состоянии путем повышения их надежности. Решение данных задач возможно за счет совершенствования конструкций технологических машин нефтепромыслов. Тенденцией последнего времени является использование перспективного гидравлического привода штанговых скважинных насосных установок (ГП ШСНУ). Гидравлические передачи характеризуются лучшими регулировочными свойствами по сравнению с механическими трансмиссиями и, кроме того, имеют надежные устройства защиты от сверхнормативных нагрузок. Вышесказанное позволяет автоматизировать процесс нефтедобычи и осуществлять подъем пластовой жид-

кости с использованием ГП ШСНУ при оптимальных режимных параметрах работы привода [1].

Авторами разработана и запатентована схема ГП ШСНУ с грузовым уравниванием (рис. 1), состоящая из силового гидроцилиндра 1 и грузо-гидравлического аккумулятора (ГГА) 2, штоковые полости, которых соединены трубопроводом 3 и представляют собой сообщающиеся сосуды. К трубопроводу 3 через обратный клапан 4 подсоединена полость высокого давления 5 вспомогательного гидроцилиндра двустороннего действия 6. Гидравлическая жидкость подается в поршневые полости силового гидроцилиндра 1 и ГГА 2 регулируемым объемным насосом 7 из бака 8 через гидрораспределитель 9. Для очистки гидравлической жидкости предусмотрен фильтр 10. Защита объемного насоса 7 от превышения давления осуществляется посредством предохранительного клапана 11. Подача жидкости в полость высокого давления 5 и полость низкого давления 12 вспомогательного гидроцилиндра 6 осуществляется регулируемым объемным насосом 7 из бака 8 через гидрораспределитель 13. Для слива жидкости из штоковых полостей силового гидроцилиндра 1 и ГГА 2 используется гидрораспределитель 14 и дроссель 15.

Контроль давления в гидросистеме реализуется датчиками давления 16, 17, 18. Контроль числа качаний и величины перемещения штока гидроцилиндра 1 осуществляется посредством датчиков 19, сигналы с которых передаются на блок интеллектуального управления (БИУ) 20. В сливной магистрали предусмотрено переключение потока жидкости распределителем 21 на управляемый дроссель 22 для демпфирования нагрузок на завершающих участках перемещения колонны штанг [2]. Предложенный ГП ШСНУ работает следующим образом.

Гидроцилиндр 1 соединяется с колонной насосных штанг. При подъеме штока гидроцилиндра 1 в точке подвеса колонны штанг (ТПКШ) возникает нагрузка $G_{ш}$, которая уравнивается весом грузов G_a ГГА 2. Вес уравнивающего груза G_a при одинаковых конструктивных параметрах силового гидроцилиндра и ГГА, рассчитывается по формуле

$$G_a = G_{ш} + 0,5G_{ж},$$

где $G_{ш}$ – вес колонны насосных штанг в жидкости, кН; $G_{ж}$ – вес столба жидкости, кН.

Рабочая жидкость из бака 8 через фильтр 10 подается насосом 7 к гидрораспределителю 9. В случае нахождения запорного элемента гидрораспределителя 9 в нейтральном положении, рабочая жидкость подается из гидросистемы назад в бак 8 через распределитель 21. При подаче управляющего сигнала от БИУ 20 на управляющий элемент происходит переключение гидрораспределителя 9. В позиции I запорного элемента гидрораспределителя 9 рабочая жидкость подается объемным насосом 7 в поршневую полость гидроцилиндра 1. Поршень и шток гидроцилиндра 1 движутся вниз, при этом из штоковой полости гидроцилиндра 1 рабочая жидкость по трубопроводу 3 вытесняется в штоковую полость ГГА 2. Под действием

избыточного давления в штоковой полости ГГА 2 поршень и шток с грузом G_a перемещаются вверх. Таким образом, осуществляется накопление энергии для уравнивания нагрузок G_n , возникающих при подъеме колонны штанг в ТПКШ на штоке гидроцилиндра 1. Из поршневой полости ГГА 2 рабочая жидкость сливается в бак 8 через гидрораспределители 9 и 21. При приближении штока силового гидроцилиндра 1 к крайнему нижнему положению осуществляется переключение гидрораспределителя 21 посредством управляющего сигнала с БИУ 20, при этом рабочая жидкость из поршневой полости ГГА 2 начинает сливаться в бак 8 через регулируемый дроссель 22. Таким образом, на завершающей стадии опускания штока гидроцилиндра 1 осуществляется его торможение.

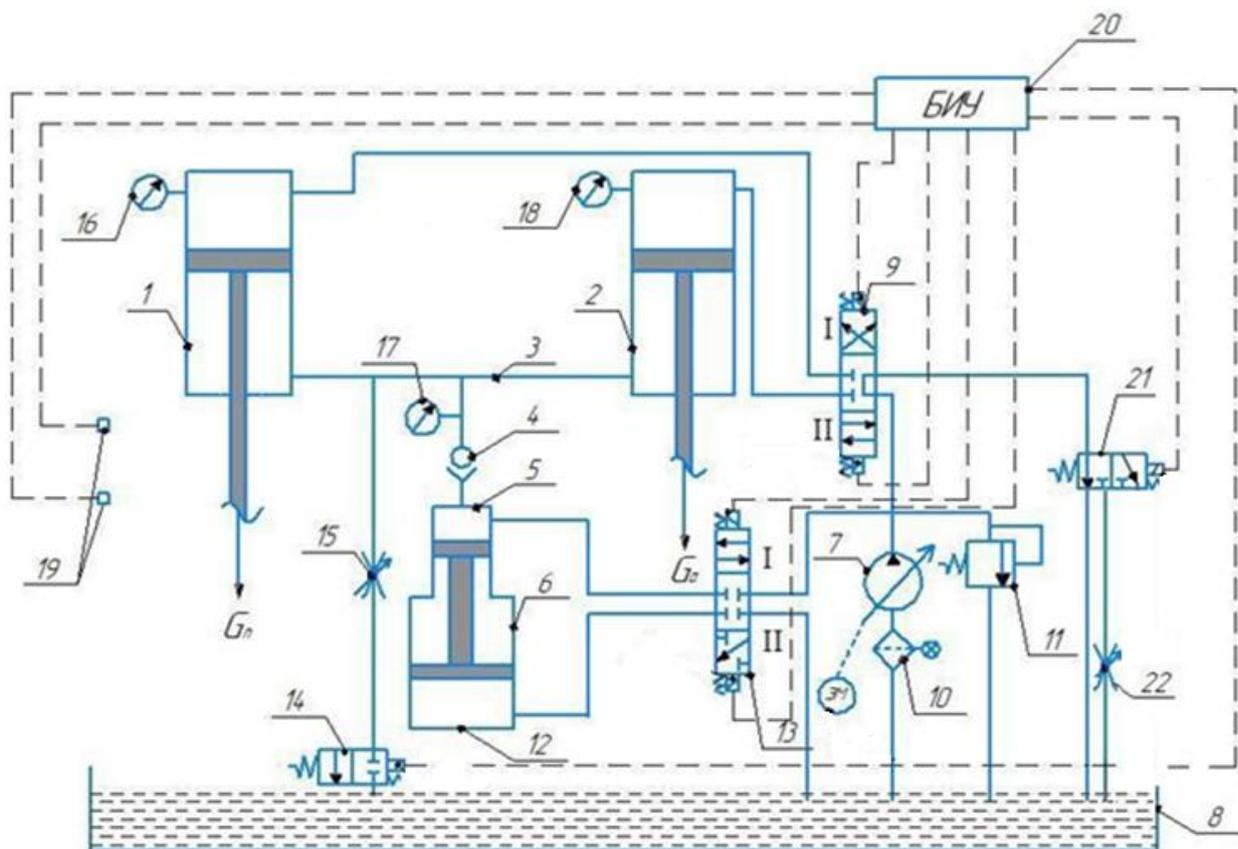


Рис. 1. Схема перспективного ГП ШСНУ с грузовым уравниванием

Переключение запорного элемента гидрораспределителя 9 в положение II осуществляется подачей сигнала от БИУ 20. При этом рабочая жидкость из бака 8 подается регулируемым объемным насосом 7 в поршневую полость ГГА 2. Под действием избыточного давления и веса груза G_a поршень и шток ГГА 2 движутся вниз, при этом рабочая жидкость вытесняется из штоковой полости ГГА 2 по трубопроводу 3 в штоковую полость гидроцилиндра 1. Таким образом, осуществляется подъем штока гидроцилиндра 1 с прикрепленными к нему колонной штанг, плунжером скважинного насоса и нефтесодержащей жидкости из скважины, вес которых формирует нагрузку G_n , уравниваемую грузом G_a .

Изменение количества возвратно-поступательных движений в единицу времени штока гидроцилиндра *1* осуществляется регулированием подачи насоса *7*. Изменение величины перемещения (длины хода) штока гидроцилиндра *1* и компенсация утечек в системе реализуется при подключении к работе вспомогательного гидроцилиндра двустороннего действия *б*. При подаче управляющего сигнала от БИУ *20* на управляющий элемент гидрораспределителя *13*, последний переключается в позицию I. Полость высокого давления *5* вспомогательного гидроцилиндра *б* соединяется с регулируемым насосом *7* и заполняется рабочей жидкостью из бака *8*. Из полости низкого давления *12* вспомогательного гидроцилиндра *б* рабочая жидкость сливается в бак *8*.

Применение описанной схемы обеспечивает уравнивание ГП ШСНУ и его энергоэффективное функционирование. Простота предложенной схемы ГП и минимизация динамических нагрузок на элементы привода позволит повысить наработку на отказ ШСНУ в целом.

Исследования выполнены при поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации (проект № ФСНМ-2023-0005).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Устинов, А. Н. Повышение эффективности гидравлических приводов штанговых скважинных насосных установок для добычи нефти / А. Н. Устинов, М. В. Тяктев, Д. И. Шишляников, М. Г. Трифанов, М. М. Тяктев, С. А. Фролов // Горное оборудование и электромеханика. – 2017. – № 7(134). – С. 26–32.
2. Патент 2779011 Российская Федерация, МПК F04В 47/04 (2006.01). Гидропривод штангового скважинного насоса: № 2021133803; заявлено 19.11.2021; опубликовано 30.08.2022 / Д. И. Шишляников, А. А. Иванченко, С. А. Фролов, В. Ю. Зверев, А. В. Николаев; заявитель ПНИПУ. Бюл. № 25. – 11 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 622.44

ПРОФИЛИРОВАНИЕ ЛОПАТОЧНЫХ ВЕНЦОВ ОСЕВОГО ВЕНТИЛЯТОРА С ПОМОЩЬЮ ГЕНЕТИЧЕСКОГО АЛГОРИТМА И API КОМПАС-3D

Э. Р. Акчурин, инженер
АО «АМЗ «Вентпром», г. Артёмовский

Показано, каким образом применение генетического алгоритма помогает решить важнейшую задачу аэродинамического расчёта осевого вентилятора – профилирование его лопаточных венцов, а также, как средства автоматизации работы в Компас-3D позволяют сократить время построения полученных венцов (для последующей проверки в программном пакете вычислительной гидродинамики) до считанных секунд. Как следствие, мы приближаемся к почти полной автоматизации аэродинамического расчёта, а у инженера-расчётчика освобождается время для решения более творческих задач.

Ключевые слова: аэродинамический расчёт, осевой вентилятор, профилирование лопаточных венцов, плоская решётка профилей, генетический алгоритм, автоматизация, API Компас-3D.

AXIAL FAN BLADE ROWS DESIGN USING GENETIC ALGORITHM AND KOMPAS-3D API

E. R. Akchurin

It is shown how the use of a genetic algorithm helps to solve the most important task of aerodynamic design and analysis of an axial fan, namely its blade rows design, as well as how Kompas-3D automation tools can reduce the CAD-construction time of the obtained blade rows to a few seconds (for further verification in the CFD software package). As a result, we are approaching almost full automation of aerodynamic design and analysis, and the engineer has free time to solve more creative tasks.

Keywords: aerodynamic design and analysis, axial fan, blade rows design, two-dimensional cascade of blades, genetic algorithm, automation, Kompas-3D API.

Профилирование лопаточных венцов осевого вентилятора (ОВ) – это определение их геометрии, позволяющей реализовать требуемый режим работы при наименьших потерях энергии, т.е. с наибольшим КПД. Профилирование является, наверное, самой трудной задачей, решаемой при аэродинамическом расчёте нового вентилятора [1]. Существуют различные методы профилирования лопаточных венцов. В данной работе рассматривается метод, основанный на использовании суммарных теоретических характеристик плоских решёток профилей, обтекаемых идеальным потоком несжимаемой жидкости, и применении обобщённых экспериментальных данных, по которым, в частности, определяются поправки на вязкость и потери давления в лопаточных венцах ОВ [2].

Переходя к описанию нашего метода, отметим сначала следующее. Предположим, что нам дана аэродинамическая схема некоторого ОВ и поставлена задача быстро получить приблизительную аэродинамическую характеристику этого вентилятора - зависимость его давления, мощности и КПД от расхода - при расчётном угле установки лопаток рабочего колеса и расчётном числе оборотов двигателя. Другими словами, нужно быстро рассчитать основную рабочую ветвь характеристики. Для этого можно бы-

ло бы воспользоваться 3D-методами вычислительной гидродинамики (CFD), но такой путь, как правило, весьма затратен – и по времени, и по вычислительным ресурсам. Другой подход состоит в том, чтобы понизить размерность задачи, сведя её к более простой. Например, можно рассчитать аэродинамическую характеристику ОВ в так называемом среднем сечении, рассматривая вместо трёхмерного лопаточного венца плоскую решётку профилей, получающуюся развёрткой на плоскость его «средней» круговой решётки [1]. Эта последняя задача решается разными методами, в том числе с помощью упомянутых выше теоретических характеристик, с соответствующим учётом вязкости и потерь. Таким образом, зная геометрические параметры $\{g_i\}$ плоских решёток профилей лопаточных венцов в среднем сечении, а также внутренний d и внешний D диаметры проточной части ОВ и число оборотов n двигателя, мы можем быстро (в пределах секунды или чуть дольше, в отличие от затратных по времени CFD-методов) получить основную рабочую ветвь аэродинамической характеристики. Попутно мы найдём значение максимального КПД данного ОВ – КПД_0 . Выразим это последнее утверждение формально, определив функцию:

$$F(D, d, n, \{g_i\}) = \text{КПД}_0. \quad (1)$$

Теперь посмотрим на этот результат, имея в виду задачу профилирования лопаточных венцов нового, неизвестного пока нам, ОВ. Итак, пусть искомый ОВ должен эффективно работать в режиме (Q, P_V) , где Q ($\text{м}^3/\text{с}$) – подача или расход в сети, P_V (Па) – сопротивление сети, которое этот ОВ должен преодолевать. «Эффективно» в данном случае означает «с максимально возможным КПД». Обладая «быстрой» функцией (1), определённой на известном нам ограниченном множестве, можно попытаться найти оптимальную геометрию требуемого ОВ в среднем сечении и оптимальные значения D , d и n , путём разумного перебора значений аргумента $(D, d, n, \{g_i\})$ функции F , стремясь найти глобальный максимум. Этот перебор может быть обеспечен генетическим алгоритмом (ГА) [3].

Кратко опишем применяемый нами ГА. Рассматривается ограниченная популяция, состоящая из особей вида $(D, d, n, \{g_i\})$, где D , d , n , $\{g_i\}$ – это гены особи. Стартував с некоторым начальным состоянием, эта популяция эволюционирует, стремясь глобально максимизировать целевую функцию F , т.е., в данном случае, КПД_0 . Поколение за поколением, популяция проходит этапы отбора (при котором часть особей уничтожается), скрещивания и мутации, законы которых устанавливаются инженером, решающим задачу; он же устанавливает размер популяции, число поколений и выбирает целевую функцию.

На самом деле, при решении задач профилирования, функцию (1) требуется обобщать тем или иным образом. Обобщение может быть связано с тем, что необходимо учесть некоторые условия связи, которым должны удовлетворять компоненты аргумента функции F , т.е. гены особи, для того чтобы в итоге получилась действительно хорошая профилировка. Поэтому, целевая функция может выглядеть, например, так:

$$F(D, d, n, \{g_i\}) = k_0 * \text{КПД}_0 - \sum_j k_j (f_j(D, d, n, \{g_i\}) - f_j^0)^2. \quad (2)$$

Здесь $k_j > 0$ – весовые коэффициенты, f_j – некоторые функции, f_j^0 – заданные в начале расчёта константы. Кроме (2), возможны и другие варианты функции F . Вообще, когда мы применяем генетические алгоритмы, выбор представления для особи (или структуры особи), назначение законов эволюции и определение целевой функции – всё это является творческим моментом и представляет определённые трудности.

Наш ГА был сначала проверен на наборе известных тестовых функций [4], а затем применён к целевой функции F . Выбор именно ГА в качестве алгоритма поиска глобального экстремума был связан с тем, что генетические алгоритмы, при соответствующей их настройке, умеют «выбираться» из локальных экстремумов, с ними интересно работать и у них широкая область применимости.

После нахождения с помощью ГА профилировки для среднего сечения ОВ (в виде массива числовых данных), мы можем «продолжить» её на другие сечения посредством применения тех же теоретических характеристик плоских решёток профилей, а также обобщений экспериментальных данных, но уже без использования ГА.

В итоге, обладая полной профилировкой лопаточных венцов в табличном виде, можно «вручную», сечение за сечением, построить 3D-модели лопаток и соответствующих венцов в доступной нам САПР, чтобы затем перейти к проверке получившейся модели ОВ в одном из пакетов вычислительной гидродинамики (CFX, FlowVision, NUMECA и т.п.). Однако, желательно автоматизировать эту рутинную процедуру и строить 3D-модели используя средства автоматизации САПР, если они имеются. Например, Компас-3D предоставляет доступ к своим внутренним структурам и методам посредством API (Application Programming Interface) [5], что позволяет выполнять действия в среде Компаса с помощью программного кода. Благодаря этому, построения, для которых в ручном режиме требовались часы, проводятся за считанные секунды.

Итак, применение генетического алгоритма и API Компас-3D позволяет значительно автоматизировать решение задачи профилирования лопаточных венцов осевого вентилятора. Это приводит к существенной экономии времени расчётчика, особенно в случае превращения решения этой задачи в итерационную процедуру. Для ещё большей автоматизации профилирования представляется возможным использование обученной нейронной сети, например, при задании диапазонов изменения «генов» и определении других параметров перед запуском расчёта [6]. При этом, разумеется, важной остаётся роль инженера – как контролёра хода решения задачи и субъекта, проводящего итоговое испытание реальной модели вентилятора в аэродинамической лаборатории.

Список литературы

1. Брусиловский И. В. Аэродинамический расчёт осевых вентиляторов. – М. Машиностроение, 1986. – 288 с.
2. Брусиловский И. В. Аэродинамика и акустика осевых вентиляторов // Труды ЦАГИ, Выпуск 2650. – М., Издательский отдел ЦАГИ, 2004. – 276 с.
3. Спицын В. Г., Цой Ю. Р. Применение генетического алгоритма для решения задач оптимизации. - Томск, 2007. – 27 с.
4. Сергиенко А. Б. Тестовые функции для глобальной оптимизации. V.1.32. – Красноярск, 2015. – 112 с.
5. <https://kompas.ru/publications/video/news/2021-09-api-kak-rasshirit-vozmozhnosti-kompas-3d-inzhenernaya-praktika-2021-chast-11/> (д/о : 27.01.2024 г.)
6. Брутян М. А., Вышинский В. В., Ляпунов С. В. Основы дозвуковой аэродинамики / ЦАГИ им. профессора Н. Е. Жуковского. – М.: Наука, 2021. – 269 с.

УДК 622.277:621.927

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА

В. С. Шестаков¹, проф., **П. Г. Безкоровайный**^{1,2}, асп., ст. преп., **И.В. Телиман**², доц.
¹ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ
²НАО «Карагандинский технический университет имени Абылкаса Сагинова», 100027, Казахстан, г. Караганда, пр. Н.Назарбаева,56.

Цель работы – совершенствование рабочего оборудования гидравлического. Предложена схема рабочего оборудования, отличающаяся от ныне выпускаемых применением вместо гидроцилиндров поворота стрелы напорного механизма, расположенного на надстройке, от которого усилие на стрелу передается напорной балкой. Такая схема дает возможность уменьшить опрокидывающий момент от рабочего оборудования, перераспределить силовые потоки на стрелу, уменьшить массу рабочего оборудования. Уменьшение массы позволит, при сохранение опрокидывающего момента таким же, как у базовой машины ЭГ-110 с традиционной схемой, увеличить вместимость ковша и тем самым производительность экскаватора. Результаты исследований показана возможность увеличения производительности на 6 %.

Ключевые слова: гидравлический экскаватор, стрела, рукоять, ковши, напорная штанга, гидроцилиндр, усилие.

IMPROVING WORK EQUIPMENT HYDRAULIC EXCAVATOR

V. S. Shestakov, P. G. Bezkorovayny, I.V. Teliman

The purpose of the work is to improve hydraulic working equipment. A scheme of working equipment has been proposed, which differs from those currently produced by using, instead of hydraulic cylinders for turning the boom, a pressure mechanism located on the superstructure, from which the force is transmitted to the boom by a pressure beam. This scheme makes it possible to reduce the overturning moment from the working equipment, redistribute power flows to the boom, and reduce the weight of the working equipment. Reducing the weight will allow, while maintaining the tipping moment the same as that of the basic EG-110 machine with a traditional design, to increase the capacity of the bucket and thereby the productivity of the excavator. The research results show the possibility of increasing productivity by 6%.

Keywords: hydraulic excavator, boom, handle, bucket, pressure rod, hydraulic cylinder, force.

Анализу существующих схем и определению параметров рабочего оборудованию посвящено большое число исследований. Авторами в [1-7] рассмотрены конструкции и приведен порядок определения параметров для гидравлических экскаваторов. Указанные исследования рассматривают традиционные схемы рабочего оборудования, включающие гидроцилиндры поворота стрелы, рукояти и ковша.

В [8, 9] приведено описание нового конструктивного исполнения рабочего оборудования рабочего оборудования и методика определения параметров. Удержание и перемещение стрелы обеспечивается напорным механизмом через балку, гидроцилиндры поворота стрелы исключаются.

Рабочее оборудование экскаватора (рис. 1) включает стрелу 1, рукоять 2, напорную штангу 3, установленную в седловом подшипнике 4 на двуногой стойке и шарнирно соединенную с верхней частью стрелы 1, ковш 5, гидроцилиндры поворота рукояти 6 и поворота ковша 7.

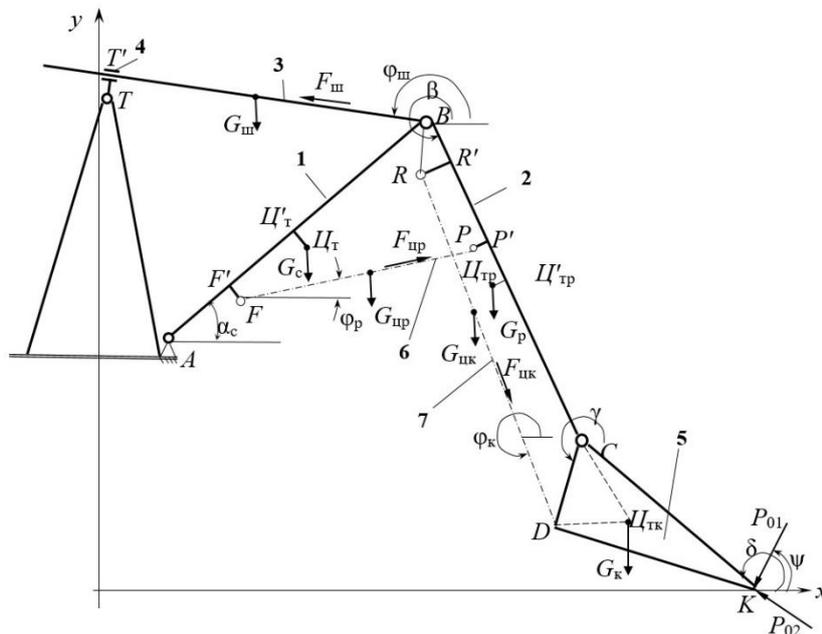


Рисунок 1 - Схема рабочего оборудования с напорной штангой:

$A, T, E, F, P, R, B, C, D$ – шарниры; K – зуб ковша; KCD – схема профиля ковша; CB – рукоять; AB – стрела; TB – расстояние от оси седлового подшипника до шарнира B ; FP, RD – гидроцилиндры поворота рукояти и ковша; $G_c, G_p, G_k, G_{цр}, G_{цк}, G_{ш}$ – силы тяжести стрелы, рукояти, ковша, гидроцилиндров рукояти, ковша, напорной штанги; $Ц'_т, Ц_{тр}, Ц'_{тк}$ – центр тяжести стрелы, рукояти и ковша; $\alpha_c, \beta, \gamma, \delta, \varphi_p, \varphi_k, \varphi_{ш}$ – углы наклона к горизонту стрелы, рукояти, ковша, цилиндров рукояти, ковша, напорной штанги; ψ – угол наклона траектории копания к горизонту

Решено было применить зубчато-реечную напорную штангу, а не гидроцилиндр ввиду значительного расстояния между головой стрелы и надстройкой. Гидроцилиндр такого размера будет очень массивным, он будет увеличивать опрокидывающий момент, действующий на поворотную часть, и момент инерции поворотной части. Все это снизит эффективность предлагаемой схемы рабочего оборудования. Штанга работает от рабочих нагрузок только на растяжение-сжатие, сечение будет сравни-

тельно небольшим, масса значительно меньше массы гидроцилиндра. Штанга может перемещаться напорным механизмом зубчато-реечным или канатным с приводом от гидромотора, можно использовать также и гидроцилиндр. Располагается механизм на надстройке на оси вращения, поэтому опрокидывающий момент от напорного механизма и момент инерции поворотной части будут значительно меньшими по сравнению с базовой моделью, включающий гидроцилиндр стрелы, вынесенный на большое расстояние от оси вращения. Конструкции зубчато-реечных и канатных напорных механизмов применяются на канатных карьерных экскаваторах, они надежны и не усложняют кинематическую схему. Уменьшение опрокидывающего момента позволяет увеличить вместимость ковша при сохранении такого же, как на базовой метели, коэффициента устойчивости.

Для предлагаемой конструкции рабочего оборудования проведены исследования по поиску рациональных параметров с применением системы *APM WinMachine*. Критерием принята масса рабочего оборудования при ограничениях – обеспечение прочности и долговечности.

Наиболее явный путь повышения эффективности это снижение масс стрелы и рукояти по сравнению с базовой моделью и за счет этого увеличение вместимости ковша при условии сохранения постоянным опрокидывающего момента относительно ходового оборудования. Увеличение вместимости ковша приведет к увеличению производительности при сохранении расхода энергии на совершение рабочего процесса.

Исследования по поиску оптимального решения выполнялись при тех же нагрузках, что и базовой модели экскаватора ЭГ-110 с ковшом $5,5 \text{ м}^3$, при усилии на зубьях ковша 400 кН (рис. 2).

Листовые элементы стрелы и рукояти реализованы пластинчатой конструкцией, втулки, используемые для соединений элементов между собой объемными элементами, а оси - стержневыми.

Расчетная модель конструкции стрелы (рис. 3) составлена по чертежам принятой для исследований базовой модели экскаватора ЭГ-110.



Рисунок 2 – Экскаватор ЭГ-110

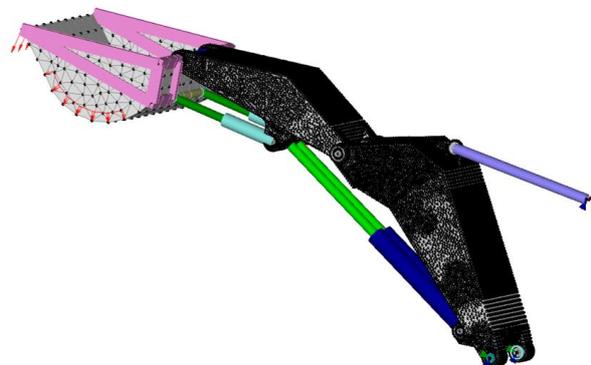


Рисунок 3 – Модель конструкции

Закрепление установлено на оси пяты стрелы и на напорную штангу. Выполнен расчет напряжений, анализ полученных расчетных значений показал, что верхние и вертикальные листы стрелы и рукояти толщиной 20

мм имеют «излишние» запасы прочности, напряжение в них не превышает 40 МПа. Выполнены расчеты при изменении листов базовой конструкции на меньше толщины. Для стрелы применены: нижние, верхние листы 10 мм (базовая 20), средние вертикальные продольные листы 40 мм (базовая 60), поперечные листы и трубы (за исключением передней трубы) 10 мм (базовая 20), передняя труба 25 (базовая 20). Для рукояти: нижние, верхние листы, продольные вертикальные листы (за исключением средних) 10 мм (базовая 20), участки среднего продольного листа 40 (базовая 80) и 20 мм, поперечные листы и трубы 10 мм (базовая 20).

Результаты расчета при измененных толщинах листов приведены в виде карты напряжений на рис. 4.

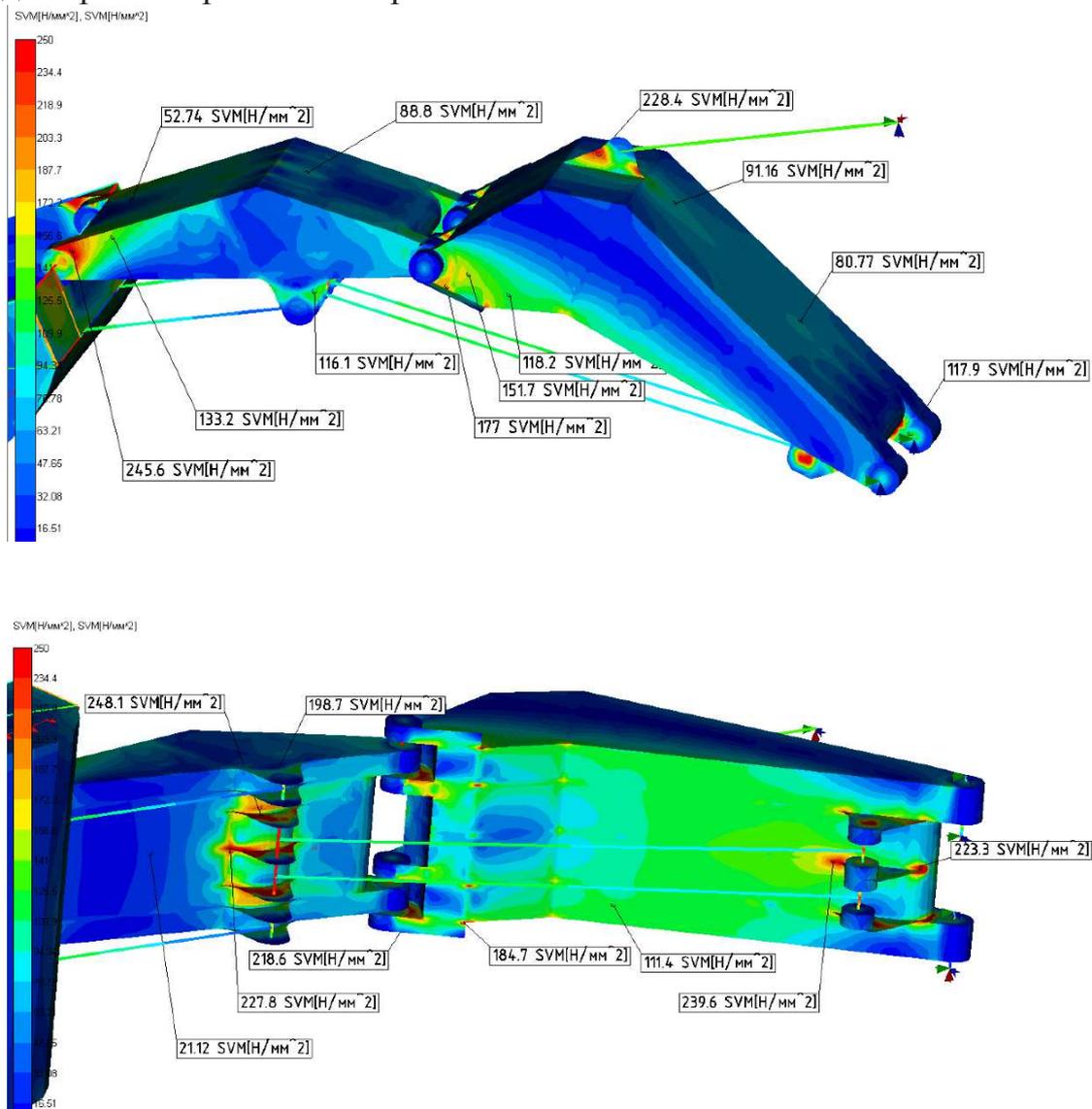


Рисунок 4 – Карта напряжений для стрелы и рукоятки

Суммарная масса стрелы, рукоятки, гидроцилиндров и напорной штанги 7291 кг, у базовой конструкции 12463 кг.

Таким образом, в предлагаемой конструкции рабочего оборудования при задании указанных сечений элементов произойдет уменьшение массы

на 5 т. При таком уменьшении можно уменьшить массу противовеса, что за счет снижения момента инерции поворотной части позволит сократить время цикла или, оставив массу противовеса неизменной увеличить вместимость ковша до величины, чтобы опрокидывающий момент стал равным опрокидываемому моменту базовой модели.

Расчетами получено, что вместимость ковша с $5,5 \text{ м}^3$ базовой модели может быть увеличен до $5,84 \text{ м}^3$, т.е. на 6 %, соответственно на столько же увеличится производительность экскаватора.

Заключение. Исследованиями выявлены «излишние» запасы прочности базовой модели и предложен вариант с уменьшением сечений элементов стрелы и рукояти, за счет чего производительность, по сравнению с базовой моделью экскаватором ЭГ-110, увеличится на 6 %.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Машины для земляных работ: Учеб. для вузов /Д.П. Волков, В.Я. Крикун, П.Я. Тотолин и др.; Под ред. Д.П. Волкова. – Машиностроение, 1992. – 448 с.: ил.
2. Комиссаров А.П., Лагунова Ю.А., Шестаков В.С. Проектирование карьерных экскаваторов. М.: Инновационное машиностроение, 2017. 228 с.
3. Побегайло П.А. Мощные одноковшовые гидравлические экскаваторы: Выбор основных геометрических параметров рабочего оборудования на ранних стадиях проектирования. – М.: ЛЕНАНД, 2014. 296 с.
4. Побегайло П. А. Создание методологии автоматизированного проектирования горных и строительных роботов-манипуляторов (на примере одноковшовых гидравлических экскаваторов) / Аналитическая механика, устойчивость и управление: труды XI Международной Четаевской конференции. Т. 4. Секция 4. Компьютерные технологии в науке, образовании, управлении производством. Казань, 13—17 июня 2017 г. — Казань: КНИТУ-КАИ, 2017. — С. 168—177
5. Geu Flores F., Kecskemethy A., Pottker A. Workspace analysis and maximal force calculation of a face-shovel excavator using kinematical transformers. 12th IFToMM World Congress, Besancon, June 18-21, 2007. 6 p.
6. Bradley D.A. Artificial intelligence in the control and operation of construction plant the autonomous robot excavator / D.A. Bradley, D.W. Seward, J.E. Mann, M.R. Goodwin // Automation in Construction.– Vol. 2(3), 1993. P. 217 - 228.
7. Gruening G.T., Kunze G., Katterfeld A. Simulating the working process construction machines // In: Bulk Solids Europe 2010. Glasgow, Scotland, 2010, 10 p.
8. Безкоровайный П.Г. Комиссаров А.П., Шестаков В.С. Рабочее оборудование экскаватора // Патент на изобретение № RU 2 772 037 C1 E02F 3/30 (2006.01)// Патентообладатель: ФГБОУ «Уральский государственный горный университет». Заявка № 2021122144, дата регистрации в Государственном реестре изобретений РФ 16.05.2021, опубл. 16.05.2022 Бюл. № 14
9. Безкоровайный П. Г. Определение рациональных параметров рабочего оборудования гидравлического экскаватора с напорным звеном / П. Г. Безкоровайный, В. С. Шестаков // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. – 2023. – № 1. – С. 25-35. – DOI 10.21440/0536-1028-2023-1-25-35. – EDN HMXSFD.

УДК 622.232

ОПТИМИЗАЦИЯ СТРЕЛЫ ДРАГЛАЙНА

С. Ю. Брозовский¹, зам. гл. конструктора, В. С. Шестаков², проф.

¹ ОАО «Трансмаш», г. Екатеринбург

² Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург

В статье рассмотрена методика оптимизации параметров стрелы экскаватора-драглайна. Методика основана на применении системы APM WinMachine для расчета напряжений и подбора сечений, исключая «излишние» запасы прочности. Исследования выполнены для стрелы экскаватора драглайна ЭШ-10.70, спроектированной конструкторским отделом АО «ЭКГСервис» г. Челябинск. По результатам расчетов напряжений базовой модели выявлена возможность уменьшения толщины труб поясов верхней секции с 8 мм до 5 мм и за счет этого снижения массы стрелы на 3,7 т при сохранении напряжений ниже допустимых.

Ключевые слова: экскаватор, драглайн, усилие, рабочее оборудование, стрела, модель.

DRAGLINE BOOM OPTIMIZATION

S.Yu. Brozovsky, V.S. Shestakov

The article discusses a method for optimizing the parameters of a dragline excavator boom. The technique is based on the use of the APM WinMachine system for calculating stresses and selecting sections that exclude “excessive” safety margins. The research was carried out for the ESH-10.70 dragline excavator boom, designed by the design department of EKGService JSC, Chelyabinsk. Based on the results of calculations of the stresses of the base model, the possibility of reducing the thickness of the pipes of the upper section chords from 8 mm to 5 mm was identified and, due to this, reducing the mass of the boom by 3.7 tons while maintaining the stresses below the permissible ones.

Keywords: excavator, dragline, force, working equipment, boom, model

При конструировании стрел драглайнов проводят структурную и параметрическую оптимизацию. При структурной оптимизации выбирается «наилучший» тип стрелы (трехгранная, ферменная, комбинированная [1]), а при параметрической определяются значения параметров (сечений элементов, расположение стоек, раскосов и др.), обеспечивающих для каждого типа стрелы наилучшего значения критерия оптимизации. В качестве критерия чаще всего используют массу.

Одно из возможных направлений снижения массы стрелы драглайна - применение ее элементов без излишних запасов прочности. Для решения этой задачи необходимо точно определить значения напряжений во всех элементах стрелы, и подобрать такие сечения этих элементов, чтобы расчетное напряжение было близко к допустимому напряжению. Расчет напряжений выполняется по действующим усилиям.

При проектировании металлоконструкций со сложным нагружением, анализ напряженно-деформированного состояния может быть проведен только на основании решения краевых задач, учитывающих различные нелинейные деформации и свойства материала. Такие задачи решаются с использованием метода конечных элементов (МКЭ) в программных системах на ЭВМ.

В нашей стране разработана система *APM WinMachine*, ее структурный модуль *APM WinStructure3D* (модуль имеет сертификат соответствия

№ РОСС RU.СП 15.Н00086 - система сертификации ГОСТ Р Госстандарт России) предназначен для комплексного анализа трехмерных конструкций, состоящих из совокупности стержневых, пластинчатых и объемных элементов.

Пример использования *APM WinStructure3D* для параметрической оптимизации рассмотрен на примере стрелы длиной 70 м экскаватора драглайна ЭШ-10.70, спроектированной конструкторским отделом АО «ЭКГСервис» г. Челябинск (рис. 1, а). Стрела изготовлена для замены базовой модели стрелы, исчерпавшей свой ресурс и не подлежащей восстановлению. При предпроектных исследованиях проанализирован опыт эксплуатации, обработаны предложения по изменению конструкции. На базовой модели лестницы для обслуживания располагались на одной стороне стрелы, что усложняло обслуживание. В спроектированной стреле лестницы установлены и на левой стороне, а также улучшены конструкции как лестниц, так и площадок пилонов и площадок обслуживания головных блоков. Внесенные изменения привели к увеличению массы стрелы на 2 т.

Разработанная для расчета напряжений модель конструкции стрелы приведена на рис. 1, б).

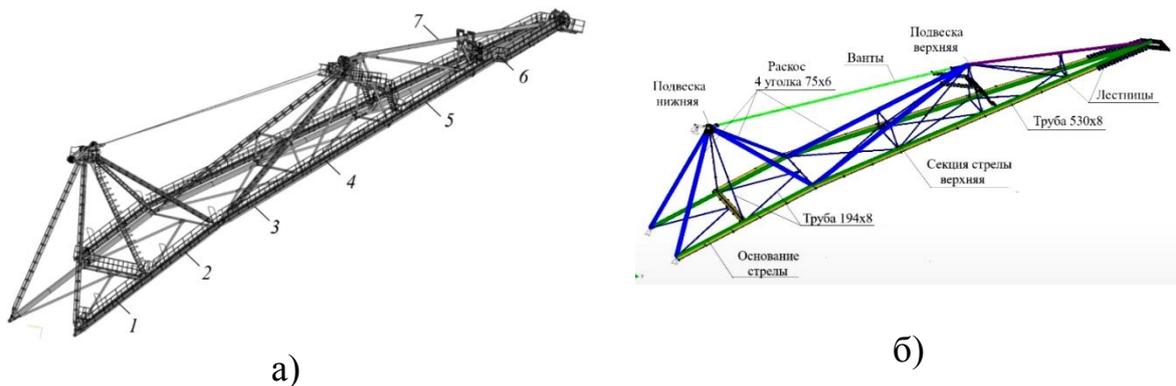


Рис. 1. Объемная модель (а) и модель стрелы конструкции (б) ЭШ-10.70

Предварительно выполнены расчеты усилий в подъемных канатах при положении ковша на границе зоны растяжки. Расчет выполнен при силе тяжести груженого ковша 300 кН, при разгоне платформы с ускорением $0,03 \text{ с}^{-2}$, угловой скорости поворота $0,18 \text{ рад/с}$, стопорных усилиях подъема 490 кН и тяги 588 кН. Подъемные канаты огибают головные блоки, поэтому определены равнодействующие усилий в канатах и их проекции для задания в модель нагружения $F_{\text{пу}}=860,3 \text{ кН}$, $F_{\text{пз}}=454 \text{ кН}$.

Наряду с усилиями от подъемных канатов в модель нагружения включены инерционные и центробежные силы на стрелу от поворотного движения при разгоне (торможение) платформы с ускорением $0,03 \text{ с}^{-2}$ и движения с угловой скоростью $0,18 \text{ рад/с}$, а также учтено ветровое давление по 5-му ветровому району.

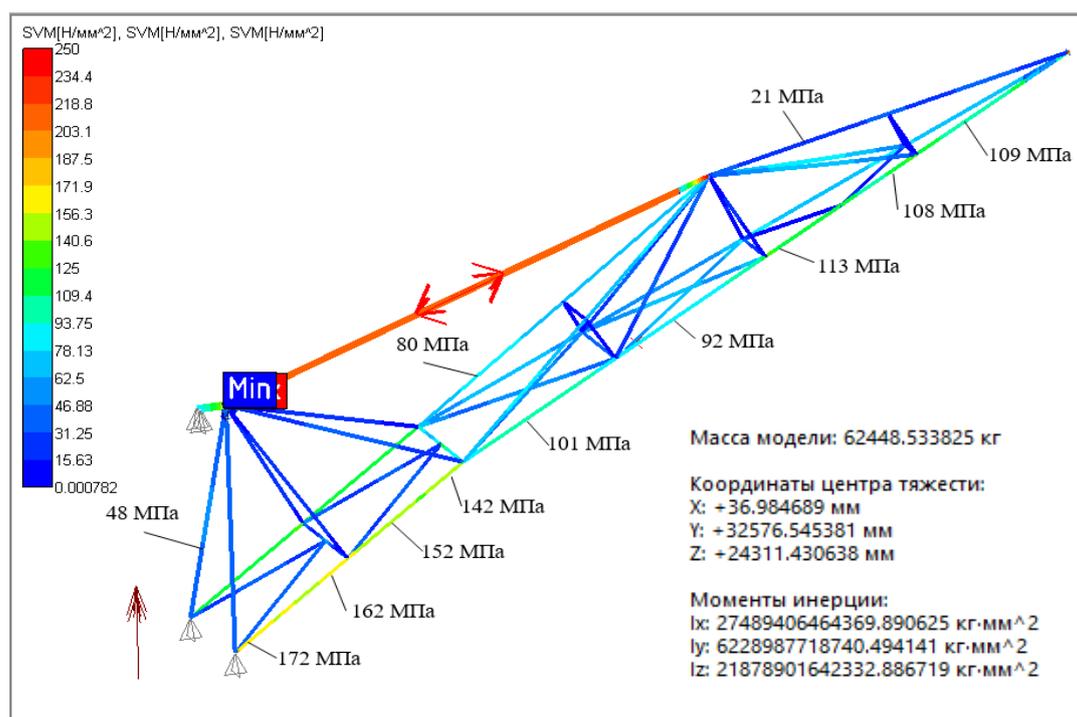


Рис. 2. Карта напряжений стрелы базовой конструкции

Результаты расчета напряжений базовой модели (рис. 1,б) приведены на рис. 2 при положении коша на границе зоны растяжки максимально приближенном к пяте стрелы.

Правый пояс секций стрелы имеет большее напряжение, по сравнению с левым по рис. 2, это объясняется действием инерционных сил от поворотного движения и действием ветрового давления.

Анализ результатов расчета напряжений показал, что нижние пояса верхней секции (4,5,6 по рис. 1,а) имеют расчетное напряжение всего лишь 113 МПа, что характеризует «излишний» запас прочности, поэтому выполнены расчеты при уменьшении толщины труб с 8 до 5 мм. Результаты приведены на рис. 3.

Выводы. Расчетами доказана возможность уменьшения сечения труб верхней секции при обеспечении условия прочности. Это обеспечит уменьшения массы стрелы на 3,7 т.

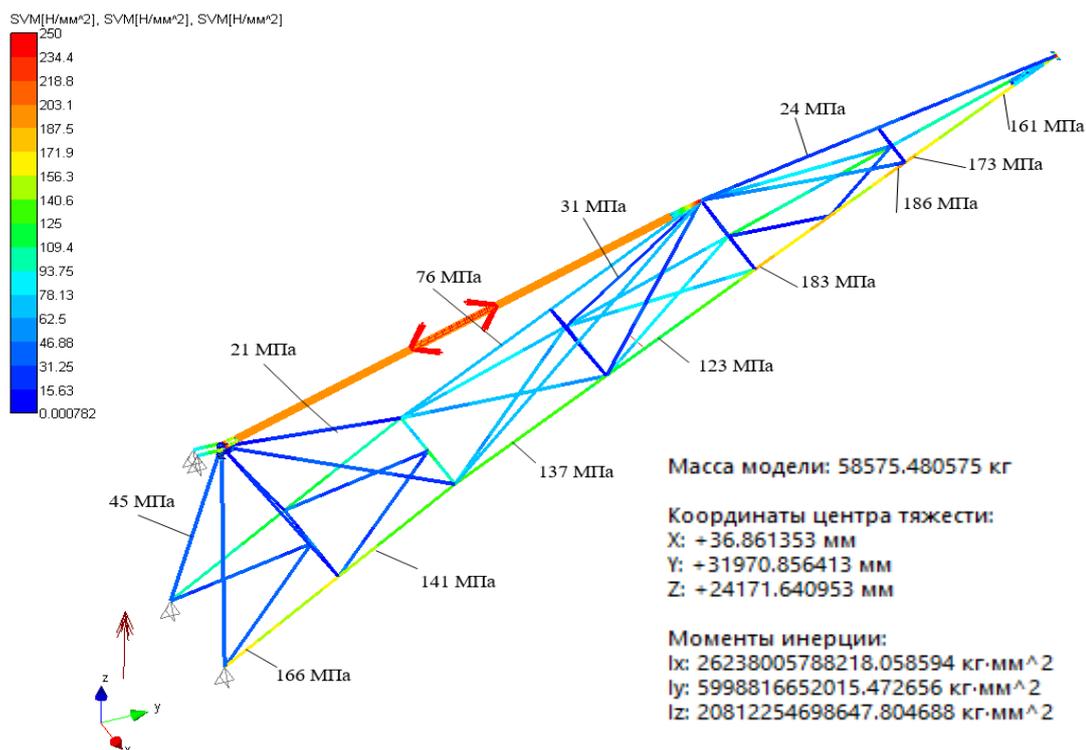


Рис. 3. Карта напряжений при уменьшении сечений поясов верхней секции

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.

УДК 622.271.4; 62-567

ИССЛЕДОВАНИЕ УПРУГО-ДЕМПФИРУЮЩЕГО УСТРОЙСТВА С РЫЧАЖНЫМ МЕХАНИЗМОМ В ПРИВОДЕ ПОДЪЕМА КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА

И.В. Зырянов¹, проф., А.А. Иов², инж., И.А. Иов³, канд. техн. наук,
Е.С. Долгих³, канд. техн. наук

¹Политехнический институт (филиал) СВФУ, г. Мирный, Россия

²ООО «СЛСи-Джи Эйч», г. Москва, Россия

³Иркутский национальный исследовательский технический университет,
г. Иркутск, Россия

Предложена новая схема установки упруго-демпфирующего устройства в приводе подъема карьерного экскаватора с применением рычажного механизма передачи усилия. Определены кинематическая и динамическая передаточные функции для предлагаемой конструктивной схемы, которая позволяет естественным образом ограничивать максимальные нагрузки, передаваемые на устройство. Приведены результаты экспериментальных исследований, подтверждающие эффективность предлагаемого технического решения.

Ключевые слова: динамические нагрузки, упруго-демпфирующее устройство, рычажный механизм, экспериментальная установка.

RESEARCH OF AN ELASTIC-DAMPING DEVICE WITH A LEVER MECHANISM IN THE HOISTING DRIVE OF A MINING EXCAVATOR

I.V. Zyryanov, A.A. Iov, I.A. Iov, E.S. Dolgih

A new scheme for installing an elastic-damping device in the hoisting drive of a mining excavator using a lever mechanism for transmitting force is proposed. Kinematic and dynamic transfer functions for the proposed design scheme are determined, which allows one to naturally limit the maximum loads transmitted to the device. The results of experimental studies confirming the effectiveness of the proposed technical solution are presented.

Keywords: dynamic load, elastic-damping device, lever mechanism, structural scheme, experimental unit.

Введение. Динамический характер нагружения главных приводов карьерных экскаваторов приводит к ускоренному накоплению усталостных повреждений в металлоконструкциях рабочего оборудования и внезапным отказам при аварийных перегрузках [1,2]. Одним из эффективных путей повышения показателей надежности рабочего оборудования экскаваторов является ограничение действующих нагрузок за счет изменения жесткостных и диссипативных свойств главных механизмов, что достигается применением в их конструкции упруго-демпфирующих устройств (УДУ) [3]. Известные конструктивные схемы рабочего оборудования с УДУ имеют ряд недостатков, связанных со сложностью технического обслуживания и трудностью реализации упругого режима работы во всем диапазоне изменения нагрузок, что указывает на необходимость дальнейшего поиска новых технических решений.

В настоящей работе приводятся результаты исследования конструкции УДУ в механизме подъема карьерного экскаватора, когда взаимодействие

между канатом и УДУ осуществляется через рычажный механизм передачи усилия, расположенный на стреле у головных блоков.

Объектом исследования является макет механизма подъема карьерного экскаватора, оснащенный электроприводом постоянного тока с цифровой системой управления и состоящий из редукторов, навивочного барабана, каната с набором пружин и перемещаемого груза. В конструкции макета применяется рычажный механизм передачи усилия на УДУ (рис. 1), который устанавливается под струну каната и крепится к стреле с помощью вращающегося шарнирного соединения.

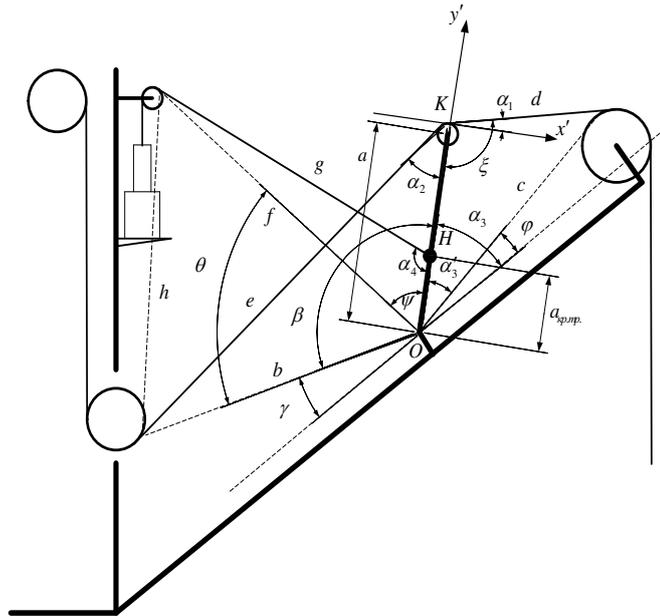


Рис. 1. Макет механизма подъема карьерного экскаватора с упруго-демпфирующим устройством

В предлагаемой конструкции (рис. 1), усилие, передаваемое со стороны подъемного каната на УДУ, зависит от длины рычага a , расстояния от оси вращения рычага до точки крепления каната $a_{кр.тр.}$, угла отклонения каната УДУ от плоскости рычага α_4 , и углов набегающей α_1 и сбегающей α_2 ветвей подъемного каната, огибающих блок.

Значения длины g , e , d , и углы α_4 и ψ изменяются в функции пути Δx УДУ и определяются через геометрические параметры экспериментальной установки на основе теоремы косинусов

$$\psi_{нач} = 180^\circ - \alpha_{3,нач} - \theta - \gamma, \quad g_{нач} = \sqrt{f^2 + a_{кр.тр.}^2 - 2af \cos(\psi_{нач})},$$

$$\psi = \arccos \left[\frac{f^2 + a_{кр.тр.}^2 - (g_{нач} + \Delta x_{уду})^2}{2fa_{кр.тр.}} \right], \quad \alpha_4 = \arccos \left[\frac{(g_{нач} + \Delta x_{уду})^2 - a_{кр.тр.}^2 - f^2}{2(g_{нач} + \Delta x_{уду})a_{кр.тр.}} \right].$$

Углы α_1 и α_2 набегающей и сбегающей ветвей каната являются функциями изменения длины ветвей $e(\Delta x)$ и $d(\Delta x)$ от хода УДУ и вычисляются по зависимостям

$$\alpha_1 = \arccos \left[\frac{a^2 + d^2(\Delta x) - c^2}{2ad(\Delta x)} \right] - \frac{\pi}{2} \text{ и } \alpha_2 = \arccos \left[\frac{e^2(\Delta x) + a^2 - b^2}{2ae(\Delta x)} \right],$$

в которых $\omega_{const} = \pi - \gamma - \theta - \varphi$, $d(\Delta x) = \sqrt{a^2 + c^2 - 2ac \cos(\omega_{const} - \psi^{var})}$,
 $e(\Delta x) = \sqrt{b^2 + a^2 - 2ab \cos(\theta + \psi^{var})}$.

Путь ΔL , пройденный канатом при перемещении УДУ, зависит от приращения набегающей $d(\Delta x)$ и сбегающей $e(\Delta x)$ ветвей при движении рычага по окружности относительно точки О

$$\Delta L = (e_{нач} + d_{нач}) - [e(\Delta x) + d(\Delta x)],$$

где $d_{нач}$ и $e_{нач}$ длины набегающей и сбегающей ветвей каната при начальном положении рычага.

На основе полученных выше соотношений запишем динамическую (силовую) и кинематическую передаточную функции [4,5] рычажного механизма

$$F_{УДУ} = F_K \frac{a}{a_{кр.мп.}} \frac{(\cos \alpha_1 - \sin \alpha_2)}{\sin \alpha_4} \text{ и } v_{УДУ} = v_K \frac{a_{кр.мп.}}{a} \frac{\sin \alpha_4}{(\cos \alpha_1 - \sin \alpha_2)}.$$

Для оценки эффективности предлагаемой конструктивной схемы УДУ была проведена серия экспериментов, в которых рассматривались типовые режимы пуска и стопорения механизма с исходной и предлагаемой кинематической схемой. Параметры жесткости и демпфирования УДУ определялись на основе корневых методов [6] по заданной форме переходного процесса усилия в канате. Осциллограммы переходных процессов упругого момента в канате – 1, рабочего органа (груза) – 2 и скорости навивочного барабана – 3 представлены на рис. 2.

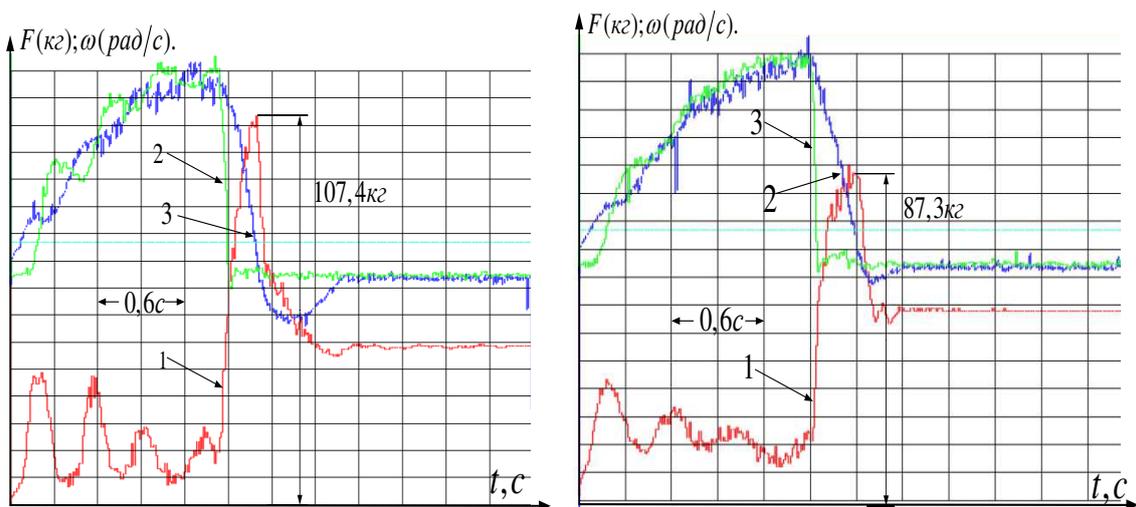


Рис. 2. Осциллограммы переходных процессов в экспериментальной установке: исходной (слева) и оснащённой УДУ (справа)

Анализ осциллограмм показывает существенное возрастание демпфирующей способности механизма подъёма, оснащенного УДУ. Амплитудные значения усилия в канате при пуске снижаются, в среднем, на 10-12%, при стопорении – на 17-19%. Установлено, что эффективность демпфиро-

вания зависит от параметров кинематической и динамической передаточных функций, которые изменяются по нелинейному закону и обеспечивают естественное ограничение максимального усилия, передаваемого на УДУ со стороны подъемного каната.

Заключение

Предложен оригинальный способ установки упруго-демпфирующего устройства в механизме подъема карьерного экскаватора с применением рычажного механизма. Построены планы сил и скоростей механизма передачи усилия на демпфирующее устройство и получены динамическая и кинематическая передаточные функции. Проведены экспериментальные исследования предлагаемой конструкции механизма подъема экскаватора, доказавшие эффективность применяемых технических решений. Установлено, что нелинейный закон изменения силовой передаточной функции позволяет естественным образом ограничивать максимальное усилие, передаваемое на демпфирующее устройство.

Список литературы.

1. Махно Д.Е. Хладноломкость и хладнотойкость металлоконструкций горных машин в условиях Севера./ Д. Е. Махно, А. И. Шадрин, А. Н. Авдеев, А. П. Макаров. - Иркутск: Изд-во ИрГТУ. 2010. 232 с.
2. Москвичев, В. В. Оценка показателей эксплуатационной надежности карьерных канатных экскаваторов / В. В. Москвичев, М. А. Ковалев // Транспортные системы и технологии. – 2020. – Т. 6, № 4. – С. 25-44. – DOI 10.17816/transsyst20206425-44.
3. Губенко А.А., Свиначук В.П. Обзор и анализ параметров конструкций упруго-демпфирующих устройств // Научный вестник МГТУ. выпуск 1. — М.: 2011. С. 9-19.
4. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1988. 455 с.
5. Комиссаров А. П., Лагунова Ю. А., Набиуллин Р. Ш., Хорошавин С. А. Цифровая модель процесса экскавации горных пород рабочим оборудованием карьерного экскаватора // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2022. – № 4. –С. 156–168. DOI: 10.25018/0236_1493_2022_4_0_156.
6. Определение параметров упругодемпфирующих устройств в механизмах карьерных экскаваторов / И. А. Иов, Н. К. Кузнецов, Е. С. Долгих, А. А. Иов // Устойчивое развитие горных территорий. – 2023. – Т. 15, № 3(57). – С. 798-805. – DOI 10.21177/1998-4502-2023-15-3-798-805.

УДК 622.331:504

МОДЕЛИРОВАНИЕ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ НА ОСНОВЕ ПРЕДЕЛЬНЫХ ИНВАРИАНТОВ ДИСТОРТНОСТИ

Б.Ф. Зюзин, д.т.н., профессор, зав. кафедрой, **А.И. Жигульская**, к.т.н., доцент,
А.С. Оганесян, аспирант
Тверской государственной технической университет,

Предложена обобщенная таблица предельных инвариантов дистортности для оценки напряженно-деформированных состояний в задачах контактного взаимодействия.

Ключевые слова: контактное взаимодействие, предельные инварианты дистортности.

MODELING OF CONTACT INTERACTION BASED ON THE LIMITING INVARIANTS OF DISTORTION

B.F. Zyuzin, A.I. Zhigulskay, A.S. Oganessian

A generalized table of limit invariants of distortion is proposed for estimating stress-strain states in problems of contact interaction.

Keywords: contact interaction, limiting invariants of distortion.

Древнегреческий мыслитель – Платон еще 2400 лет назад считал, что «непрерывные геометрические пропорции являются самыми мудрыми космическими соединениями ...».

В работах [1 – 7] изложены основные положения теории предельных состояний в природных системах. При этом рассматривается новая парадигма научного познания, обусловленная наличием особой вероятностно-статистической вне пространственно-временной закономерности функционирования различных структурных систем (в том числе искусственного интеллекта) в их предельных состояниях, связанных с максимальной скоростью (плотностью) изменения энтропии.

Эта закономерность проявляется как свойство дистортности.

Дистортность представляется, как универсальный метод оценки инвариантов предельных состояний в природных средах и в системах искусственного интеллекта, который проявляется, как универсальное знание.

Систематизация обширных научных данных, проявляющихся в различных природных процессах позволяет предложить универсальную классификацию (нормирование) предельной асимптотики нелинейных процессов, соответствующую предельным состояниям природных систем в критических точках среды в напряженно-деформированном поле «покоя», «предельного цикла», «скольжения», «золотого сечения», «качения» и «верчения», с физической точки зрения аналогичной изменениям условий контактного взаимодействия структурных образований с позиций их внутреннего сцепления и трения с учетом закона Кулона-Мора [8 – 12].

Основными напряженно-деформированными инвариантами предельных состояний согласно предложенной классификации [2] являются:

- **покой** – материал не испытывает никаких внешних воздействий, основной классификационный параметр НДС равен $\Pi_{K(H)}=0$;
- **предельный цикл** – соответствует условию пластичности Треска при $\Pi_{K(H)}=1/2$, преобладают упругие обратимые деформации, проявляется максимальное значение эквивалентного сцепления материала;
- **скольжение** – соответствует условию пластичности Мизеса или началу возникновения пластических необратимых деформаций, $\Pi_{K(H)}=1/\sqrt{3}$;
- **золотое сечение** – область предельной неоднородности отношений главных напряжений σ_2/σ_1 , σ_3/σ_1 , возникающих в структуре материала, $\Pi_{K(H)}=2/\pi$;
- **качение** – переход к нестационарному режиму развития пластических деформаций, $\Pi_{K(H)}=1/\sqrt{2}$;
- **верчение** – область абсолютной текучести, $\Pi_{K(H)}=1$.

Оценка предельной асимптотики нелинейных процессов определяет ряд показателей (табл. 1), которые наряду с параметром состояния $\Pi_{K(H)}$ могут использоваться (и уже использовались в отдельных случаях) для упорядочения напряженно-деформированных явлений в природных системах.

Таблица 1. Параметры квантования НДС

Определяющие параметры	Обозначение	Область естествознания
Параметр эллиптичности	$\Pi_{K(H)}$	Геометрия
Скоростной параметр	$\lambda=V_0/V_n$	Кинематика
Прогиб балки	H	Физика
Кривизна (<i>гауссовская</i>) эллипса	K_2	Математика
Частота энцефалограмм	f_3	Биология
Показатель пластичности	P_0/C_3	Механика грунтов
Показатель степени переработки	λ_0	Механика
Уровень нелинейности	X_A	Дистортность

Определяющим при этом является принятый параметр состояния структурной системы $\Pi_{K(H)}$. Он представлен в виде инварианта, что открывает возможность применения его в различных объектах природных систем (табл. 2).

Выбор классификационных качественных уровней НДС произведен в соответствии с рядом имеющихся фактов наличия предельных состояний, фазовых переходов и природных образований, которые уже объективно установлены и используются в отдельных областях естествознания.

Теория дистортности в настоящее время реализуется как возможность в следующих сферах познания: математика и геометрия, физика, естествознание, природопользование, механика грунтов и горных пород, геология, пищевая промышленность, экономика и менеджмент, триболо-

гия, эзотерика, горное дело, техника и технология, музыка, физиология и медицина, биология и химия, педагогика, философия, экология, архитектура и строительство, искусство, космология, теория сложности, комплексная безопасность, качество образования и др.

Таблица 2. Классификация предельных инвариантов дистортности

Параметры и инварианты	Напряженно-деформированные состояния структурной системы						
	Покой	Предельный цикл	Скольжение	Золотое сечение	Качение	Верчение	
b	0	0,20	0,25	0,30	0,333	0,5	
a	1	0,80	0,75	0,70	0,666	0,5	
$b : a$	0:100	20:80	25:75	30:70	333:666	50:50	
$П_{К(Л)} = b/a$	0	1/4	1/3	$\sqrt{2} - 1$	1/2	1	
$П_{К(Н)} = n/m = \arctg \beta$	0	1/2	$1/\sqrt{3}$	$2/\pi$	$1/\sqrt{2}$	1	
β°	0	26,56	30	32,48	35,26	45	
γ°	90	63,44	60	57,5	54,74	45	
$\varphi^\circ = \gamma^\circ - \beta^\circ$	90	36,8	30	23	19,47	0	
X_A	0	0,333	0,366	0,389	0,414	0,5	
N	→	6,77	6	5,54	5,1	4	
L	→	6770	6000	5540	5100	4000	
$T \rightarrow \max$	0	0,24	0,216	0,183	0,157	0	
$C_0 \rightarrow \max$	0	0,150	0,144	0,131	0,117	0	
$C_0 K_P \rightarrow \max$	0	0,120	0,125	0,120	0,111	0	
$K_P \rightarrow \max$	0	0,150	0,166	0,171	0,166	0	
$W_x \rightarrow \max$	0	←	0,5	←	0,513	0,471	
Коэффициент Пуассона, μ		0	0,2	0,25	0,3	0,333	0,5
В механике – законы:		Треска		Гука	Зюзина, Миронова	Мизеса	←
Пределы состояния:		сцепления	упругости	прочности	устойчивости	←	
Спектр	Инфракрасный	Красный	Оранжевый	Желтый	Зеленый	Фиолетовый	
Траектория	Точка	Линия	Ветвь синусоиды	Ветвь циклоиды	Дуга окружности	Точка	
Потенциал	→	$C_0 \rightarrow \max$	$F \rightarrow \max$ $C_0 K_P \rightarrow \max$	$t \rightarrow \min$ $K_P \rightarrow \max$	$\mathcal{E} \rightarrow \min$ $W_x \rightarrow \max$	←	

Обозначения: b, a – линейные параметры при условии $b + a = 1$; $b : a$ – определяющая пропорция; $П_{К(Л)} = b/a$ – инвариант состояния в линейной геометрии; β, γ – угловые параметры состояния взаимодействия структурных систем, углы площадок разрушения n и m ; N – число сторон вписанного в круг Мора многоугольника (полигона); L – длина волны спектра света; $П_{К(Н)} = \sqrt{П_{К(Л)}}$ – инвариант состояния в нелинейной геометрии; X_A – уровень нелинейности (инвариант нелинейности); φ – угол внутреннего трения (инвариант угла связности структурной системы); τ – инвариант касательных напряжений; C_0 – инвариант сцепления структурной системы; $C_0 K_P$ – инвариант упругости; K_P – критерий предельного состояния (инвариант прочности); W_x – инвариант момента сопротивления сечения балки; «Спектр» – цветовая гамма; «Потенциал» – условия максимума инвариантов предельных состояний; F – потенциал силы взаимодействия; t – потенциал времени переходного процесса; \mathcal{E} – энергетический потенциал.

Здесь дистортность проявляется, как способность системы переходить в различные предельные качественные состояния развития своей структуры.

Эта возможность реализуется в представлении нашей реальности в системе классификации предельных инвариантов дистортности [2-4].

Список литературы

1. Миронов В.А., Введение в дистортность: монография / В.А. Миронов, Б.Ф. Зюзин, В.Н. Лотов. Тверь: ТвГТУ, 1994, 160 с.
2. Зюзин Б.Ф. Инварианты дистортности: монография / Б.Ф. Зюзин, В.А. Миронов. Тверь: ТвГТУ, 2015. 168 с.
3. Зюзин Б.Ф. Инварианты дистортности в оценке предельных состояний в геомеханике / Б.Ф. Зюзин, В.А. Миронов, С.А. Юдин // Материалы VIII международного научного симпозиума «Проблемы прочности, пластичности и устойчивости в механике деформируемого тела». Тверь: ТвГТУ, 2015. С. 200 – 205.
4. Зюзин Б.Ф. Дистортность – естественнонаучная теория: монография / Б.Ф.Зюзин, В.А. Миронов. Тверь: ТвГТУ, 2019. 168 с.
5. Зюзин Б.Ф. Механика торфа и торфяной залежи: учебное пособие / Б.Ф.Зюзин, А.И. Жигульская, С.А. Юдин. Тверь: ТвГТУ, 2020. 112 с.
6. Зюзин Б.Ф., Дистортность в методологии взаимодействия технологических машин с торфяной залежью: монография / Б.Ф. Зюзин, А.И. Жигульская. Тверь: ТвГТУ, 2021.168 с.
7. Зюзин Б.Ф., Жигульская А.И., Михайлов А.В. Models for representing limit states in geomechanics / Б.Ф. Зюзин, А.И. Жигульская, А.В. Михайлов // Journal of Physics: Conference Series. No 1753 (2021) 012034. P. 20–34.
8. Зюзин Б.Ф. Дистортность вокруг нас: монография. Тверь: ТвГТУ, 2023. 160 с.

УДК: 622.233::622.235

ВЛИЯНИЕ КАРСТОВЫХ ПРОВАЛОВ НА НАГРУЖЕННОСТЬ ТРУБ ГАЗОПРОВОДОВ

М.Р. Дускаев, магистрант, **В. С. Шестаков**, проф.,
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ

Исследования выполнены на Ясылском полигоне магистральных газопроводов Ужгородского коридора в Ординском районе Пермского края. На участке в 6 км магистральные газопроводы Ужгородского коридора пересекают участок гипсового карста. Показано влияние карстовых пустот под газопроводами на напряженно-деформированное состояние труб. Для исследований выбрана компьютерная система АРМ WinMachine. Доказано, что наличие провалов приводит к 10 % увеличению напряжения в трубах.

Ключевые слова: трубопровод, напряжение в трубах, карст, карстовые воронки, полости.

INFLUENCE OF KARST SITS ON THE LOADING OF GAS PIPELINES

M.R. Duskaev, master's student, **V. S. Shestakov**, prof.,

The research was carried out at the Yasylsky test site of the main gas pipelines of the Uzhgorod-Rod corridor in the Orda region of the Perm Territory. On a 6 km section, the main gas pipelines of the Uzhgorod corridor cross an area of gypsum karst. The influence of karst voids under gas pipelines on the stress-strain state of pipes is shown. The WinMachine computer system was chosen for the research. It has been proven that the presence of dips leads to a 10% increase in stress in pipes.

Keywords: pipeline, stress in pipes, karst, sinkholes, cavities.

Классическим районом проявлений гипсового карста служит Иренский карстовый район, к которому относится Ясылский полигон. Здесь характерны следующие типы карста (по классификации Г.А.Максимовича, 1963): 1) голый – карстующиеся породы выходят на поверхность земли; 2) задернованный – на выровненных участках или в понижениях рельефа карстующиеся породы задернованы; 3) подэлювиальный и подаллювиальный – под отложениями соответствующего генезиса; 4) закрытый – под коренными соликамскими породами.

Отличительная особенность района заключается в большом количестве провальных и суффозионно-карстовых воронок, увеличении глубины карстовых форм с востока на запад, омоложении карста – «дочерние воронки», резкие обрывистые склоны воронок с оползанием дерна, признаки современного карстообразования.

В Ординском районе Пермского края появляются карстовые провалы под трубами газопроводов из-за карстово-суффозионных процессов. В пределах коридора трасс газопроводов наиболее распространены конусообразные, блюдцеобразные воронки, с пологими задернованными стенками, с активным хорошо фильтрующим воду дном. Размеры в плане от 1×1 до 20×20 м, реже 13×40 м. В основном диаметры новых карстовых воронок имеют размеры до 3,0 м. Образование воронок напрямую связано с геологическим разрезом и наличием в карстующихся породах карстовых полостей [1].

Магистральные газопроводы пересекают уникальный карстовый

объект в Ординском районе Пермского края. Здесь в течение 16 лет зафиксировано 862 карстовых провала. На участке развит гипсовый карст. Карстующиеся отложения представлены четырьмя сульфатными пачками - лунежской, демидковской, шалашнинской и ледяно-пещерской, которые разделены маломощными карбонатными пачками - тюйской, елкинской и неволинской, общей мощностью до 130 м.

Интенсивность карстовых провалов, просадок связано с количеством и интенсивностью атмосферных осадков. Размеры новых карстовых воронок (провалов) на спланированных участках трасс меньше по сравнению с естественной, не подверженной техногенному воздействию территориях. Катастрофический диаметр карстового провала который может разрушить трубу газопровода по данным ВНИИ газа составляет 16,0м. Такие провалы на трассе составляют исключение, однако учитывая что трубы газопроводов находятся в эксплуатации более 40 лет диаметр значительно сокращается. Слияние провалов непосредственно под трубами газопроводов могут образовывать значительные протяженные зоны суффозионно-карстовых просадок, что тоже грозит аварийными ситуациями. Ежегодное выполнение противокарстовых мероприятий (тампонирование воронок, подбивка газопроводов грунтом, закачка глинисто-цементным раствором полостей), проведение ежегодного мониторинга, позволяет обеспечить безаварийную эксплуатацию трасс газопроводов (рис. 1, 2).



Рис. 1. Обнажение трубы в карстовом провале МГ Ямбург-Елец1



Рис. 2. Обнажение трубы в карстовом провале МГ Ямбург - Зап. граница

Появляющиеся пустоты под трубопроводом приводят к росту напряжения в трубах газопроводов, что может привести к аварийным ситуациям. Газопроводы на этой территории были построены в 80 годах прошлого столетия, шесть ниток диаметром 1420 мм с толщиной стенки 16 -18 мм.

Рассмотрена возможность использования компьютерной системы *APM WinMachine*, ее структурного модуля *APM WinStructure3D* (модуль имеет сертификат соответствия № РОСС RU.СП 15.Н00086 система сертификации ГОСТ Р Госстандарт России) для анализа напряженно-деформированного состояния трубопроводов.

Для проведения исследований составлена модель участка трубопровода из пластинчатых конечных элементов (рис. 1)

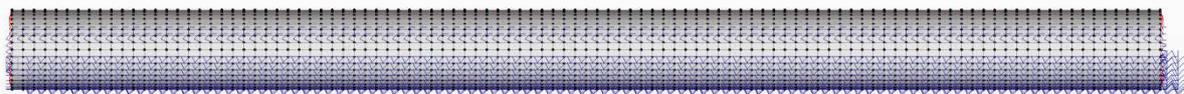


Рис. 3. Пластинчатая модель трубы

При составлении модели нагружения учтено расположение труб. Трубы укладываются на подушку, а затем засыпается песком или мелким грунтом, не содержащим коррозионных соединений. Глубина залегания труб не менее 800 мм.

Вначале выполнен расчет базового варианта при отсутствии провалов, получено расчетное напряжение 331 МПа.

Затем рассмотрен наихудший вариант: наличие карстового провала длиной 18 м, давления газа в трубу 7,35 МПа, наличия над трубой грунта толщиной 1 м плотность 2 т/м³. Наличие грунта над трубой задано давление 0.02 МПа, провал смоделирован разнесением опор. Результат расчета напряжений приведен на рис. 2

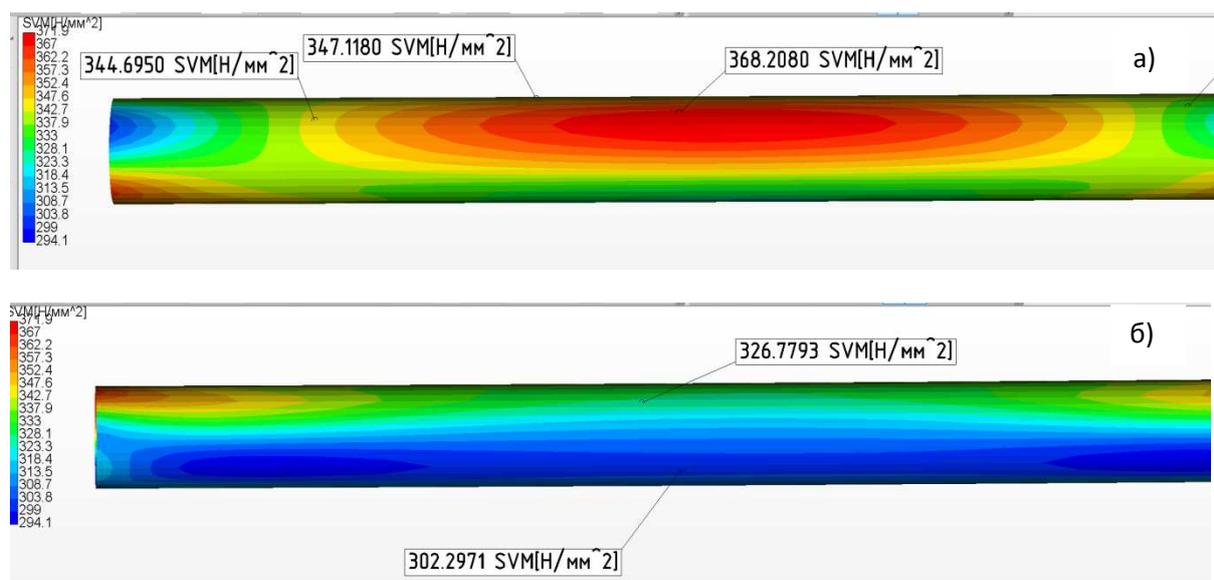


Рис. 4. Карта напряжения при взгляде на трубу сверху (а) и снизу (б)

Заключение. Наличие карстовой полости под трубой газопровода приводит к увеличению напряжения примерно на 10 %, по сравнению с вариантом без карстовой полости.

Список литературы

1. Килин Ю.А., Минькевич И.И. Карст и техногенез в Пермском крае// Гидрогеология и карстование: Межвуз. Сб. науч. тр. вып.17/ Перм. ун-т. –Пермь, 2010. С.26-47.

УДК 622.331.002

МОДЕЛИ ДЕЛЕНИЯ СТРУКТУРНЫХ СИСТЕМ

Б.Ф. Зюзин, д.т.н., проф., зав. каф., А.И. Жигульская, к.т.н., доцент,
Д.А. Иванов, аспирант

ФГБОУ ВО «Тверской государственный технический университет», г. Тверь, РФ

Предложены модели деления, разрушения структурных систем с учетом фрактального подхода в оценке формирования структуры разрушения на примере торфяных агрегатов.

Ключевые слова: разрушение, фрактальная размерность, торфяные агрегаты.

MODELS OF DIVISION OF STRUCTURAL SYSTEMS

B.F. Zyuzin, A.I. Zhigulskaya, D.A. Ivanov

Models of division and destruction of structural systems are proposed, taking into account the fractal approach in assessing the formation of the structure of destruction on the example of peat aggregates.

Keywords: destruction, fractal dimension, peat aggregates.

Приведем еще один пример моделирования наиболее распространенного природного явления – деления структурной системы [1, 3, 4].

Эти процессы лежат в основе биологических процессов деления клетки, разрушения горных пород, радиоактивного распада и т.д.

В табл. 1 отображены модели дискретного деления: отрезка на две части, деления плоскости (поверхности) в двух направлениях и деления объема (пространства) в трех координатных плоскостях.

Модели построены исходя из предположения первоначальной изотропности структуры делимого материала. Сам процесс деления обусловлен различными факторами, как внутреннего характера, так и внешними воздействиями. Совокупность этих факторов формирует напряженно-деформированное состояние в реальных природных объектах.

Поскольку деление связано с изменением размеров пространства, то оно по сути дела отражает процесс изменения мерности структурного объекта или системы его организации. Достаточным условием осуществления деления является единственное ограничение, которое определяет минимальное количество частиц, образующихся в процессе – не менее двух.

Для линейной задачи деления при $D=1$ параметр нелинейного состояния структурной системы при $E=0$ равен $X_A = E/(E + 1 - 1) = 1$.

Для поверхностной задачи деления ($D=2$) изотропной структурной системы получаем условие разрушения при $E=0$

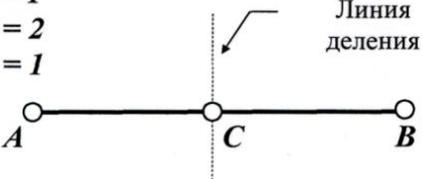
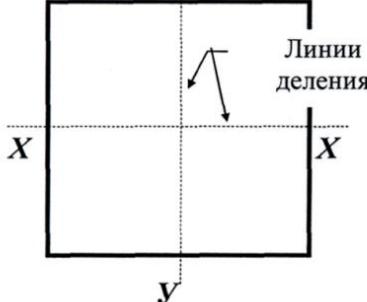
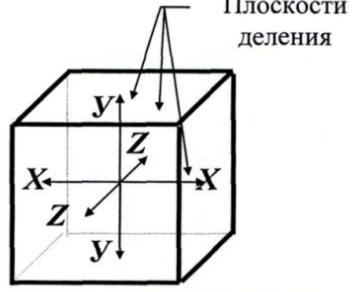
$$X_A = E/[(E + 1)^2 - 1] = 1/(E + 2) \leq 1/2.$$

Для объемной задачи деления изотропного тела в случае, когда $D=3$ при $E=0$ $X_A = 1/(E^2 + 3E + 3) \leq 1/3$.

На рис. 1 приведены области деления структурной системы, представленные в системе приведенных координат.

Влияние интенсивности деления структурной системы E на параметр нелинейности X_A характеризуется зависимостью $X_A = E/[(E + 1)^D - 1]$.

Таблица 1. Модели деления структурных систем

Расчетная схема деления	Модельное уравнение
<p><u>Деление отрезка</u></p> <p>$E = 1$ $N = 2$ $D = 1$</p> 	<p>$N = (E + 1),$</p> <p>где N - число образующихся частиц, E - количество линий деления</p>
<p><u>Деление плоскости</u></p> <p>$E = 1$ $N = 4$ $D = 2$</p> 	<p>$N = (E + 1)^2$</p> <p>Параметр нелинейности деления структурной системы</p> <p>$X_A = E/(N - 1)$</p>
<p><u>Деление объема</u></p> <p>$E = 1$ $N = 9$ $D = 3$</p> 	<p>$N = (E + 1)^3$</p> <p>Обобщенные зависимости</p> <p>$N = (E + 1)^D,$ $X_A = ({}^D\sqrt{N - 1})/(N - 1),$</p> <p>где D - фрактальная размерность структурной системы (мерность)</p>

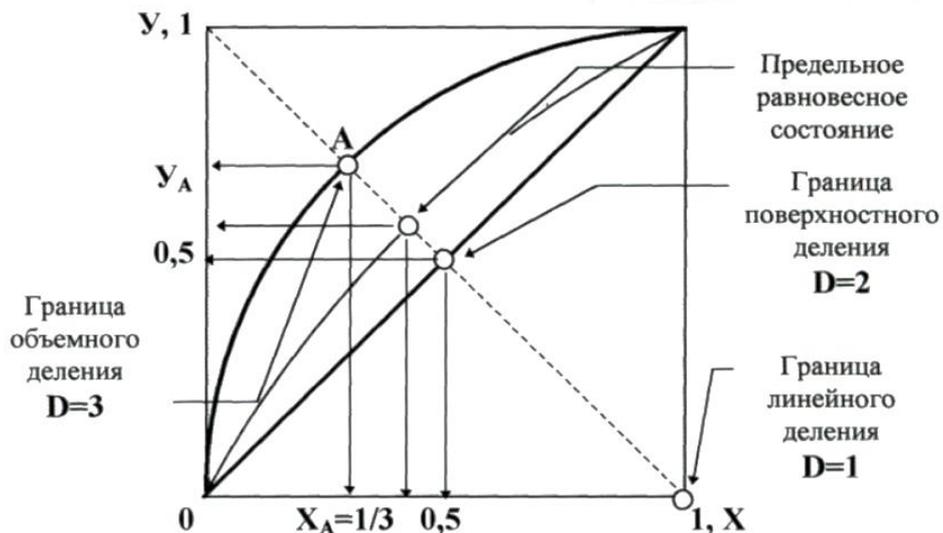


Рис. 1. Области деления структурной системы

Можно установить своеобразную качественную классификацию областей деления (разрушения) структурной системы по диапазону изменения ее мерности (фрактальной размерности):

- точечное разрушение – $D < 1$,

- линейное деление – $1 < D < 2$,
- поверхностное разрушение – $2 < D < 3$,
- объемное деление – $D > 3$.

В табл. 2 приведены фрактальные характеристики структуры торфов, представляющих один из объектов естественно природной структурной системы.

Таблица 2. Фрактальная размерность структур агрегатов торфяных систем (по данным И.И. Лиштвана, Б.А. Богатова, М.И. Кулака [2])

Группа и вид торфа	Фрактальная размерность D торфа типа:		
	низинного	переходного	верхового
Средние значения для типа торфа	2,406	2,247	2,091
Ольховый	2,411	-	-
Березовый	2,411	-	-
Еловый	2,367	-	-
Сосновый	2,637	-	-
<i>Группа древесная</i>	2,472	2,286	2,031
Древесно-осоковый	2,274	-	-
Древесно-тростниковый	2,425	2,247	-
Сосново-пушицевый	-	-	2,086
<i>Группа древесно-травяная</i>	2,502	2,277	2,085
Древесно-гипновый	2,329	-	-
Древесно-сфагновый	2,441	2,192	2,172
<i>Группа древесно-моховая</i>	2,385	2,193	2,172
Тростниковый	2,392	-	-
Вахтовый	2,202	-	-
Осоковый	2,406	2,403	-
Шейхцериевый	2,275	2,193	2,118
<i>Группа травяная</i>	2,370	2,298	2,100
Осоково-гипновый	2,512	-	-
Осоково-сфагновый	2,433	2,037	-
Пушицево-сфагновый	-	-	2,081
Шейхцерицево-сфагновый	-	-	2,146
<i>Группа травяно-моховая</i>	2,472	2,019	2,106
Сфагновый	2,064	2,106	2,114
Гипновый	2,398	2,245	-
Фускум	-	-	2,098
Медиум	-	-	2,093
Сфагново-мочажинный	-	-	2,114
Комплексный	-	-	2,016
<i>Группа моховая</i>	2,292	2,215	2,079
Усредненное значение D	2,386	2,211	2,099

Как видно из данных таблицы, структура низинного торфа близка к предельно-равновесному состоянию $D = 2,4142$, тогда как фрактальная размерность для верхового торфа стремится к 2.

Для анизотропного тела закономерность деления будет определена выражением $N = (E + 1)^X (E + 1)^Y (E + 1)^Z$, где $D = X + Y + Z$, $0 < (X, Y, Z) < 1$.

Критерий предельного равновесного состояния структурной системы связан с фрактальной размерностью следующей зависимостью

$$K_p = (1 - D)/[D(1 + D)].$$

Критерий имеет экстремум $K_p \rightarrow \min$ при

$$D = \sqrt{2} + 1 = 2,4142 \dots \text{ и } X_A = 1/D = 0,4142 \dots \text{ В этом случае } E=0.$$

В табл. 3 приведены расчетные значения показателей деления структурной системы.

Таблица 3. Показатели деления структурной системы

Параметр нелинейности деления – X_A			
$D \rightarrow$	1	2	3
$E=0$	1	1/2	1/3
$E=1$	1	1/3	1/7
$E=2$	1	1/4	1/13
$E=3$	1	1/5	1/21

Если предположить, что структурные связи в торфе в горизонтальных плоскостях уравновешены за счет хаотического переплетения остатков растений-торфообразователей, протекающего в процессе заторфовывания, то будут уравновешены $X = Y = 1$, тогда можно оценить фрактальную размерность по взаимно перпендикулярным координатам как сумму составляющих $D = X + Y + Z$, при $X = Y = 1$, $Z = D - 2$.

Тогда для низинного типа торфа $Z = D - 2 = \sqrt{2} - 1$, а для верхового – $Z \rightarrow 0$.

Список литературы

1. Богатов Б.А., Зюзин Б.Ф., Миронов В.А., Лотов В.Н. Прогнозирование предельных состояний в нелинейной геомеханике. Монография. Минск: ОО Белорусская горная академия, 2000, 340 с.
2. Лиштван И.И., Богатов Б.А., Кулак М.И. Влияние фрактальной неоднородности структуры на деформационно-прочностные свойства агрегатов торфяных систем // Кол. журн. 1992. Т. 54, № 4.
3. Зюзин Б.Ф., Савинов Д.А. Фрактальная модель в оценке механической переработки дисперсных структур. Материалы Международной НТК: «Математические модели нелинейных возбуждений, переноса, динамики, управления в конденсированных системах и других средах». Тверь: ТвГТУ, 1996. С. 42.
4. Савинов Д.А. Изучение закономерностей и разработка методов оценки разрушения торфяных структур: автореф. дисс. канд. техн. наук. Тверь: ТГТУ, 1996. 16 с.

УДК 621/ББК 30.3

ВОЗМОЖНОСТИ ПРОГРАММЫ SIMULINK ДЛЯ СОЗДАНИЯ ЦИФРОВОГО ДВОЙНИКА БЕСПИЛОТНОГО ЛЕТАТЕЛЬНОГО АППАРАТА БЛИЖНЕГО ДЕЙСТВИЯ

А.А. Каргин, студент, **А.Ю. Муйземнек**, д.т.н., профессор
ФГБОУ ВО «Пензенский государственный университет», г. Пенза, Россия

Приведена методика создания цифрового двойника беспилотного летательного аппарата ближнего действия с использованием программы Simulink, включая модуль Aerospace Blockset и пакет Simulink Support Package for PARROT Minidrone. Применение методики рассмотрено на примере квадрокоптера ParrotMambo.

Ключевые слова: беспилотный летательный аппарат ближнего действия, цифровой двойник, математическая модель, компьютерная модель, моделирование.

CAPABILITIES OF THE SIMULINK PROGRAM FOR CREATING A DIGITAL TWIN OF A SHORT-RANGE UNMANNED AERIAL VEHICLE

A.A. Kargin, A.Yu. Muyzemnek

A technique is presented for creating a digital twin of a short-range unmanned aerial vehicle using the Simulink program, including the Aerospace Blockset module and the Simulink Support Package for PARROT Minidrone. The application of the technique is considered using the example of the Parrot Mambo quadcopter.

Keywords: short-range unmanned aerial vehicle, digital twin, mathematical model, computer model, simulation.

Распоряжением Правительства РФ № 1630-р от 21 июня 2023 г. утверждена Стратегия развития беспилотной авиации Российской Федерации на период до 2030 года и на перспективу до 2035 года, согласно которой в течение ближайших шести с половиной лет в России должна появиться новая отрасль экономики, связанная с созданием и использованием гражданских беспилотников. Основой для формирования отрасли может послужить уже имеющийся опыт использования беспилотных авиационных систем, которые и в настоящее время находят применение в различных видах человеческой деятельности. Достижение поставленных целей невозможно как без совершенствования конструкций беспилотных летательных аппаратов (БПЛА), так и без совершенствования подходов к проектированию.

Особенностью процесса создания БПЛА является его многодисциплинарность. Разработки ведутся на стыке механики, электроники, управления, искусственного интеллекта, связи и др. Типовыми проблемами, возникающими при разработке, являются: необходимость организации взаимодействия специалистов различного профиля; разделение рабочих процессов по месту и времени; возможность проверки результатов работы только при испытаниях; отсутствие возможности своевременного обнаружения ошибок. Устранить перечисленные проблемы позволяет системное моделирование, которое

может быть реализовано с помощью программы Simulink. Сократить затраты и ускорить создание БПЛА позволяет модельно ориентированное проектирование, при реализации которого могут использоваться модуль Aerospace Blockset и пакет Simulink Support Package for PARROT Minidrone. Совокупность созданных моделей, отражающих основные процессы, происходящие в БПЛА при полете, можно рассматривать как простейший цифровой двойник изделия [1]. В данной работе рассматривается процесс создания цифрового двойника БПЛА ближнего действия, в качестве которого выбран квадрокоптер Parrot Mambo.

Методика создания цифрового двойника беспилотного летательного аппарата ближнего действия включает следующие этапы:

- определение структурной схемы БПЛА и его системы автоматического управления (САУ);
- создание математической модели БПЛА и его САУ;
- определение (идентификация) основных электромеханических параметров БПЛА и его САУ;
- разработка компьютерной модели БПЛА и его САУ (с использованием Aerospace Blockset);
- проведение компьютерного моделирования основных полетных режимов БПЛА, верификация компьютерной модели.

Основой для определения структурной схемы БПЛА и его системы автоматического управления являлись работы [2, 3].

Математическая модель БПЛА в целом соответствовала модели, изложенной в работе [2]. Внесенные в модель изменения были обусловлены только тем, что квадрокоптер ParrotMambo имеет X-образную компоновку.

Результаты определения (идентификация) основных электромеханических параметров квадрокоптера представлены в работе [4].

Разработка компьютерной модели БПЛА и его САУ была осуществлена с использованием Aerospace Blockset. Блочная схема квадрокоптера ParrotMambo, включая его САУ, показана на рисунке 1. На схеме показаны блок управляющих воздействий «Joystick Model», блок системы стабилизации по углам ориентации и высоте с помощью PID-регуляторов «PIDs», коммутатор «U-commutator», блок сил «Force Model», блок моментов «Moment Model», блок модели динамики тела с шестью степенями свободы, блок построения графиков и визуализации полета.

Блочная схема системы стабилизации по углам ориентации и высоте с помощью PID-регуляторов «PIDs» показана на рисунке 2. Три PID-регулятора используются для стабилизации квадрокоптера по углам ориентации, еще один – для стабилизации по высоте.

Блочная схема приложения моментов показана на рисунке 3. Назначение блока – преобразование подъемных сил, создаваемых лопастями электродвигателей, в соответствующие моменты относительно осей Ox , Oy и Oz .

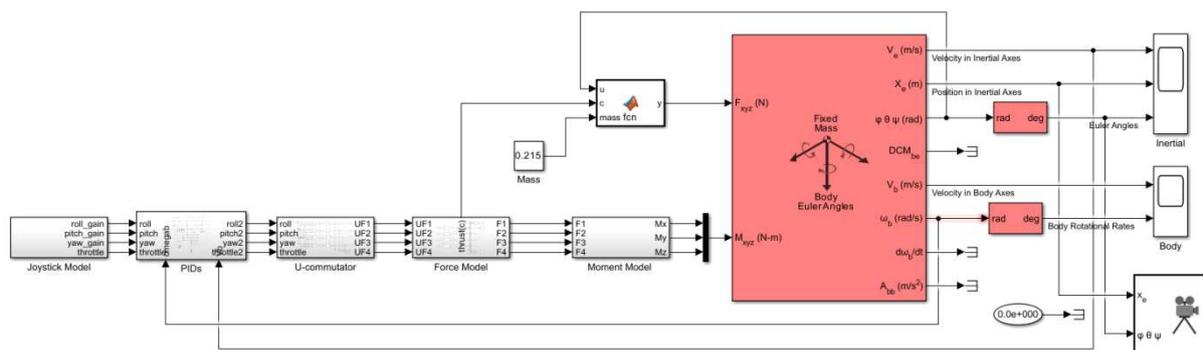


Рисунок 1 – Блочная схема квадрокоптера Parrot Mambo, включая CAU

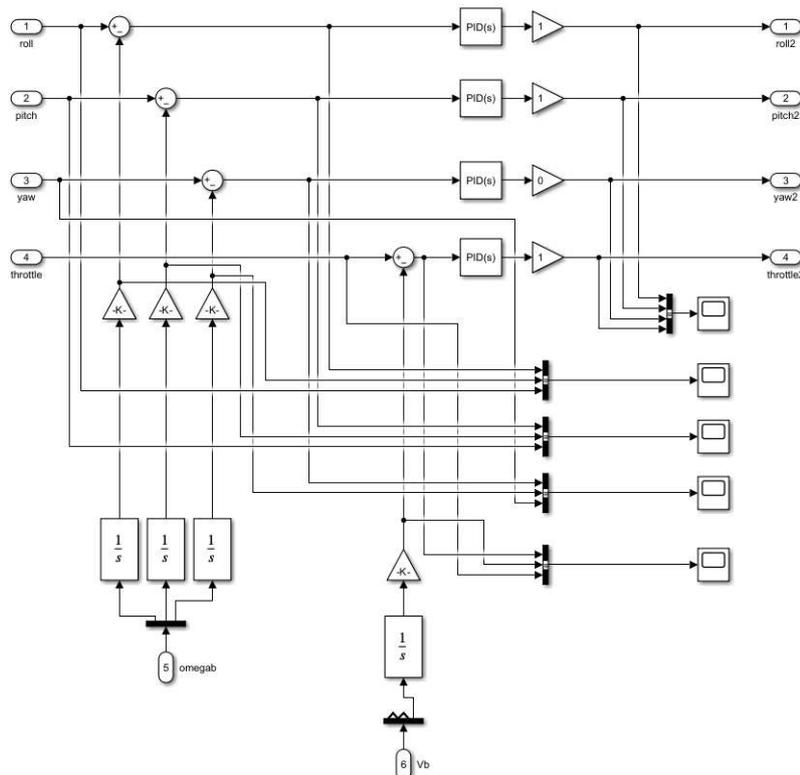


Рисунок 2 – Блочная схема системы стабилизации по углам ориентации и высоте с помощью PID-регуляторов «PIDs»

С использованием разработанной модели было проведено компьютерное моделирование основных полетных режимов БПЛА: «Взлет», «Посадка», «Полет по траектории», «Ручное управление». Качественное сопоставление результатов виртуальных и физических полетов на квадрокоптере Parrot Mambo позволило выявить режимы полета, на которых наблюдалось расхождение виртуального и физического поведения квадрокоптера.

Для устранения этих расхождений были внесены изменения в CAU квадрокоптера, которые были заимствованы из пакета Simulink Support Package for PARROT Minidrone. После внесения изменений расхождение виртуального и физического поведения квадрокоптера было устранено.

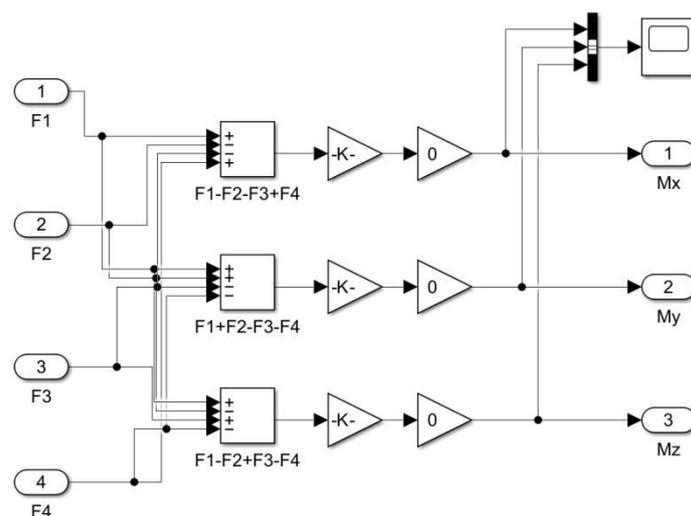


Рисунок 3 – Блочная схема приложения моментов

Таким образом, разработанная методика создания цифрового двойника БПЛА в основном позволила достигнуть поставленные в работе цели.

Список литературы

1. Гончаров А.С. Цифровой двойник: обзор существующих решений и перспективы развития технологии / А.С. Гончаров, В.М. Саклаков // В сборнике: Информационно-телекоммуникационные системы и технологии. Материалы Всероссийской научно-практической конференции. 2018. С. 24-26.
2. Лысухо Г.В. Квадрокоптер: динамика и управление/ Г.В. Лысухо, А.Л. Масленников // Политехнический молодежный журнал. 2020. № 5, с. 1-11.
3. Шилов К.Е. Разработка системы автоматического управления беспилотным летательным аппаратом мультироторного типа. Труды московского физико-технического института, 2014, № 4, с. 139–152.
4. Галкина А.А. Реверс-инжиниринг электродвигателя квадрокоптера с использованием программы MATLAB/SIMULINK / А.А.Галкина, А.Д. Мадеева, А.Д. Петрайкин, А.А. Каргин, А.Ю. Муйземнек // В сборнике: Актуальные проблемы науки и образования. Сборник научных статей по материалам Всероссийской научно-практической конференции профессорско-преподавательского состава, аспирантов и студентов, посвященной 80-летию Пензенского государственного университета. Пенза, 2023. С. 72-77.

УДК 004.932.2:622.73

ОЦЕНКА ГРАНУЛОМЕТРИЧЕСКОГО СОСТАВА ИЗВЕСТНЯКА С ПОМОЩЬЮ СИСТЕМЫ «ГРАНИКС»

В.Н. Круглов

ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», Екатеринбург, Россия

Описана система для определения гранулометрического состава частиц дробленого известняка, движущихся в потоке. Показаны этапы алгоритма обработки изображений для обнаружения и анализа измельченных частиц. Проанализированы результаты испытаний системы на горно-обогатительном комбинате.

Ключевые слова: *техническое зрение, обработка изображений, гранулометрический анализ, геометрические размеры частиц.*

ASSESSMENT OF THE GRANULOMETRIC COMPOSITION OF LIMESTONE WITH THE SYSTEM «GRANICS»

V.N. Krouglov

A system is described for determining the particle size distribution of crushed limestone particles moving in a flow. The steps of an image processing algorithm for detecting and analyzing crushed particles are shown. The results of testing the system at a mining and processing plant are analyzed.

Keywords: *technical vision, image processing, granulometric analysis, geometric sizes of particles*

Программно-аппаратный комплекс «ГРАНИКС-ИЗВЕСТНЯК» спроектирован и изготовлен в соответствии с техническим заданием на разработку и реализацию системы определения гранулометрического состава известняка на конвейере 40 в цехе шихтоподготовки фабрики окускования АО «ЕВРАЗ КГОК». Согласно этого ТЗ, необходимо контролировать крупность частиц по классу «+3 мм». На конвейер №40 в цехе шихтоподготовки измельченные частицы известняка попадают последовательно от нескольких работающих мельниц. В результате на конвейере образуется многослойная масса частиц известняка, что делает невозможным ее объективный контроль с помощью систем технического зрения, к которым относится комплекс «ГРАНИКС-ИЗВЕСТНЯК». Вот почему устройство считывания видеоизображений (УСВ) комплекса было установлено над конвейером № 41, на который частицы известняка попадают после пересыпки с конвейера № 40. После этой операции на поверхности насыпного слоя будут располагаться крупные частицы известняка, размер которых и требуется контролировать.

Принцип функционирования системы «ГРАНИКС-ИЗВЕСТНЯК» заключается в следующем. При помощи УСВ, формируется видео изображение верхнего слоя частиц известняка, расположенных на движущемся конвейере, которое поступает в компьютер.

При цифровой обработке таких изображений (рис. 1.а) производится выделение каждой видимой частицы известняка (рис. 1.б и с) и рассчитываются следующие параметры: площадь частицы, ее максимальный размер

(рис. 1d темная линия) и размер частицы, определяемый вдоль короткой оси ее эллипса эквивалентности (рис.1.d светлая линия). Именно последний размер соответствует размеру ситового анализа, поэтому он и принимается за размер ситовки частицы известняка.

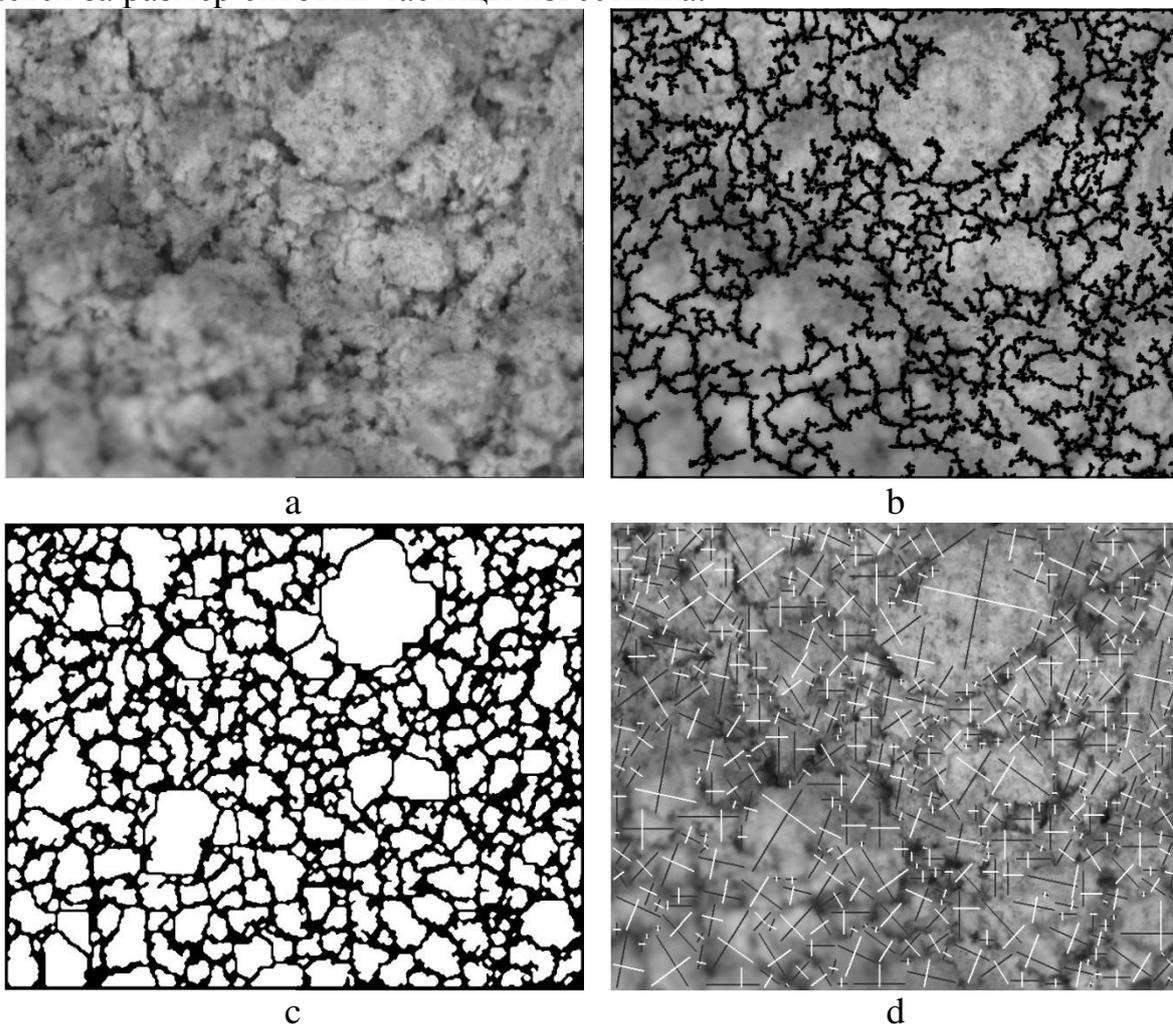


Рисунок 1. Этапы цифровой обработки изображений частиц известняка:
a - исходное изображение; *b* – границы частиц известняка; *c* - сегментированное изображение; *d* – результаты оценки размеров частиц

По полученным результатам строится гистограмма распределения площадей частиц известняка по их размерам ситовки (рис. 2).

Для проведения сравнительного анализа оценок гранулометрического состава гранул известняка, полученных с помощью системы «ГРАНИКС-ИЗВЕСТНЯК» и лабораторией УКП комбината, было проведено семь экспериментов. Эксперименты проводились при различном количестве работающих мельниц и при различных нагрузках:

- проба № 1 - работало 4 мельницы, нагрузка 70т/ч;
- проба № 2 - работало 3 мельницы, нагрузка 50т/ч;
- проба № 3 - работало 3 мельницы, нагрузка 40т/ч;
- проба № 4 - работало 3 мельницы, нагрузка 70т/ч;
- проба № 5 - работало 4 мельницы, нагрузка 60т/ч;
- проба № 6 - работало 3 мельницы, нагрузка 48т/ч;

проба № 7 - работало 3 мельницы, нагрузка 65т/ч.

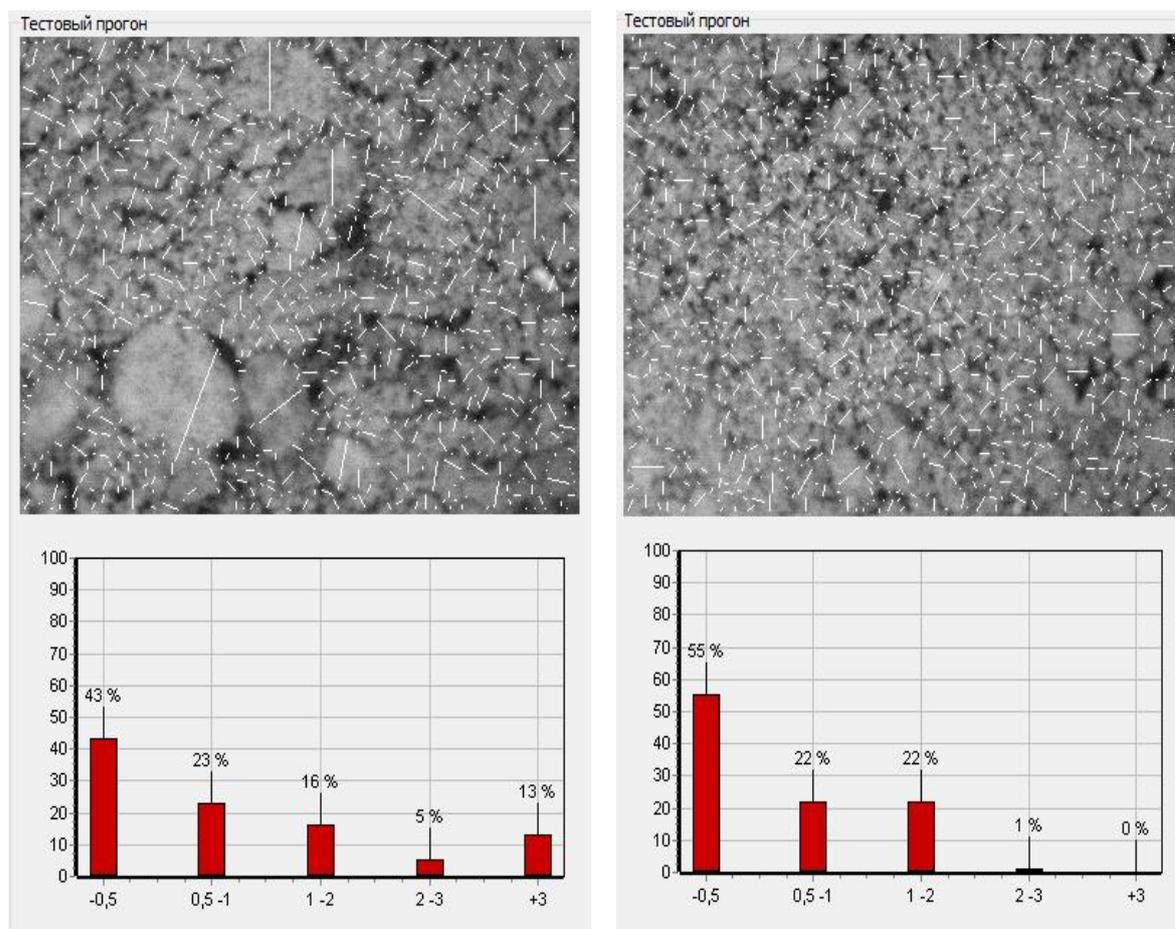


Рисунок 2. Результаты обработки видеоизображений частиц известняка.

В таблице 1 приведены результаты оценки качества дробленого известняка по данным лаборатории УКП комбината и полученные с помощью ПО системы «ГРАНИКС-ИЗВЕСТНЯК».

Приведенные результаты показывают, что для контролируемого класса «+3мм» максимальная погрешность системы «ГРАНИКС-ИЗВЕСТНЯК» при определении гранулометрического состава частиц известняка составила 5.4% по сравнению с лабораторией УКП. При этом средняя погрешность по всем измерениям класса «+3мм» составила 1.64%, тогда как процентное содержание класса изменялось более, чем в 8 раз.

Система «ГРАНИКС-ИЗВЕСТНЯК» и лаборатория УКП по-разному оценивают параметры одного и того же технологического процесса. Однако средняя погрешность системы по всем классам и всем измерениям не превысила 3.5%.

Таблица 1. Результаты ситового анализа, выполненные лабораторией УКП и полученные с помощью ПО системы «ГРАНИКС-ИЗВЕСТНЯК».

Номер эксперимента	Источник	Гранулометрический состав, %				
		+ 3мм	-3+2мм	-2+ 1мм	-1+0.5мм	-0.5мм

Проба № 1	Лаб.	2,4	5,2	19,1	17,5	55,8
	Граникс	3	6	15	18	58
Абс. ош.		0,6	0,8	4,1	0,5	2,2
Проба № 2	Лаб.	1,8	5,4	19,8	17,8	55,2
	Граникс	2	5	16	18	59
Абс. ош.		0,2	0,4	3,8	0,2	3,8
Проба № 3	Лаб.	1	3,1	11,9	18,1	65,9
	Граникс	1	4	15	19	61
Абс. ош.		0	0,9	3,1	0,9	4,9
Проба № 4	Лаб.	18,4	10,4	18,3	12,9	40
	Граникс	13	4	12	17	54
Абс. ош.		5,4	6,4	6,3	4,1	14
Проба № 5	Лаб.	2,9	4,1	15,9	17,9	59,2
	Граникс	4	5	17	17	57
Абс. ош.		1,1	0,9	1,1	0,9	2,2
Проба № 6	Лаб.	2,6	4,7	22,8	16,8	53,1
	Граникс	0	2	11	20	67
Абс. ош.		2,6	2,7	11,8	3,2	13,9
Проба № 7	Лаб.	10,6	8,9	18,4	14,5	47,6
	Граникс	9	6	13	16	56
Абс. ош.		1,6	2,9	5,4	1,5	8,4

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Beth Junker. Measurement of bubble and pellet size distributions: past and current image analysis technology // *Bioprocess Biosyst Eng* (2006), vol. 29, p. 185-206.
2. Прэтт У. Цифровая обработка изображений / пер. с англ. Под ред. Д.С. Лебедева. – М.: Мир, 1982. 790 с.
3. Sonka M., Hlavac V., Boyle R. Image processing, analysis, and machine vision / Milan Sonka - Brooks/Cole Publishing Company, 1999,. 770 с.
4. Гонсалес Р. Цифровая обработка изображений / Р. Гонсалес, Р. Вудс – М: Техносфера, 2005. 1072 с.
5. Справочник по обогащению руд. Подготовительные процессы / Под ред. О.С. Богданова. – М. НЕДРА, 1982. 365 с.
6. Christopher Twig. Catmull-rom splines // *Computer* 41(6), p. 4–6, 2003.

УДК 622.44

РАСЧЕТ АЭРОДИНАМИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСЕВОГО ВЕНТИЛЯТОРА ВСТРЕЧНОГО ВРАЩЕНИЯ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

В.Ю. Кузнецов, канд. техн. наук, инженер, **Д.В. Кутаев**, главный конструктор
АО «АМЗ «Вентпром», г. Артёмовский, Россия

Методом конечных элементов (ANSYS) построена аэродинамическая характеристика осевого вентилятора встречного вращения с двумя рабочими колесами. Показан процесс постановки и решения задачи начиная от создания геометрии вентилятора, построения сетки МКЭ и постановки граничных условий до построения аэродинамической характеристики и определения мощности. Полученная характеристика сравнивалась с характеристикой экспериментально полученной на созданной вентиляторной установке. Выполнен прочностной расчет лопаток.

Ключевые слова: аэродинамический расчёт, осевой вентилятор встречного вращения

CONSTRUCTED AERODYNAMIC CHARACTERISTIC OF AXIAL COUNTER – ROTATION FAN BY FINITE ELEMENT METHOD

V.YU. Kuznetsov, D.V. Kutaev

The aerodynamic characteristic of a counter – rotation axial fan with two impellers is constructed by the finite element method. The process of problem formulation and solution is shown, starting from creation of geometry, construction of mesh and setting of boundary conditions up to construction of aerodynamic characteristic and determination of power. The obtained characteristic was compared with the characteristic experimentally obtained on the created ventilation unit. Strength calculation of the blades was performed.

Keywords: Aerodynamic calculation, axial counter-rotation fan

Проектирование современных вентиляционных установок трудоемкая и сложная задача, требующая от разработчиков глубоких знаний и опыта. Важнейшим условием качественного проекта является определение на этапе разработки аэродинамической схемы проектируемой установки. Особый интерес при этом представляет построение аэродинамических схем и расчёт характеристик осевых установок встречного вращения, когда два рабочих колеса движутся навстречу друг другу (рис. 1 и 2).



Рис. 1 Модель первого и второго рабочих колес вентилятора



Рис. 2 Модель лопатки первого рабочего колеса

Схема встречного вращения имеет преимущество в виде высокого КПД, но представляет трудности при расчёте. В ходе проектирования необходимо “с нуля” построить геометрию лопаток рабочих колес и найти аэродинамическую характеристику. Добиться соответствия полученной характеристики требуемым аэродинамическим параметрам. При этом определяется геометрия вентиляторной установки в том числе форма, количество и углы установки рабочих лопаток; диаметры и скорости вращения рабочих колес; при необходимости геометрия входного короба, выходного коллектора, подводящих и отводящих воздушных каналов и т.д.

Такие задачи на АО АМЗ “Вентпром” решаются численно с использованием конечно-элементного программного комплекса ANSYS. Это пакет расчётных программ, опирающийся на широко применяемый метод конечных элементов (МКЭ), полностью удовлетворяет потребности расчётчика и позволяет уверенно обчислить проектируемую вентиляционную установку, решая следующие классы задач: прочностные расчёты (в первую очередь расчёт узла крепления лопаток к рабочему колесу); аэродинамические расчёты в стационарной постановке (используется для создания геометрии лопаток, построения характеристики установки, определения мощности и КПД); модальный анализ (определение собственных частот лопаток для избегания резонанса); и последующий переход от модального к аэродинамическому расчету в нестационарной постановке с введением новой переменной, - времени (расчёт используется при решении задачи о вибрациях возникающих при срыве потока на лопатках или в канале вентилятора); обратный аэродинамический расчёт, - когда по заранее заданной характеристике (рабочей точке) определяется форма лопатки рабочего колеса.

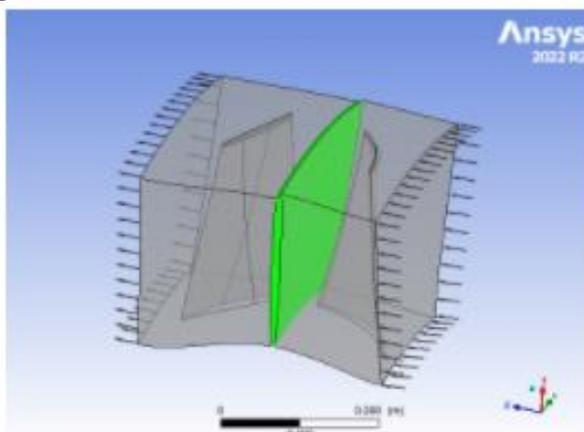


Рис. 3 Моделирование по одной лопатке первого и второго рабочих колес

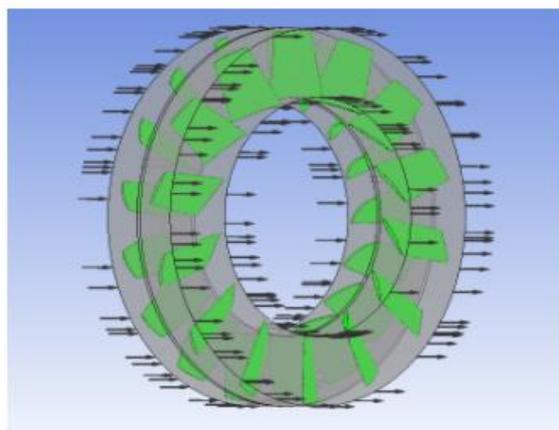


Рис. 4 Моделирование всех лопаток первого и второго рабочих колес

В настоящей работе рассмотрена задача по созданию геометрии и построению аэродинамической характеристики осевого вентилятора встречного вращения с двумя рабочими колесами РК1 и РК2 (см. Рис.1) В качестве исходных данных задавалась требуемая рабочая точка в координатах полное давление – расход.

На первом этапе находились параметры вентилятора, геометрия и количество рабочих лопаток для чего использовались модули Vista AFD, BladeGen и Geometry. Принята схема с внешним диаметром 1400 мм, диаметром втулки 1100 мм и 14 лопатками на каждом рабочем колесе. Скорость вращения 1500 об./мин. Рабочая среда, – воздух плотностью 1,2 кг/м³, при температуре 25° С. Найденная геометрия лопаток первого колеса показана на Рис.2.

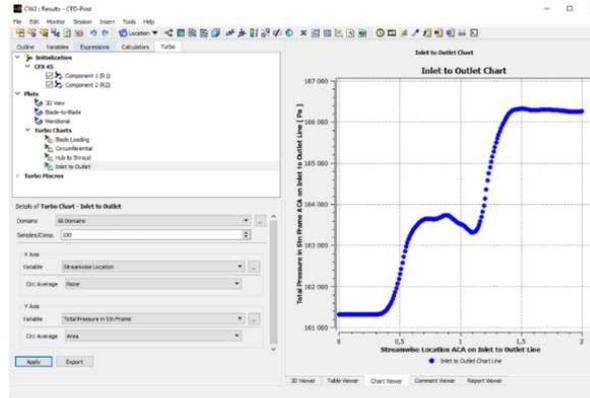


Рис. 5 Кривая подъема полного давления

Для построения вокруг лопаток сетки конечных элементов использовались модули TurboGrid и Mesh. При создании сетки контролировалась количество и качество получаемых КЭ и параметр Y+.

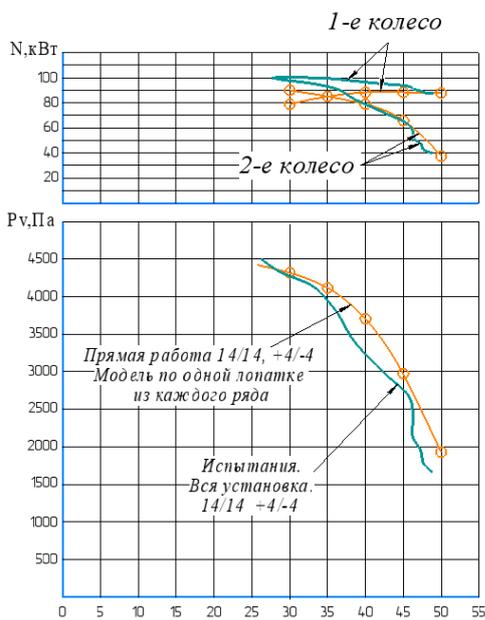


Рис. 6 Характеристика полного давления и мощности. Моделирование по одной лопатке с каждого рабочего колеса

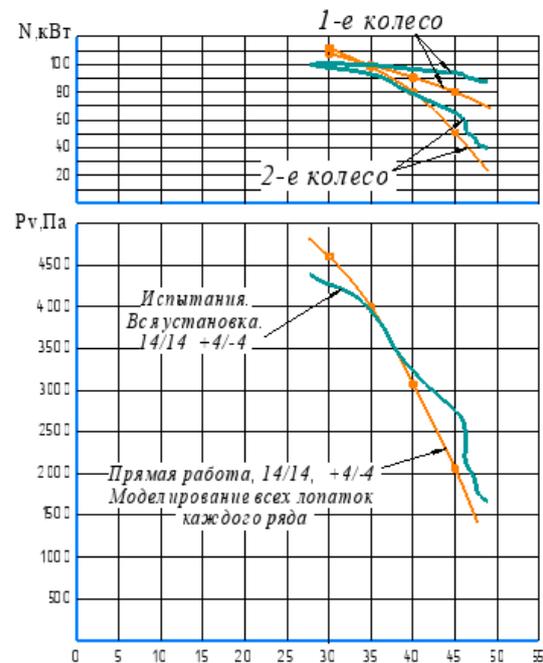


Рис. 7 Характеристика полного давления и мощности. Моделирование всех лопаток рабочих колес

Непосредственное решение аэродинамической задачи выполнялось в модуле CFX куда передавалась геометрия и сетка МКЭ. При этом сеточные домены первого и второго рабочего колес соединялись в единую расчётную модель. На входе в вентилятор задавалось полное давление P, Па.

На выходе задавался расход Q , м³/с. В расчётах использовалась двухпараметрическая k - ε модель. Расчётная кривая строилась двумя способами. В первом моделировалось по одной лопатке с каждого рабочего колеса, что возможно сделать в силу осевой симметрии колес (см. Рис.3). Вторым способом предусматривал моделирование всех лопаток рабочих колес (см. Рис.4).

Последовательно меняя расход и решая на каждом шаге аэродинамическую задачу, получали характеристику вентилятора. На Рис.5 показана кривая подъёма полного давления на рабочих колесах в одной из расчётных точек.

Найденная геометрия лопаток и рабочих колес использована при создании новой вентиляционной установки. При этом построенные расчётные кривые сравнивались с аэродинамической характеристикой, полученной непосредственно в ходе испытания созданного вентилятора. Результаты расчёта первым и вторым способом и сравнение с экспериментом показано на Рис.6 и Рис.7 соответственно. Видно достаточно хорошее совпадение между расчётными и экспериментальными значениями.

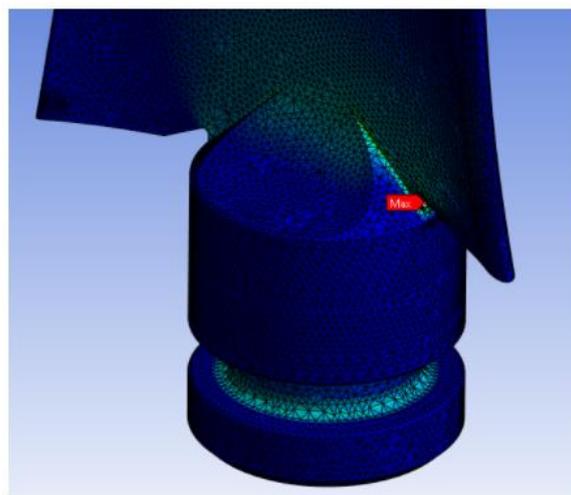


Рис. 8 Распределение напряжений Мизеса по объему лопатки первого рабочего колеса

Помимо аэродинамического выполнялся расчёт лопаток рабочих колес на прочность. В месте крепления хвостовика лопатки задавались граничные условия в перемещениях. К самой лопатке прикладывались возникающие при работе вентилятора центробежные нагрузки. Расчёт проводился в упругой постановке. Результатом стало нахождение распределения напряженно – деформированного состояния по объему лопатки. В качестве примера на Рис.8 показаны эквивалентные напряжения Мизеса $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ в хвостовике лопатки первого рабочего колеса. Найденные напряжения сравнивались с допускаемыми $\sigma_{\text{ЭКВ}} \times k \leq [\sigma]_{\text{ДОП}}$ и делался вывод о прочностных характеристиках.

Список литературы

1. Брусиловский И. В. Аэродинамический расчёт осевых вентиляторов. – М. Машиностроение, 1986. – 288 с.
2. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов: Учебн. Для вузов. – 10-е изд. перераб. и доп. – М: Изд.-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. – 592 с.

УДК 621.879.31

О ВЛИЯНИИ УГЛА РЕЗАНИЯ НА СИЛУ РЕЗАНИЯ ПРИ КОПАНИИ ГРУНТА КОВШОМ ЭКСКАВАТОРА

А.К. Муравский

ФГАОУ ВО «Пермский национальный исследовательский политехнический университет», г. Пермь, Россия

Описано влияние угла резания на сопротивление грунта резанию при копании грунта ковшом экскаватора. Получены зависимости, позволяющие определить изменение отношения силы резания к силе резания при оптимальном угле резания в зависимости от угла резания. Установлено, что для мерзлых грунтов изменение угла резания вызывает более интенсивное изменение силы резания, чем для немерзлых грунтов.

Ключевые слова: экскаватор, резание грунта, сила резания, оптимальный угол резания, копание грунта.

ABOUT INFLUENCE OF CUTTING ANGLE ON CUTTING FORCE WHEN AN EXCAVATOR BUCKET DIGS SOIL

A.K. Muravskiy

The influence of the cutting angle on the cutting resistance of the soil when digging the soil with an excavator bucket is described. Dependencies were obtained that make it possible to determine the change in the ratio of cutting force to cutting force at an optimal cutting angle depending on the cutting angle. It has been established that for frozen soils, a change in the cutting angle causes a more intense change in the cutting force than for unfrozen soils.

Keywords: excavator, ground cutting, cutting force, optimal cutting angle, ground digging.

В современном мире пристальное внимание уделяется проблеме повышения технического уровня выемочно-погрузочных машин и созданию высокопроизводительных и ресурсосберегающих экскаваторов [1]. Научные исследования по разработке технически более совершенных экскаваторов позволяют обосновать рациональные значения конструктивных параметров рабочего оборудования и режимных параметров исполнительных механизмов при функционировании выемочно-погрузочной машины.

В процессе копания грунта экскаватором зубья ковша производят резание грунта, потом отделенный от массива грунт перемещается внутрь ковша при поступательном движении рабочего органа. Процесс взаимодействия зубьев ковша с грунтом характеризуется углом резания, т.е. углом между передней гранью зуба и поверхностью среза.

Угол резания α оказывает существенное влияние на сопротивление грунта резанию. Оптимальный угол резания $\alpha_{\text{опт}}$ составляет от 30 до 35° (для прочных пород – до 45° [2]), что определяется из условий обеспечения наименьшей энергоёмкости разрушения грунта, прочности зуба и поддержания заднего угла резания в пределах 5–7° [3].

Считается, что увеличение угла резания от 40 до 60° удваивает лобовые сопротивления внедрению зуба, а угол резания менее 30° может вызвать рост сопротивления, что наблюдается при резании вдоль напластования грунтов [2]. Обычно при работе экскаваторов угол резания не

превышает 60° [3] и находится в диапазоне от 30 до 60° [4]. Вместе с тем имеются сведения, что иногда процесс копания ковшом экскаватора производится с углом резания близким к 90° и даже тупым [5].

Поддержание оптимального угла резания $\alpha_{\text{опт}}$ при работе экскаватора позволяет повысить эффективность его функционирования, в том числе снизить энергопотребление, повысить производительность и надежность, расширить технологические возможности выемочно-погрузочной машины. Однако реализация процесса копания грунта с постоянным углом резания $\alpha_{\text{опт}}$ связано с определенными сложностями. Например, при работе гидравлического экскаватора процесс копания грунта может осуществляться при совмещении рабочих движений ковша, рукояти и стрелы, что, как правило, вызывает изменение угла резания в процессе копания грунта [6]. Текущее значение угла резания зубом ковша гидравлического экскаватора с рабочим оборудованием обратная лопата может быть найдено [7].

Нужно отметить, что информация, связанная с влиянием угла резания на силу резания при копании грунта ковшом экскаватора, в научной литературе представлена недостаточно полно.

Для изучения влияния угла резания на силу резания найдем зависимости, позволяющие определить изменение отношения силы резания P к силе резания $P_{\alpha.\text{опт}}$ ($P_{\alpha.\text{опт}}$ соответствует оптимальному углу резания $\alpha_{\text{опт}}$) в зависимости от угла резания α .

Для определения зависимостей отношения $P / P_{\alpha.\text{опт}}$ от угла резания α используем формулы, предложенные профессором А.Н. Зелениным для немерзлых и мерзлых грунтов [3].

Сила резания немерзлого грунта ковшом с зубьями

$$P = 10Ch^{1,35} (1 + 2,6l)(1 + 0,0075\alpha)z,$$

где C – число ударов динамического плотномера; h – глубина резания, l – длина режущей кромки ковша; α – угол резания; z – множитель, учитывающий влияние зубьев.

Следовательно, зависимость отношения $P / P_{\alpha.\text{опт}}$ от угла резания α

$$\frac{P}{P_{\alpha.\text{опт}}} = \frac{1 + 0,0075\alpha}{1 + 0,0075\alpha_{\text{опт}}}.$$

Усилие резания немерзлого грунта для элементарных профилей, к которым относятся зубья и боковые стенки ковшей, можно найти по формуле:

$$P = 10Ch^{1,35} (1 + 0,1s) \left(1 - \frac{90 - \alpha}{180} \right).$$

Соответственно,

$$\frac{P}{P_{\alpha.\text{опт}}} = \frac{90 + \alpha}{90 + \alpha_{\text{опт}}}.$$

Сила резания мерзлого грунта для профилей шириной $s > 0,1$ м находится по формуле:

$$P = 10Ch\sqrt{s} \left(1 + \frac{\alpha - 30}{80} \right) \mu \Delta,$$

где s – ширина режущего органа; Δ – множитель, учитывающий затупление рабочего органа; μ – коэффициент, учитывающий степень блокирования.

То есть,

$$\frac{P}{P_{\alpha.опт}} = \frac{50 + \alpha}{50 + \alpha_{опт}}.$$

Для элементарных режущих профилей шириной $s = 0,01 - 0,1$ м сила резания мерзлого грунта находится по следующей формуле:

$$P = 10Ch(1 + 0,55s) \left(1 - \frac{90 - \alpha}{150} \right) \mu \Delta.$$

Таким образом, зависимость отношения $P / P_{опт}$ от угла резания α

$$\frac{P}{P_{\alpha.опт}} = \frac{60 + \alpha}{60 + \alpha_{опт}}.$$

Графическая зависимость отношения силы резания P к силе резания $P_{\alpha.опт}$ от угла резания α при $\alpha_{опт} = 30^\circ$ для рассмотренных выше случаев представлена на рис. 1.

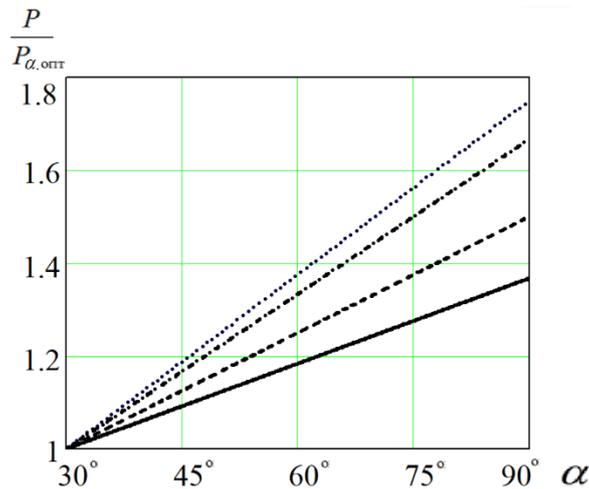


Рис. 1. Зависимость отношения $P / P_{\alpha.опт}$ от угла резания α ($\alpha_{опт} = 30^\circ$):

— — — — — резание немерзлого грунта ковшом с зубьями; ····· резание немерзлого грунта элементарными профилями; ····· резание мерзлого грунта профилями шириной $s > 0,1$ м; — · — · — резание мерзлого грунта элементарными профилями шириной $s = 0,01 - 0,1$ м

Анализируя представление выше зависимости, можно отметить, что независимо от вида режущего органа усилие резания при увеличении угла резания линейно возрастает. Отношение $P / P_{\alpha.опт}$ зависит исключительно от угла резания α при заданном оптимальном угле резания $\alpha_{опт}$ и не зависит

от других параметров, входящих в формулы для определения силы резания P . Увеличение угла резания от 30° до 60° вызывает увеличение силы резания в 1,18 – 1,38 раза (в среднем для всех зависимостей – в 1,29 раза), а увеличение угла резания от 30° до 90° приводит к возрастанию силы резания в 1,37 – 1,75 раза (в среднем – в 1,57 раза). Сила резания увеличивается более интенсивно при увеличении угла резания при резании мерзлого грунта.

Таким образом, поддержание в процессе копания грунта экскаватором оптимального угла резания позволяет повысить эффективность функционирования выемочно-погрузочной машины. Полученные в работе зависимости дают возможность определить изменение отношения силы резания к силе резания при оптимальном угле резания в зависимости от угла резания для различных рабочих органов, взаимодействующих с немерзлыми и мерзлыми грунтами. Установлено, что увеличение угла резания от 30° до 60° может вызвать увеличение силы резания до 1,38 раза, а от 30° до 90° до 1,75 раза. При этом для мерзлых грунтов изменение угла резания вызывает более интенсивное изменение силы резания, чем для немерзлых.

Список литературы

1. Комиссаров А.П., Лагунова Ю.А., Плотников Н.С., Лукашук О.А., Саитов В.И. Взаимодействие главных механизмов карьерного экскаватора при экскавации горных пород // Известия УГГУ. 2018. Вып. 4(52). С. 93-97.
2. Подэрни Р.Ю. Механическое оборудование карьеров: учебник для вузов. – М.: Изд-во МГГУ, 2007. – 680 с.
3. Зеленин А.Н., Баловнев В.И., Керов И.П. Машины для земляных работ. – М.: Машиностроение, 1975. – 424 с.
4. Лабутин В.Н. Экскаватор с поворотным ковшом для безвзрывной выемки полезных ископаемых // ИНТЕРЭКСПО ГЕО-СИБИРЬ. 2017. Т.2. С. 73-79.
5. Ковш экскаватора с оборудованием «прямая лопата»: пат. 1792471 СССР, МПК E02F 3/40. / Забазнов В.К.; заяв. и патентооблад. Воронежское производственное объединение по выпуску тяжелых экскаваторов им. Коминтерна. – № 4839714/03; заявл. 15.05.1990; опубл. 30.01.1993, Бюл. № 4.
6. Муравский А.К., Микрюков А.Ю. Рабочее оборудование гидравлического экскаватора с постоянным углом резания зубьями ковша // Актуальные проблемы повышения эффективности и безопасности эксплуатации горношахтного и нефтепромыслового оборудования. 2022. Т. 1. С. 50-54.
7. Муравский А.К. Об определении скорости и угла резания зубом ковша гидравлического экскаватора с рабочим оборудованием обратная лопата // Горное оборудование и электромеханика. 2016. № 9. С. 42-45.

УДК 622.82

АКСИОМАТИКА МОДЕЛИРОВАНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПРОЦЕССОВ ГОРНОЙ ТЕХНИКИ (ГТ)

Т.А. Ткачева, доцент

ФГБОУ ВО «Московский политехнический университет», г. Москва, Россия

Рассмотрена аксиоматика моделирования эксплуатационных процессов горной техники, используемой на месторождениях полезных ископаемых (МПИ), имеющая целью повысить точность расчётно-числового представления элементов горно-добычных технологий, реализуемых на разрезах и карьерах.

Ключевые слова: горная техника, моделирование, эксплуатационные процессы, аксиоматика, точность, расчётное представление, элементы, технологии.

AXIOMATICS OF MODELING OPERATING PROCESSES OF MINING EQUIPMENT

T.A. Tkacheva

The article discusses the axiomatics of modeling the operational processes of mining equipment used in mineral deposits (MPD), which aims to improve the accuracy of the numerical representation of the elements of mining technologies implemented in open-pit mines and quarries.

Keywords: mining technology, modeling, operational processes, axiomatics, accuracy, calculation representation, elements, technologies.

Высокое качество горнодобывающих технологий достигается на пути развития многих её направлений [1]. Современный язык, а в более обобщённом представлении - лингвистика моделирования в ГОРНОМ ДЕЛЕ сложна и разнообразна.

В классической математике каждая теорема доказывается в системе формулируемых конкретных аксиом и условий. Т.е. можно сказать, что каждая теорема аксиоматична [2]. Также можно сказать и о расчётах и моделировании эксплуатационных процессов ГТ. В них присутствует технологическая аксиоматика. Ведь необходимо:

- обеспечивать полноту представления данных;
- повышать точность, достоверность и своевременность данных и т.д.

И это разработано в реализации ведения горнодобывающих технологий. Но при этом теоретическая доказательная база отсутствует, Хотя практическая точность, например, геологических и маркшейдерских замеров составляет величину порядка (0,003, включая погрешности теодолитной техники и обработку полученной измерительной информации). И ещё, горная техника постоянно находится в движении. Так скорость автотранспортных средств, работающих на МПИ, определяется бортовыми спидометрами класса точности 0,05. И хотя это уровень прецизионных измерений, но скоростные режимы ненагруженных и нагруженных горной массой АТС на разных участках трасс (серпантинах) разрезов и карьеров численно представляются по-разному. А это важно, т.к. трудоемкость процессов транспортирования весьма высока. Затраты на транспортировку и связанные с ним вспомогательные работы составляют 45-50 % от общих затрат

на добычу и обработку минерального сырья, осуществляемых в особой геосфере разрезов и карьеров [3].

Формально можно записать геосфера и условия (ГСФ и У) забоев разных горизонтов различны, т.е.

$$(ГСФ и У)_i = Var, \quad (1)$$

где забой i – го горизонта разрезов и карьеров.

Выражение (1) фиксирует особенности условий каждого забоя, что и является предметом моделирования разрезов и карьеров.

Иногда считается, что «...**Скорость** и порядок движения АТС на дорогах карьера устанавливаются техническим руководителем организации и автотранспортного предприятия с учётом местных условий...». Но эксплуатационные процессы ГТ едины и их новое высокоточное численное представление в моделировании обязательно аксиоматично, а значит все показатели, их параметры и характеристики доказательны.

Выводы:

1. Разработка технологической аксиоматики для моделирования эксплуатационных процессов всего спектра применяемой ГТ необходима, т.к. создаются условия доказательности в достижении точности по многим параметрам (правильнее рассчитывается производительность или нагрузки в процессах работы экскаваторов, бульдозеров АТС.

2. Необходимо расширять числовое представление параметров и показателей, что позволит выявлять новые качественные признаки (КП) добываемого и обрабатываемого минерального сырья на МПИ (уголь, Fe, щебень, гравий и др.). А новые КП минерального сырья – это дополнительный источник доходов горно-добывающего производства [4].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Прокин А.В. Материалы Первого Геологического Интернет-канала. М.: МИС и С (Университет науки и технологий). МГУ. - 2012-2022 г.г.
2. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для инженеров. М.: Наука. – 1984. - 836 с.
3. Материалы XXXIV Смирновских научных чтений. МГУ. 31 января – 2 февраля 2023 года.
4. Приборное оснащение для контроля качества углей и продуктов их переработки. XXXII Международной Научный Симпозиум Неделя Горняка 2024. М.: МИС и С (Университет науки и технологий). МГУ.- 2024.

УДК 622.331.002.5

РАСЧЕТ НАГРУЗКИ НА СДВОЕННОЕ КОЛЕСО ТОРФЯНОЙ УБОРОЧНО-ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ

А.Л. Яблонеv, д.т.н., А.А. Алексееv, к.т.н., Д.М. Щербакова, к.т.н.
Тверской государственнй технический университет, г. Тверь, Россия

Представлена разработанная методика расчета нагрузки на сдвоенное колесо торфяной транспортной машины, как статически неопределимой системы, основанная на методе сил.

Ключевые слова: торф, торфяная транспортная машина, нагрузка на колесо, сдвоенное колесо, эюра, метод сил, статическая неопределимость.

CALCULATION OF LOAD ON A DOUBLE WHEEL OF A PEAT HARVESTING AND TRANSPORTING MACHINE

A.L. Yablonev, A.A. Alekseev, D.M. Scherbakova

The developed method for calculating the load on a dual wheel of a peat transport machine as a statically indeterminate system, based on the method of forces, is presented.

Keywords: peat, peat transport machine, wheel load, double wheel, diagram, method of forces, static indetermination.

Абсолютное большинство торфодобывающих предприятий уже перешло к настоящему времени на эксплуатацию машин и тракторов на пневмоколесном ходу взамен традиционного гусеничного. Это объясняется, прежде всего, большей универсальностью техники и повышенными возможными скоростями поступательного движения, на которых производятся наиболее энергоемкие уборочно-транспортные работы [1, 2]. Для обеспечения необходимых тягово-сцепных свойств и проходимости колесные машины и трактора оснащаются при этом сдвоенными, а, в некоторых случаях, связанных с работой техники на неосушенных залежах, и строеными колесами [3]. Нагрузки на колесный ход машин при уборочно-транспортных операциях на порядок превышают нагрузки при основных технологических операциях добычи – фрезеровании, ворошении, валковании и т. д. Поэтому обоснованный подбор колес для сдваивания во многом определяет надежность и долговечность техники, как, впрочем, и надежность всего технологического процесса [4]. Широко используемый в практике метод расчета нагрузок на сдвоенный колесный ход предполагает равенство нагрузок на внешние и внутренние колеса, а также рассмотрение балки с колесами, как статически определимой системы [5–7]. В то же время, опыт эксплуатации сдвоенных колес показывает, что внутренние колеса изнашиваются интенсивнее, чем наружные, что свидетельствует о большей нагруженности внутренних колес. Известный вероятностный метод расчета хоть и дает возможность определить нагрузки на внутренние и внешние колеса [8], однако не учитывает первопричину появления разных нагрузок – деформацию балки, причем с ростом расстояния между внутренним и внешним колесом, погрешность метода значительно увеличивается. В то же время, именно в увеличении расстояния между внутренним и

внешним колесом кроется один из резервов увеличения проходимости техники на слабых грунтах (органогенных почвах). Поэтому в данной статье представляется расчет вышеобозначенных нагрузок с позиции рассмотрения балки, как статически неопределимой системы с использованием метода сил [9].

Исходная расчетная схема представлена на рис. 1. Так как она является симметричной по геометрии и нагрузкам, то в эквивалентной системе метода сил рассмотрим ее левую половину с действующим по оси симметрии внутренним изгибающим моментом X_1 , заменив колеса упругоподатливыми опорами (рис. 2 а). Для оценки податливости опор λ принято выражение:

$$\lambda = \frac{kl^3}{EI},$$

где k – эмпирический коэффициент, определяющий величину податливости опор при сравнении с изгибной жесткостью балки EI .

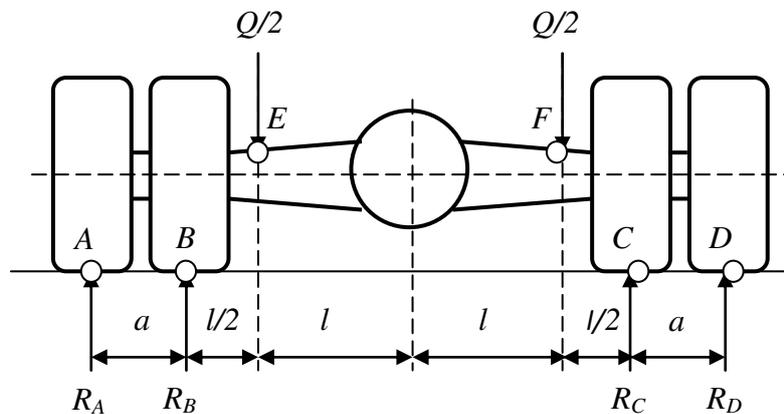


Рис. 1. Начальная расчетная схема действующих нагрузок на сдвоенный колесный ход

Рассмотрим единичное состояние при действии только единичного момента $X_1 = 1$ (рис. 2 б) и построим единичную эпюру изгибающих моментов (рис. 2 в). Рассмотрим грузовое состояние балки (рис. 2 г) и построим эпюру изгибающих моментов от действия только внешней нагрузки (рис. 2 д). Каноническое уравнение метода сил будет иметь вид:

$$\delta_{11}X_1 + \Delta_{1p} = 0,$$

где δ_{11} – коэффициент канонического уравнения; Δ_{1p} – свободный член канонического уравнения.

Исходя из расчетных схем и построенных эпюр определим коэффициент и свободный член канонического уравнения:

$$\begin{aligned} \delta_{11} &= \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{2} \cdot a \cdot 1 \cdot \frac{2}{3} \cdot 1 + 1 \cdot \frac{3}{2} \cdot l \cdot 1 \right) + \frac{1}{a} \cdot \frac{1}{a} \cdot \frac{kl^3}{EI} \cdot 2 = \frac{1}{EI} \left(\frac{a}{3} + \frac{3l}{2} + \frac{2kl^3}{a^2} \right); \\ \Delta_{1p} &= \frac{1}{EI} \left(-\frac{1}{2} \cdot \frac{Ql}{4} \cdot a \cdot \frac{2}{3} \cdot 1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{Ql}{4} \cdot \frac{l}{2} \cdot 1 \right) - \frac{1}{a} \cdot \frac{Ql}{4a} \cdot \frac{kl^3}{EI} - \frac{1}{a} \cdot \frac{Q}{2} \left(1 + \frac{l}{2a} \right) \frac{kl^3}{EI} = \\ &= -\frac{Q}{EI} \left(\frac{la}{12} + \frac{l^2}{16} + \frac{kl^4}{4a^2} + \frac{kl^3}{2a} \left(1 + \frac{l}{2a} \right) \right). \end{aligned}$$

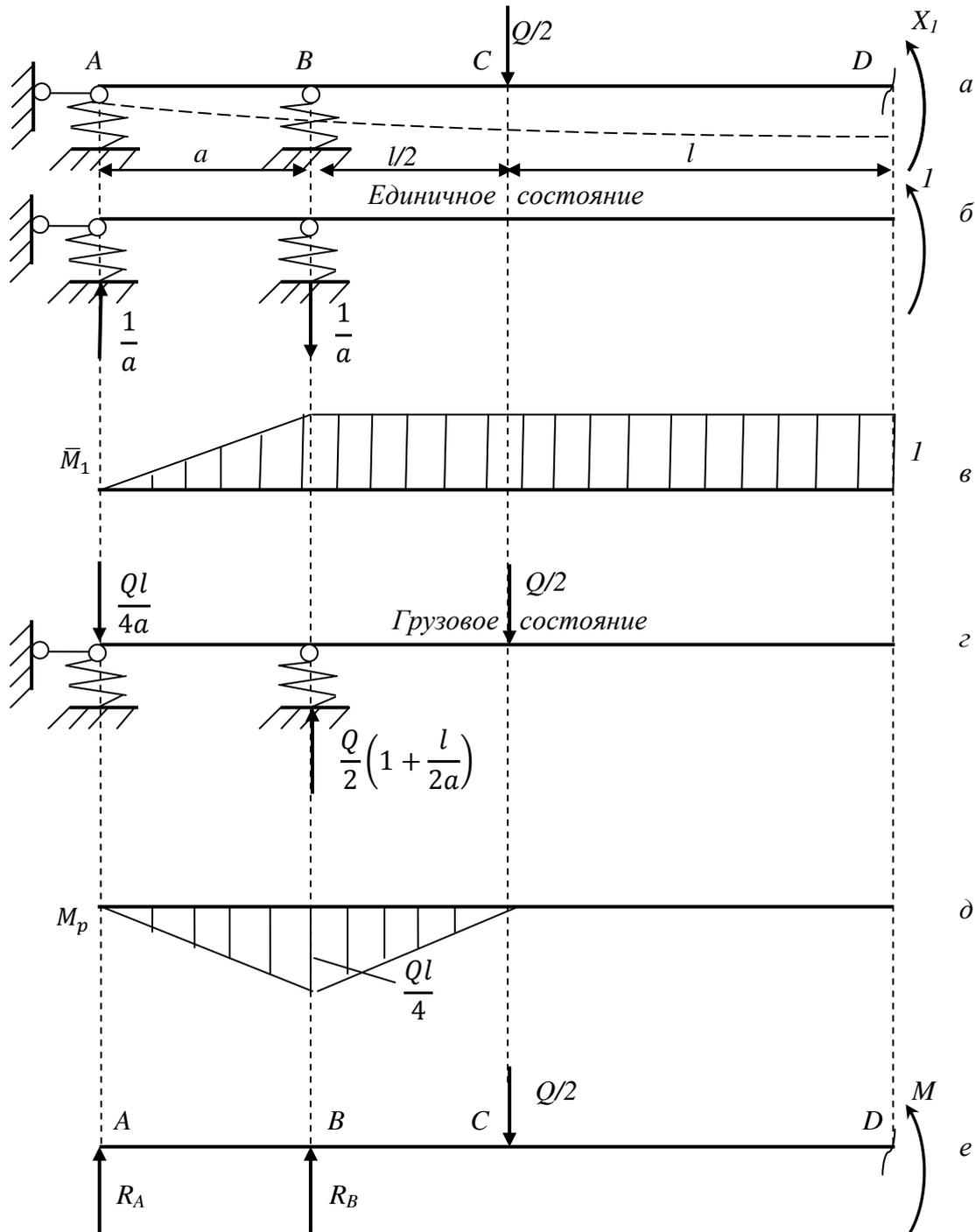


Рис. 2. Расчетные схемы и эпюры для определения нагрузок на внутреннее и внешнее колесо сдвоенного пневмоколесного хода

Таким образом, неизвестный внутренний изгибающий момент, приложенный в середине пролета балки:

$$X_1 = M = -\frac{\Delta_{1p}}{\delta_{11}} = \frac{Q}{2} \cdot \frac{\left(\frac{la}{6} + \frac{l^2}{8} + \frac{kl^4}{2a^2} + \frac{kl^3}{a} \left(1 + \frac{l}{2a}\right)\right)}{\left(\frac{a}{3} + \frac{3l}{2} + \frac{2kl^3}{a^2}\right)}.$$

Для нахождения реакций R_A и R_B рассмотрим окончательную расчетную схему (рис. 2 е) и составим для нее уравнения равновесия:

$$\sum m_A = R_B \cdot a - \frac{Q}{2} \left(a + \frac{l}{2} \right) + M = 0,$$

откуда:

$$R_B = \frac{Q}{2a} \left(a + \frac{l}{2} \right) - \frac{M}{a};$$

$$\sum m_B = -R_A \cdot a - \frac{Q}{2} \cdot \frac{l}{2} + M = 0,$$

откуда:

$$R_A = \frac{M}{a} - \frac{Ql}{4a}.$$

Полученные выражения для R_A и R_B подтверждают, что $R_A < R_B$, а проведенный расчет для условий $l = 0,8$ м; $a = 0,5$ м; $Q = 10$ кН; $k = 20$ показал, что $\lambda = \frac{10,24}{EI}$; $M = 3,205$ кН·м; $R_A = 2,41$ кН; $R_B = 2,59$ кН, причем, как и предполагалось, $R_A + R_B = Q/2$.

Дополнительно проведенная деформационная проверка показала правильность решения задачи и полученных выражений для реакций.

Вывод:

Таким образом, с использованием метода сил при рассмотрении балки со сдвоенными колесами, как симметрично нагруженной статически неопределимой системы, получены аналитические выражения для расчета нагрузки на внутреннее и внешнее колесо. Единственным фактором, от которого во многом зависит деформация балки, и который подлежит экспериментальному определению для данной методики, является эмпирический коэффициент податливости опор k .

Список литературы

1. Мисников О.С., Копенкина Л.В. Возникновение торфяного дела в России // Горный журнал, 2020. № 2. – С. 95–99.
2. Справочник по торфу // Под ред. А.В. Лазарева. М.: Недра, 1982. – 760 с.
3. Окунев Г.А., Кузнецов Н.А., Андрианов А.В. Техничко-экономические показатели использования трактора ХТЗ-150К-09 на одинарных и сдвоенных шинах // Вестник Челябинской государственной агроинженерной академии, 2013. Т. 66. – С. 58–67.
4. Работа автомобильной шины / В.И. Кнороз [и др.]. М.: Транспорт, 1976. 238 с.
5. Яблонев А.Л. Эффективное применение сдвоенного пневматического колесного хода на торфяной залежи нарушенной структуры // Горное оборудование и электромеханика, 2011. № 5. – С. 54–56.
6. Яблонев А.Л., Дорогов О.В. Расчет сдвоенного приводного пневмоколесного прицепа для перевозки фрезерного торфа // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-техн. журнал), 2014. № 6. – С. 154–157.
7. Яблонев А.Л., Дорогов О.В. Обоснование параметров пневмоколесного хода пассивных прицепных машин для транспортирования фрезерного торфа // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-техн. журнал), 2015. № 7. – С. 174–177.
8. Абдулгасис А.У. Вероятностный метод определения реакции дороги на шины сдвоенных колес автомобилей // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета, 2009. № 20. – С. 5–9.
9. Степин П.А. Соппротивление материалов. М.: Высшая школа. 8-е изд. 1988. – 367 с.

УДК621.644.07

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ТРУБОПРОВОДОВ В САЕ

А.А. Коминов, студент, **Н. В. Савинова**, канд. техн. наук, доцент
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ

Проектирование трубопроводов происходит в несколько этапов. Подбор рабочего оборудования, размещение на площади, соединение оборудование трубопроводами, проверочный расчет труб и соединений. Статья посвящена проектированию трубопровода станции водоподготовки с использованием современных САД и САЕ-систем, особенностям создания расчетных моделей.

Ключевые слова: трубопровод, метод конечных элементов, степени свободы опор, проектирование, расчет в САЕ

FEATURES OF PIPELINE CALCULATION IN CAE

A.A. Kominov, N.V. Savinova

Pipeline design occurs in several stages. Selection of working equipment, placement on the area, connection of equipment with pipelines, verification calculation of pipes and connections. The article is devoted to the design of a pipeline for a water treatment plant using modern CAD and CAE systems, and the features of creating calculation models.

Keywords: pipeline, finite element method, degrees of freedom of supports, engineering, calculation in CAE

Трубопроводы – это инженерные сооружения разной сложности, состоящие из труб. Они предназначены для транспортировки различных веществ, таких как жидкости, газы, пар и другие. Трубопроводные системы играют ключевую роль в различных областях деятельности человека, включая нефтегазовую промышленность, металлургию, водоснабжение и многие другие отрасли.

При проектировании трубопровода расположенного в замкнутом помещении необходимо решить ряд задач:

- оптимально расположить рабочее оборудование системы;
- выбрать наилучшее расположение трубчатых элементов относительно стен при соблюдении всех нормативных рекомендаций;
- оценить напряженно-деформированное состояние ветвей провода.

Рассмотрим опыт проектирования трубопроводов станции (производительность 75 м³ в сутки) водоподготовки питьевой воды. Очистка воды выполняется за счет аэрации с предварительным дозированием щелочи (раствора гидроксида натрия) для удаления аммиака и ионов аммония и для повышения значения рН, дозирование коагулянта и гипохлорита натрия для окисления железа, марганца, перманганатной окисляемости. Подщелачивание воды выполняется для перевода ионов аммония в аммиак. Аммиак отдувается в смесителе воздухом, который подается компрессором. Реагенты поступают из комплексов пропорционального дозирования. Затем вода проходит через осветлительные фильтры для удаления механических примесей. Фильтр состоит из корпуса, автоматического клапа-

на управления, дренажно-распределительной системы и фильтрующей загрузки.

Размещение рабочего оборудования и определение положения трубопроводов выполнялось в САД-системе компании АСКОН «КОМПАС-3D». Моделированием была проделана работа по расстановке оборудования, с учётом легкости доступа для его обслуживания и простоты логистики в помещении. Далее с применением приложения Трубопроводы были смоделированы системы труб из ПВХ материала, с учётом фитингов и запорно-регулирующей арматуры. Прокладка трубопроводов в САД-системе на стадии проектирования позволила сделать трубопроводную обвязку максимально удобной для дальнейшего обслуживания станции водоподготовки (рис. 1).

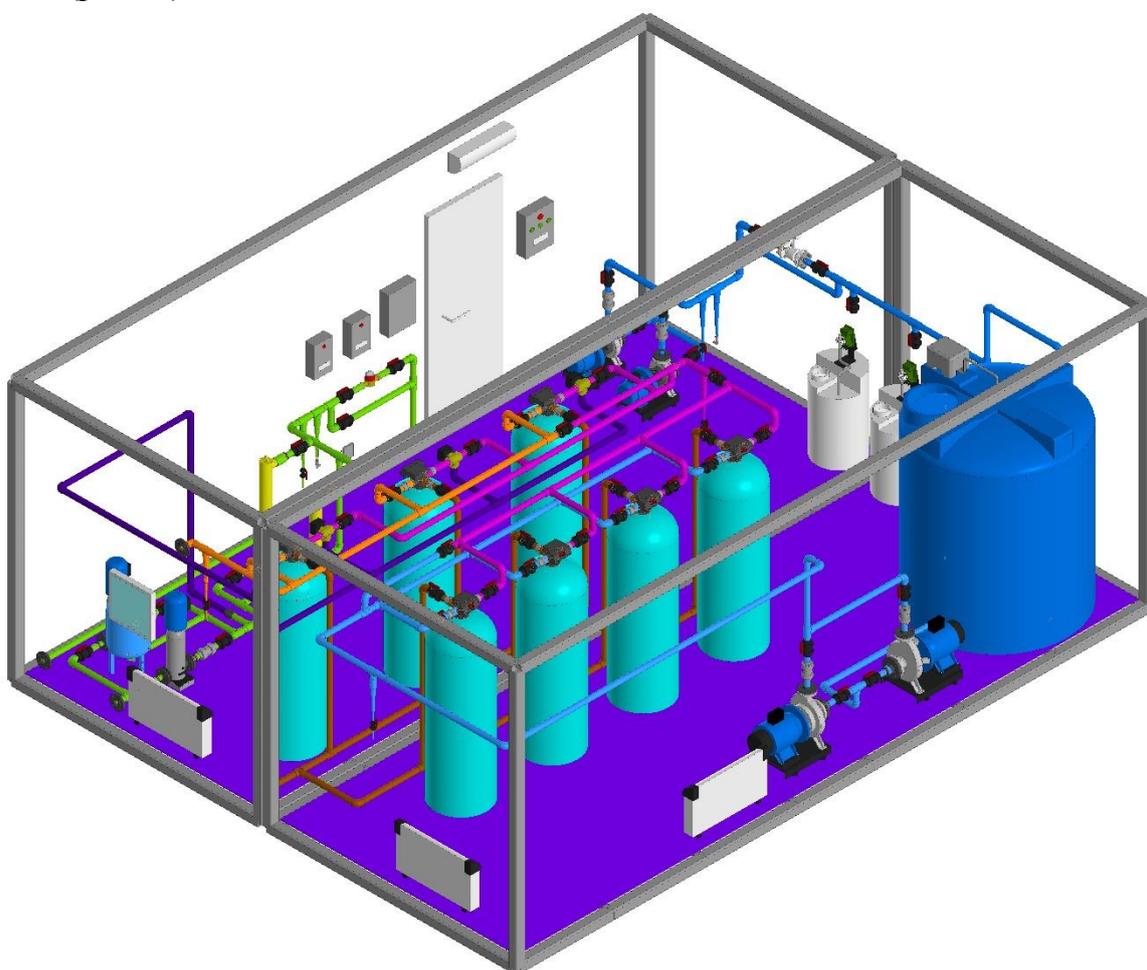


Рис. 1. Компоновка оборудования станции

Напряженно-деформированное состояние трубопроводной системы оценивалось в модуле APM Structure 3D CAE-системе компании АПМ. Для моделирования трубопроводов программные продукты линейки APM содержат специальный конечный элемент pipe, или «труба», с круглым поперечным сечением. Кроме этого, при создании модели геометрии объекта использовался набор специальных команд: участок трубы, тройник, отвод, трубопроводная арматура. Конечные элементы pipe позволили учесть при-

соединённую массу жидкой среды и дополнительной изоляции, учесть внутреннее давление, действующее на элементы трубопровода (рис. 2).

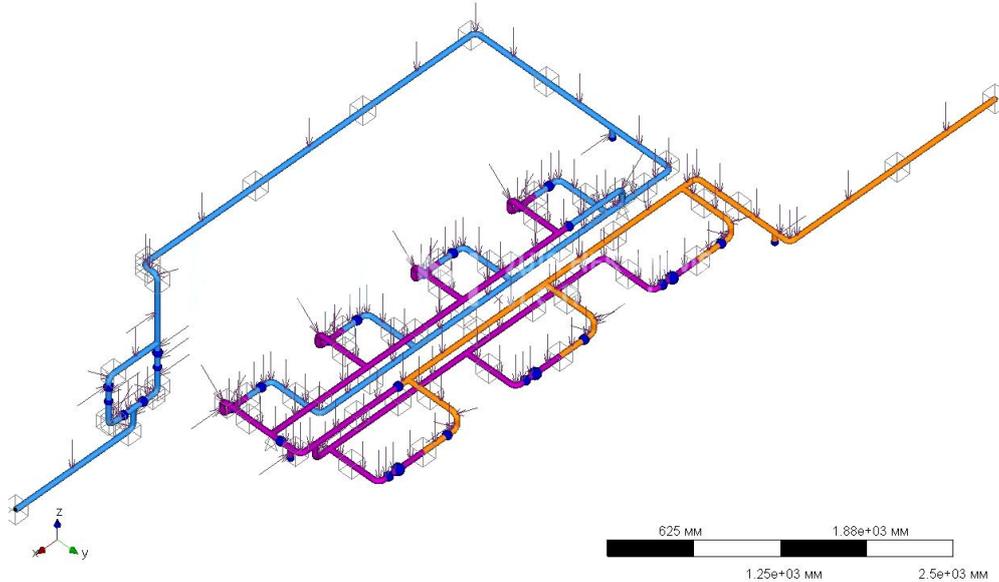


Рис. 2. Расчетная схема участка трубопровода

Материал труб объекта – поливинилхлорид, термопластичный полимер винилхлорида. Он имеет химическую стойкость к щелочам, минеральным маслам, многим кислотам и растворителям. Для расчета использовались следующие физико-механические свойства: плотность при 20°C - 1,4 г/см³, теплопроводность - 0,15Вт/(м·град), теплоемкость – 1470 Дж/(кг·град), модуль Юнга – 2,7 МПа, коэффициент Пуассона – 0,38.

Особое внимание при проектировании уделялось качественному выбору степеням свобод мест фиксации трубопровода в пространстве. Согласно инструкции СН 550-62 использовались подвижные (направляющие) и неподвижные жесткие и шарнирные опоры (рис. 3).

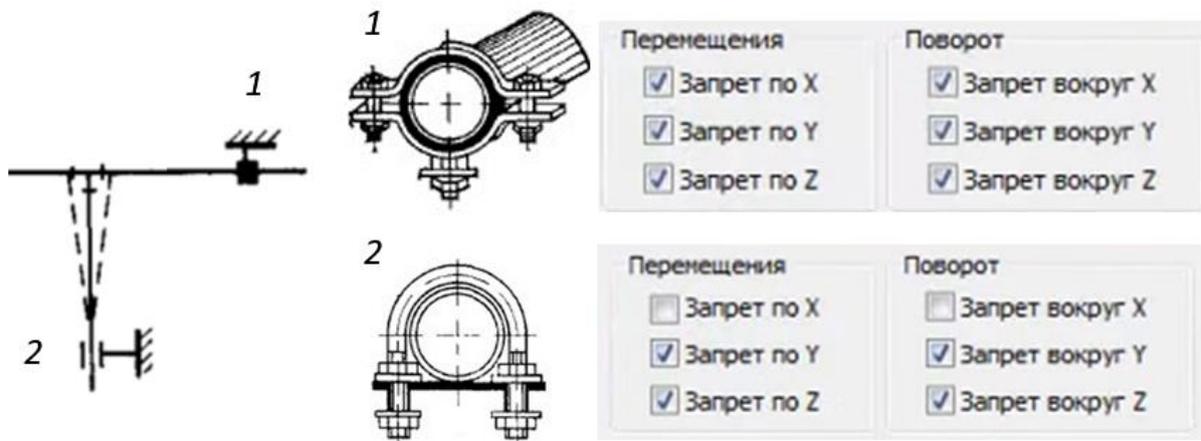


Рис. 3. Опоры трубопровода

В модель нагружения вошли нагрузки: внутреннее давление в трубопроводе, сила тяжести трубопровода, оборудования и арматуры, силы тяжести рабочей жидкости и температурная нагрузка.

Расчетные комбинации нагружений дали картину влияния нагрузок на трубопроводную систему (рис. 4). Анализ результатов помог выявить места повышенных напряжений. Уровень напряжений удалось скорректировать определением наилучшего положения опор трубопровода.

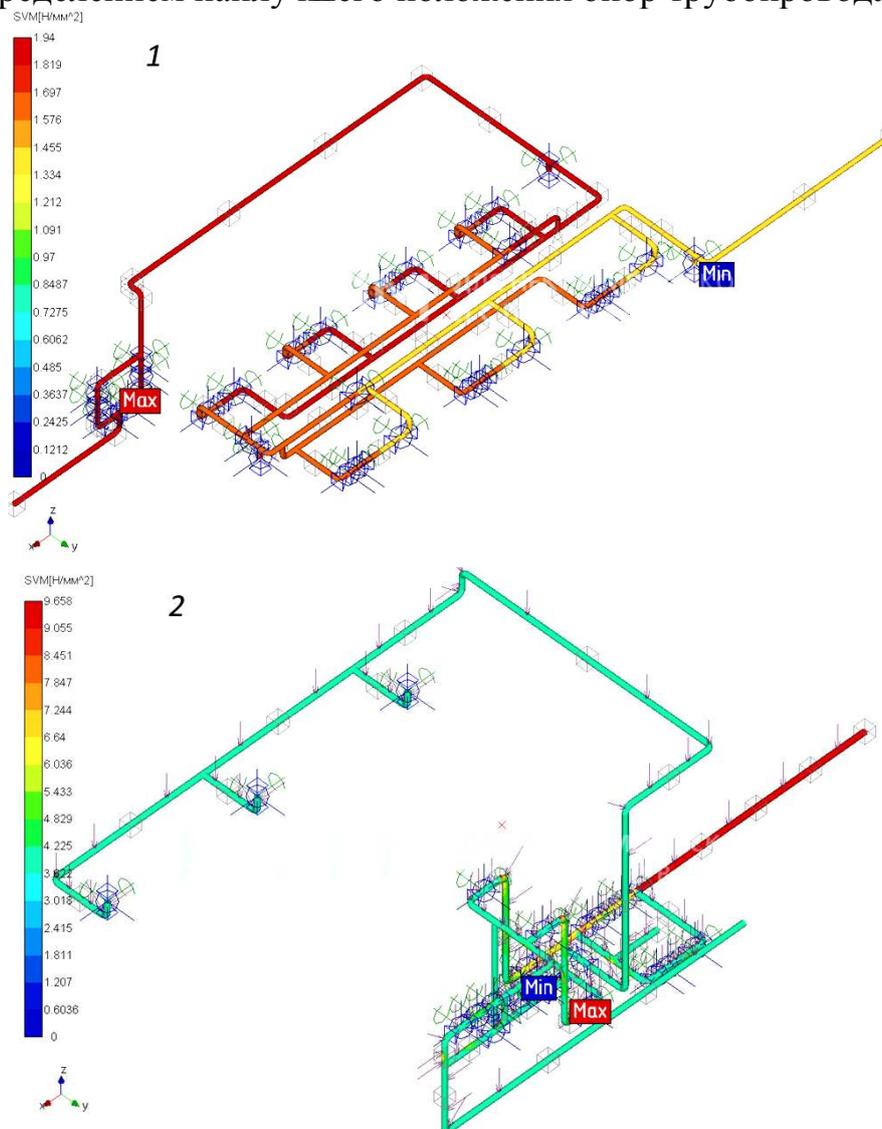


Рис. 4. Карты напряжений участков трубопровода:

1 – напряжения от внутреннего давления; 2 – напряжения от сил тяжести, давления и температуры

Список литературы

1. Инструкция по проектированию технологических трубопроводов из пластмассовых труб. СН 550-62 /Госстрой России. — М.: ГУП ЦПП, 2000. -63 с.
2. Пособие по проектированию технологических трубопроводов из пластмассовых труб / НПО «Пластик» - М.: Стройиздат, 1984. – 144 с.
3. <https://apm.ru/analysis-of-strength-of-pipelines>

УДК 621.879.323

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТРЕХОПОРНОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО МЕХАНИЗМА ШАГАНИЯ

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

Представлен анализ существующих механизмов перемещения мощных экскаваторов-драглайнов. Для самых распространённых шагающих трехопорных механизмов с гидравлическим и механическим приводом выявлены существенные недостатки, снижающие эффективность применения этих механизмов. На основе проведенного исследования предложен новый трехопорный механизм шагания с двумя гидроцилиндрами. Предложенный механизм позволяет существенно снизить влияние недостатков трехопорных механизмов на эффективность использования перемещения экскаватора-драглайна и его работу в целом.

Ключевые слова: экскаватор-драглайн, механизм шагания, гидропривод, гидроцилиндр, открытые горные работы.

ANALYTICAL STUDY OF THREE-POINT HYDRAULIC STEP MECHANISM

N.M. Suslov, S.A. Chernukhin

The article presents an analysis of existing mechanisms for moving powerful dragline excavators. For the most common walking three-support mechanisms with hydraulic and mechanical drive, significant shortcomings have been identified that reduce the efficiency of using these mechanisms. Based on the conducted research, a new three-support walking mechanism with two hydraulic cylinders is proposed. The proposed mechanism makes it possible to significantly reduce the impact of the shortcomings of three-support mechanisms on the efficiency of using the movement of a dragline excavator and its operation in general.

Keywords: dragline excavator, walking mechanism, hydraulic drive, hydraulic cylinder, open pit mining.

При разработке залежей полезных ископаемых открытым способом задействованы мощные горные машины, такие как экскаваторы-драглайны [1]. Постоянное продвижение забоя по мере разработки карьера обязывает все горные машины, задействованные при добыче полезных ископаемых проектировать с возможностью передвижения, в том числе и шагающие экскаваторы-драглайны.

Ввиду больших масс этих машин единственным механизмом передвижения является шагающий механизм. Шагающих механизмов, устанавливаемых на драглайнах, существует значительное количество [2] Механизмы шагания разделяют по количеству опорных точек во время передвижения (трехопорный механизм или четырехопорный) и по типу привода механизма (гидравлический или механический). Наиболее распространённый механизм является трехопорный. В зависимости от мощности экскаватора трехопорный механизм шагания оборудуют гидравлическим или механическим приводом. Для наиболее мощных машин рациональнее использовать гидравлический привод, так как при увеличении мощности машины значительно увеличивается его масса, а кратно ей увеличивается масса и габариты самого механизма шагания с механическим приводом, что влияет на эффективность его применения. Для трехопорных

механизмов шагания с механическим приводом при передвижении экскаватора по наносным глинистым грунтам с низкой несущей способностью характерна такая особенность, как пробуксовывание опорных башмаков в конце шага, что сокращает скорость передвижения машины. Вне зависимости от типа привода у всех трехопорных механизмов существует основной недостаток – зависимость величины шага от высоты подъема машины, при этом, во время подъема передней кромки затрачивается колоссальные объемы энергии, но перемещение во время процесса подъема не осуществляется

Указанные недостатки могут быть существенно уменьшены путем использования в трехопорном механизме шагания [3] привода от двух гидроцилиндров (рис. 1) [4]. Такой механизм шагания содержит опорные башмаки 1, размещенные по обеим сторонам машины 2. Каждая сторона имеет гидроцилиндры 3 и распорные рычаги 4 и 5. Рычаги связаны между собой и со штоком 6 гидроцилиндра 3 шарниром 7, а с опорными башмаками 1 и корпусом машины 2 шарнирами 8 и 9 соответственно, на опорных башмаках размещены опоры 10. Передвижение машины здесь осуществляется двумя силовыми гидроцилиндрами.

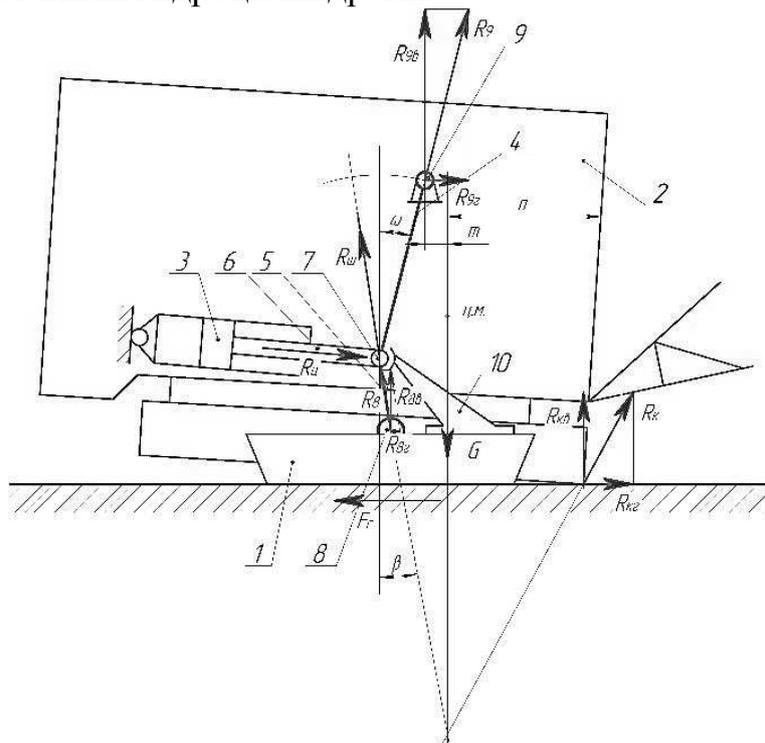


Рисунок 1. Трехопорный механизм шагания с двумя гидроцилиндрами

После опускания опорных башмаков на грунт под действием гидроцилиндров при дальнейшем выдвигании их штоков шарниры 7 упираются в упоры 10, экскаватор поворачивается вокруг передней кромки базы экскаватора под действием усилий R_9 , действующих на шарнир 9 со стороны верхних распорных рычагов (рис. 1). Верхние распорные рычаги поворачиваются вокруг шарниров 7, происходит перемещение машины на величину шага в сторону, диаметрально противоположную стреле. Нагрузки

вертикальная $R_{9в}$ и горизонтальная $R_{9г}$ определяются силой тяжести экскаватора G , величиной m отклонения центра масс экскаватора от шарнира 9 по горизонтали и углом ω наклона от вертикали верхнего распорного рычага, угол ω определяет половину шага L экскаватора.

У стандартного трехопорного механизма шагания с гидравлическим приводом расстояние m должно быть не менее величины шага во избежание «клевка» экскаватора. В рассматриваемом механизме шагания такого ограничения не существует. Здесь необходимо выдержать единственное условие, чтобы линия действия силы веса экскаватора находилась справа от вертикали, проходящей через шарнир 9. Следовательно, величина m может быть принята минимальной, благодаря этому нагрузка $R_{кв}$ на кромке базы будет также минимальной, меньше будет и сопротивление $R_{кг}$ вложению передней кромки базы экскаватора, а, следовательно, и расход энергии на перемещение экскаватора.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Кантемиров В.Д., Титов Р.С., Яковлев А.М. Анализ эксплуатационных показателей горнодобывающего оборудования ведущих железорудных карьеров России // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. 2019. № 2. С. 40-50. DOI: 10.21440/0536-1028-2019-2-40-50.

2. Чернухин С. А. Анализ и перспективы развития шагающего ходового оборудования горных машин // Вестник Забайкальского государственного университета. – 2018. – Т. 24, № 9. – С. 29-35. – DOI 10.21209/2227-9245-2018-24-9-29-35. – EDN YVERPVZ.

3. А. с. 219455 СССР, 84 d 9/04. Шагающий механизм для мощных экскаваторов и других землеройных машин / Т. Е. Исаев, М. А. Казаринова, Б. С. Камышов, Б. И. Сатовский, В. Н. Попов (СССР). – № 1133277/29-14; заявл. 30.01.67; опубл. 30.12.68. Бюл. № 18. – 2 с.

4. Авторское свидетельство № 1239229 А1 СССР, МПК E02F 9/04. Механизм шагания : № 3834406 : заявл. 03.01.1985 : опубл. 23.06.1986 / Г. Х. Бойко, В. С. Кострицкий, В. Р. Кубачек [и др.] ; заявитель Свердловский горный институт им. В.В.Вахрушева, производственное объединение "Уралмаш". – edn trdror.

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 621.879

АНАЛИЗ ПРИЧИН РАЗРУШЕНИЯ ДНИЩА КОВША ЭКСКАВАТОРА

С.В. Белов, доцент, к.т.н.; **А.П. Комиссаров**, профессор, д.т.н.
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ

В статье описываются условия возникновения неисправности ковша экскаватора, причины ее возникновения и развития. Представлены результаты экспертизы ковша с указанием возможных причин неправильной эксплуатации.

Ключевые слова: карьерный экскаватор, ковш, неисправности, экспертиза.

ANALYSIS OF THE CAUSES OF DESTRUCTION OF THE BOTTOM OF AN EXCAVATOR BUCKET

S.V. Belov, A.P. Komissarov

The article describes the conditions for the occurrence of an excavator bucket malfunction, the reasons for its occurrence and development. The results of the bucket examination are presented, indicating possible reasons for improper operation.

Keywords: mining excavator, bucket, malfunctions, examination.

Карьерные гусеничные экскаваторы предназначены для экскавации горной массы и погрузки её в транспортные средства. Машинист в процессе работы обязан регулярно проводить внешний осмотр рабочего оборудования с целью своевременного выявления неисправностей. В случае выявления неисправностей оборудования машинист обязан предпринять меры для устранения причин неисправностей и сообщить о неисправности руководителю работ.

В 2023 году сотрудниками УГГУ была проведена экспертиза ситуации по разрушению ковша экскаватора ЭКГ-20 при его эксплуатации на АО «Михайловский ГОК им. А.В. Варичева».

Ковш был изготовлен по заказу этого предприятия в соответствии с рабочими чертежами, выполненными предприятием АО ГК «АВИТЕКС» (г. Екатеринбург). Ковш был введен в эксплуатацию 17.07.2023, а 01.08.2023 произошел отказ в работе экскаватора по причине разрушения петли днища ковша. Руководство ГОК направило в адрес изготовителя письмо и Акт выявленных недостатков. Руководство ГОК посчитало, что причиной отказа ковша явился брак завода-изготовителя, и потребовало срочной замены нового днища ковша. Руководство ГОК считает, что образование поперечной трещины петли днища ковша и многочисленных трещин сварных швов металлоконструкций ковша вызвано несоблюдением технологии сварных работ.

Разрушенное днище ковша было направлено в адрес изготовителя. Руководство завода-изготовителя посчитало, что причиной разрушения ковша являются другие факторы и обратилось за консультацией к сотрудникам УГГУ.

Специалистами УГГУ было проведено тщательное обследование места поломками ковша, изучена конструкторская документация на ковш, и

проведен анализ соответствия материала ковша требованиям конструкторской документации.

Во время экспертизы ковша были проведены следующие мероприятия: внешний осмотр; фотофиксация мест разрушения металла (рис. 1); исследование днища ковша на соответствие материала конструкторской документации.



Рис. 1. Фотография места поломки ковша

SciAps Material Report 11:23 am, 11/10/2022 AVG #Z77

10 99,7 10XCHD

2 - 10 92,2

3 - 10 1 87,1

Element	Value	±	Reference Range
Fe Iron	96,58%	± 0,100%	95,61-97,20%
Si Silicon	0,840%	± 0,034%	0,800-1,10%
Mn Manganese	0,683%	± 0,025%	0,500-0,800%
Cr Chromium	0,667%	± 0,027%	0,600-0,900%
Ni Nickel	0,547%	± 0,014%	0,500-0,800%
Cu Copper	0,503%	± 0,010%	0,400-0,600%
C Carbon	0,067%	± 0,003%	0,000-0,120%
V Vanadium	0,030%	± 0,001%	
Al Aluminum	ND	< 0,002%	
Nb Niobium	ND	< 0,012%	
Mo Molybdenum	ND	< 0,015%	
Pb Lead	ND	< 0,004%	
Ti Titanium	ND	< 0,000%	

Рис. 2. Результаты обследования ковша

Состав стали ковша был определен с помощью лазерного спектрометра марки SciAps с приложением измерений. Результат исследования подтвердил, что ковш действительно изготовлен из высококачественной стали марки 10XCHD (рис. 2).

Итог экспертизы: на передней кромке днища ковша имеются значительные видимые изгибы металлических кромок толщиной 20 мм.

Характер разрушения сварных швов говорит, именно, об их отслоении от поверхностей свариваемых элементов, а не об их растрескивании, что вызвано, в первую очередь, некачественной сваркой с соответствующей разделкой швов, что и показывает, как произошло разрушение при возникновении значительных динамических нагрузок.

При изучении фотографий и внешнем осмотре было установлено, что размеры и характер повреждений днища ковша, в частности, возникновение поперечной трещины петли ковша (полного разлома петли в поперечном сечении при толщине металла 20 мм и ширине трещины в 400 мм), свидетельствуют о воздействии значительной динамической нагрузки, многократно превышающей максимально допустимую рабочую нагрузку.

Таким образом, следует предположить, что разрушение днища ковша, а именно, отслоение некачественных слоев сварки, изгиб передней кромки днища и разрыв петли днища ковша произошли в результате неправильного использования ковша при экскавации горной массы путем воздействия нижней кромкой днища ковша на поверхность забоя для пла-

нирования этой поверхности. В результате таких действий произошло внезапное стопорение движения ковша с возникновением нерасчетных динамических нагрузок, вызвавших отслоение сварных швов, а, главное, критический полный разрыв петли днища ковша. На характер возникновения такой ситуации указывает и продолжительность ее возникновения. Ковш был принят в эксплуатацию 17 июля, а уже 1 августа произошла авария.

На основании детального анализа разрушений ковша установлено, что основной причиной явилось заклинивание ковша при планировании забоя, значительное превышение порога прочности петли ковша и ее обрыв. Процессу заклинивания и разрушения петли сопутствовало отслоение сварных швов кузова ковша.

Вывод: Рискованные действия машиниста при планировании забоя могут привести к возникновению серьезных аварий.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Подэрни Р.Ю. Механическое оборудование карьеров: Учебник для вузов. – 7-ое изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во «Майнинг Медиа Групп», 2011 640 с.: ил.
2. Набиуллин Р. Ш. Комплексная оценка напряженно-деформированного состояния металлоконструкций рабочего оборудования карьерного экскаватора // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2022. — № 12–1. — С. 93—105. DOI: 10.25018/0236_1493_2023_121_0_93.
3. Шибанов Д. А., Иванов С. Л., Емельянов А. А., Пумпур Е. В. Оценка показателей работоспособности карьерных экскаваторов в реальных условиях эксплуатации // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2020. — № 10. — С. 86–94. DOI: 10.25018/0236-1493-2020-10-0-86-94.
4. Насонов М. Ю., Юнгмейстер Д. А., До Дык Чонг. Оценка долговечности металлоконструкций экскаваторов ЭКГ-10 при наличии трещин // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2022. – № 11. – С. 67–79. DOI: 10.25018/0236_1493_2022_11_0_67.

УДК 621/ББК 30.3

ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ОБОЛОЧЕК ИЗ ПОЛИМЕРНЫХ СЛОИСТЫХ КОМПОЗИТОВ, ИМЕЮЩИХ НЕНУЛЕВУЮ ГАУССОВУ КРИВИЗНУ

Е.Д. Карташова, ассистент, **А.Ю. Муйземнек**, д-р техн. наук, профессор
ФГБОУ ВО «Пензенский государственный университет», г. Пенза, Россия

Приведены основные особенности полимерных композитов и обусловленные ими факторы, которые необходимо учитывать при проектировании оболочек, имеющих ненулевую гауссову кривизну. В качестве примера приведены некоторые результаты проектирования пропеллера, который полностью выполнен из полимерного слоистого композита.

***Ключевые слова:** полимерные слоистые композиты, оболочка, гауссова кривизна, компьютерное моделирование, углы отклонения ориентации нитей.*

FEATURES DESIGNING OF POLYMER LAYERED COMPOSITE SHELL WITH NON-ZERO GAUSSIAN CURVATURE

E.D. Kartashova, A.Yu. Muyzemnek

The main features of polymer composites and the factors caused by them that must be taken into account when designing shells with non-zero Gaussian curvature are presented. As an example, some results of the design of a propeller, which is entirely made of a polymer layered composite, are given.

***Keywords:** polymer layered composites, shell, Gaussian curvature, computer modeling, angles of deviation of thread orientation.*

Уникальные свойства углеродных волокон обуславливают возможность изготовления из них прочных, легких и долговечных изделий, которые находят широкое применение в строительстве, космической, авиационной, нефтегазовой промышленности, судостроении и др. Производство углеволокна в мире увеличивается по близкой к геометрической прогрессии и по прогнозу к 2026 году объем мирового рынка углеродного волокна будет составлять около 8 млрд. долл. Для получения изделий из углеволокна наибольшее применение нашли технологии ручного формования, вакуумного формования и вакуумной инфузии. Значительная часть изделий из полимерных слоистых композитов представляет собой оболочки.

Основными особенностями полимерных слоистых композитов является анизотропия механических свойств, совмещение процессов производства композиционного материала и детали по времени, также то, что изделия из полимерных слоистых композитов чаще всего представляют собой оболочки, имеющие ненулевую гауссову кривизну. Все это приводит к усложнению процесса проектирования.

Особенности полимерных композитов определяют факторы, которые необходимо учитывать при проектировании оболочек. Прежде всего, это определение упругих свойств и прочности полимерного слоистого композиционного материала с учетом структуры всего материала и каждого его слоя. Оценке существующих методов вычисления эффективных характеристик упругих полимерных слоистых композитов из угле- и стеклотканей посвящена работа [1].

Вторым фактором, который необходимо учитывать при проектировании оболочек, имеющих ненулевую гауссову кривизну, является искажение структуры тканевых слоев, возникающее на стадии производства изделия. При этом следует учесть, что оболочка, как правило, формируются путем размещения армирующих слоев на поверхности модели в желаемых направлениях и последующей пропитки их связующим. В случае плоских или криволинейных поверхностей с одинарной кривизной ориентация слоя остается практически неизменной по всему слою. Для поверхностей с двойкой кривизной слой может драпировать поверхность, только деформируясь. В частности, сухая или предварительно пропитанная ткань может драпировать криволинейную поверхность с двойкой кривизной без применения чрезмерной силы в некотором диапазоне радиусов кривизны поверхности. Деформация сдвига будет происходить до определенной степени, при этом жесткость ткани будет ничтожно мала [2].

Когда слои деформируются, чтобы драпировать поверхность, ориентация волокон изменяется. Необходимость моделирования драпировки имеет два аспекта. Первый – это оценка технологичности изделия из композиционного материала. Если найдены области, в которых армирующее не может драпировать поверхность, то могут быть приняты меры по изменению конструкции изделия, чтобы избежать этого. Второй – моделирование драпировки позволяет определить фактическую ориентацию волокон в любом месте изделия. Эта информация необходима для последующего конечно-элементного анализа напряженно-деформированного состояния оболочки.

В качестве примера рассмотрим пропеллер, геометрическая модель которого показана на рисунке 1,а. Пропеллер состоит из ступицы и трех лопастей. При этом каждая часть является оболочкой с ненулевой гауссовой кривизной. При проектировании пропеллера было осуществлено компьютерное моделирование процесса драпировки ткани каждого слоя ступицы и лопастей. Все части пропеллера состояли из четырех тканевых слоев полученных из углеткани 200 г/м², 3К, и эпоксидной системы Erolam 2017, имеющего полотняное плетение (плейн), изготовленного с помощью вакуумной инфузии. Результаты моделирования представлены на рисунке 1,б – для ступицы и на рисунке 2,в – для лопасти. Они позволили оценить искажение углов ориентации нитей в каждом тканевом слое. Были сделаны выводы о том, что искажение углов ориентации нитей не превышает допустимое значение [3]. Величины искажений углов ориентации были использованы при расчете напряженно-деформированного состояния пропеллера под действием эксплуатационных нагрузок. Результаты расчета показаны на рисунке 1,г. На рисунке показано распределение первых главных напряжений в наиболее нагруженном тканевом слое.

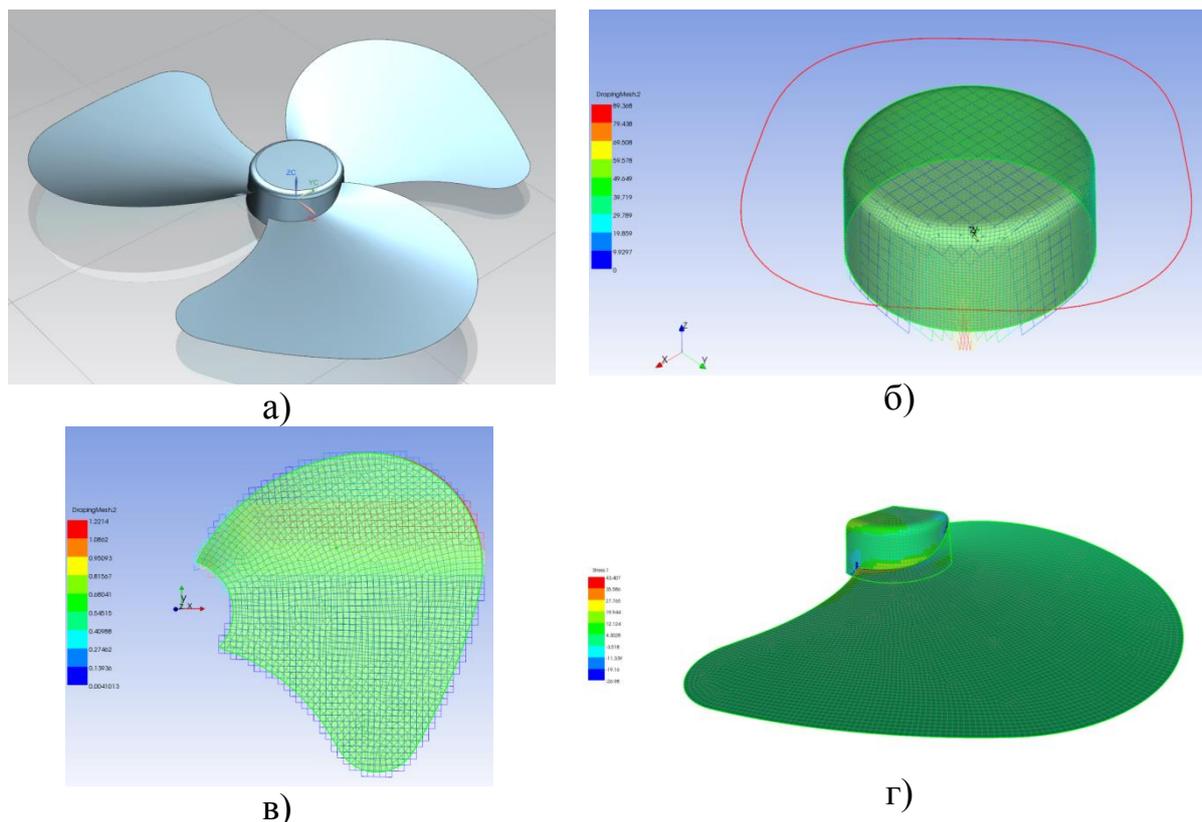


Рисунок 1 – Геометрическая модель пропеллера (а), распределение углов сдвига по поверхности ступицы (б) и лопасти (в), распределение напряжений (г)

При проведении расчетов напряженно-деформированного состояния использовались зависимости, которые связывают эффективные модули тканевых слоев – рисунок 2. Методика построения зависимостей представлена в работе [4]. Результаты проектирования были использованы при производстве пропеллера, который полностью выполнен из полимерного слоистого композита. Готовое изделие показано на рисунке 3.

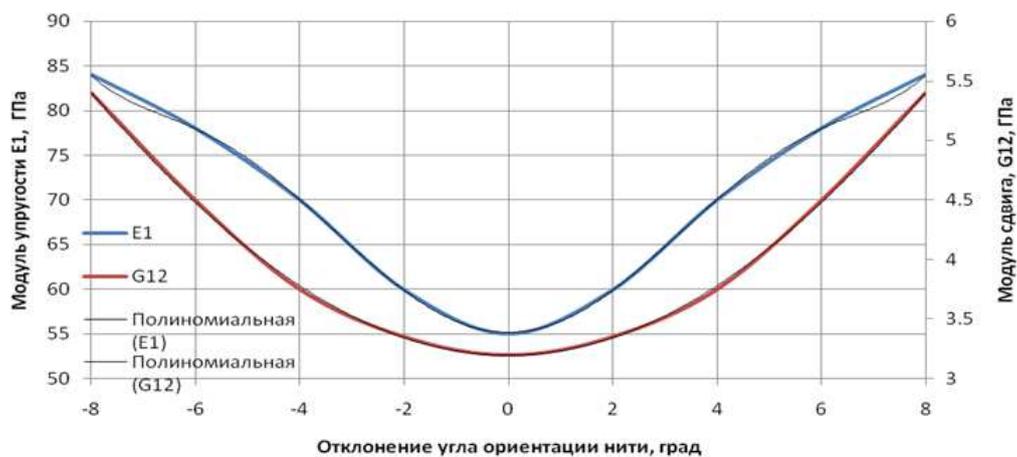


Рисунок 2 – Графики зависимости упругих модулей E_1 и G_{12} от отклонения угла ориентации нити



Рисунок 3 – Готовое изделие

Таким образом, выявленные особенности полимерных композитов и обусловленные ими факторы были учтены при проектировании оболочек, имеющих ненулевую гауссову кривизну. Результаты проектирования были использованы при производстве пропеллера.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Муйземнек А.Ю. Сопоставление результатов экспериментального и расчетного определения эффективных характеристик упругих свойств полимерных слоистых композитов из угле- и стеклотканей / А.Ю. Муйземнек, Т.Н. Иванова, Е.Д. Карташова // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Механика. 2021. № 2. С. 88-105.

2. Карташова Е.Д. Компьютерное моделирование драпировки ткани в процессе производства слоистых композитов / Е.Д. Карташова, М.А. Косова, Желудкова А.А., А.Ю. Муйземнек // В сборнике: Информационные технологии в науке и образовании. Проблемы и перспективы. Сборник научных статей IV ежегодной межвузовской научно-практической конференции. 2017. С. 325-327.

3. Карташова Е.Д., Муйземнек А.Ю. Влияние технологических отклонений расположения армирующего в полимерном слоистом композиционном материале на сопротивление деформированию и разрушению. // Известия высших учебных заведений. Поволжский регион. Технические науки. 2017. № 3 (43). С. 134-145.

4. Карташова Е.Д. Учет технологических дефектов при проектировании изделий из полимерных слоистых композиционных материалов / Е.Д. Карташова., А.Ю. Муйземнек // Труды международного симпозиума «Надежность и качество». 2023. Т. 1. С. 212-216.

УДК 621.01

НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПРИ ОРЕБРЕНИИ МЕДНЫХ ТРУБ МАСЛООХЛАДИТЕЛЕЙ

А.Н. Михайлов, д-р.техн. наук, проф., С.Б. Котляров, В.Б. Котляров, Б.С. Котляров
Донецкий национальный технический университет, г. Донецк, ДНР

Представлено описание некоторых особенностей при применении вспомогательных приспособлений совместно с накатными роликами, обеспечивающих комплексный технологический процесс формирования требуемой геометрии профиля при осуществлении кинематики процесса. Рассмотрен процесс передачи движения трубе-заготовке при соблюдении требуемой пространственной ориентации обрабатываемой трубы относительно инструментальных роликов.

Ключевые слова: медная оребренная труба, профиль, ролики накатные, дорн, ФОТ-воздействие, кинематика подвижных частей, пластичность.

SOME FEATURES OF TECHNOLOGICAL SUPPORT WHEN FINING COPPER PIPES OF OIL COOLERS

A.N. Mihailov, S.B. Kotliarov, V.B. Kotliarov, B.S. Kotlyarov

This paper presents a description of some features when using auxiliary devices in conjunction with knurling rollers, which provide a complex technological process for the formation of the required profile geometry in the implementation of the kinematics of the process. The process of transferring motion to a billet pipe is considered, subject to the required spatial orientation of the processed pipe relative to the tool rollers.

Keywords: copper finned tube, profile, knurling rollers, mandrel, FOT-effect, kinematics of moving parts, plasticity

Введение. В процессе профилирования заготовок из медных труб требуется обеспечить необходимые движения подвижным элементам технологической системы, которые позволяют создавать необходимые кинематические и силовые взаимодействия накатных инструментов – роликов накатной головки, и трубы-заготовки. Практическая реализация процесса накатки профиля на медной трубе требует учитывать то обстоятельство, что в схеме накатки, применяемой на предприятии и описываемой в настоящей работе, имеется один источник вращательного движения [1, 2]. Все подвижные детали и элементы технологической схемы получают поступательные и вращательные движения за счет передающих зубчатых звеньев, а также за счет эффективного трения в зонах контакта инструментов с заготовкой. Здесь для пластичного материала, каким является медь, нужна дополнительная опора при силовом взаимодействии.

Общая схема конструктивного решения накатки профиля с представлением всех элементов технологической системы оребрения медных труб приведена в ранее опубликованных работах [1].

Цель и задачи.

Целью приведенных исследований является разработка порядка проверочных расчетов при создании технологии изготовления оребренных

медных труб маслоохладителей в процессе оребрения при заданных оборотах вращения заготовки и накатных роликов.

Достижение цели обеспечивается решением ряда частных задач:

1. Определить изгибоопасные сечения трубы-заготовки и готовой оребренной трубы при вращении в процессе оребрения;
2. Разработать расчетную схему с указанием локализации приложения усилий, приводящих к изгибу деталей в определенных зонах;
3. Предложить локализацию определяющих элементов в системе координат устройства и общую схему расчета изгибных моментов и указать порядок определения предельных значений оборотов трубы, позволяющих исключать изгиб в процессе оребрения;
4. Предложить конструктивное обеспечение для исключения изгиба при оребрении труб из различных пластичных материалов.

Основное содержание.

В процессе исследований выяснилось, что труба-заготовка подвергается изгибу при вращении даже без приложения внешних усилий. Факторами создания условий для изгиба труб в процессе накатки профилей являются обороты вращения и материал заготовки, пластичность материала и возникновения сил, превышающих допускаемые напряжения на изгиб и временного сопротивления материала.

Рассмотрение расчетной схемы позволило установить предельные обороты трубы, и проработать схему конструктивного обеспечения для исключения изгиба при более высоких оборотах трубы. Расчетная схема для проверки возможного изгиба трубы приведена на рис. 1.

Согласно третьей теории прочности (Гипотеза наибольших касательных напряжений) или теории прочности Треска — Сен-Венана, причиной разрушения материала считается сдвиг, вызываемый касательными напряжениями. Материал разрушается, когда наибольшее касательное напряжение достигает значения, предельного для данного материала. Условие прочности:

$$\sigma_{экв} = \sqrt{(\sigma_z)^2 + 4\tau_{zy}^2} \leq [\sigma], \quad (1)$$

Согласно четвертой теории (энергетическая теория прочности), предполагается, что пластичный материал находится в опасном состоянии, когда удельная потенциальная энергия формоизменения достигает предельного для данного материала значения. Условие прочности:

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \leq [\sigma], \quad (2)$$

Теория применяется для пластичных материалов, сопротивляющихся одинаково растяжению и сжатию (медь, алюминий, цинк и др.). Показатели пластичности различных металлов приведены в [3, 4].

Усилие, прилагаемое в точке контакта профилируемой трубы и накатного ролика в точке контакта можно определить из выражения

$$F = P \frac{\sin \varphi}{\sin(\beta + \varphi)} = P \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\sin \beta + \cos \beta \operatorname{tg} \varphi} = P \frac{f}{\sin \beta + f \cos \beta}, \quad (3)$$

где $f = \operatorname{tg} \varphi$ – коэффициент трения, зависящий от материала и шероховатости поверхности трубы в зоне контакта.

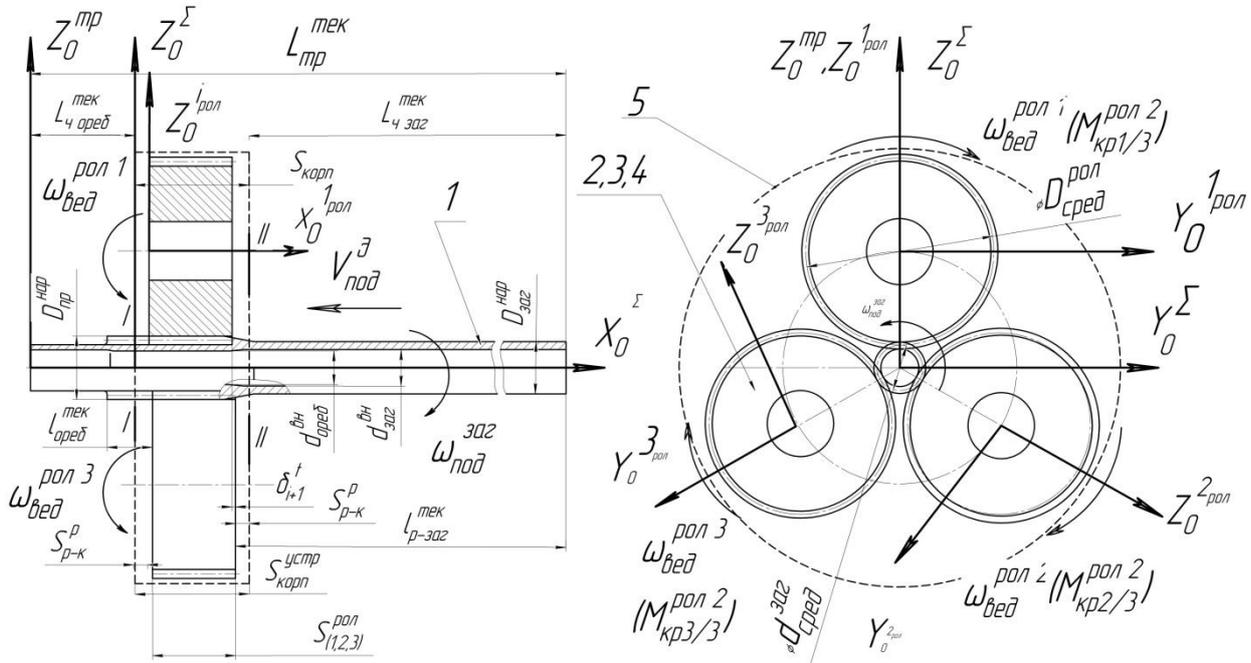


Рисунок 1. Расчетная схема устойчивости трубы при профилировании

А сила P в выражении (3), формирующая усилия давления роликов на профилируемую трубу, определяется крутящим моментом $M_{кр}$, прилагаемого к накатным роликам от привода станка. Предельное значение усилия $F_{нр}$, при котором может проскальзывание переходить в режим работы, при котором накатные ролики затягивают трубу во вращательное движение силой трения.

$$F_{нр} = m\omega^2 r \geq F_{тр}^{ЗК} \quad (4)$$

где $F_{тр}^{ЗК}$ – сила трения витков ролика и трубы в зоне контакта; ω – угловая скорость вращения трубы, определяемая из угловой скорости вращения накатного ролика с учетом передаточного отношения из разности средних диаметров витков профилей ролика и трубы в зоне контакта; r – радиус среднего сечения витка профиля трубы.

А угловая скорость трубы может быть определена из выражения

$$\omega = \omega_{рол} \cdot i = \omega_{рол} \frac{d_{рол}^{cp}}{d_{тр}^{cp}}, \quad (5)$$

где $d_{рол}^{cp}$ и $d_{тр}^{cp}$ – значения средних диаметров витков профилей накатного ролика и трубы в зоне контакта при профилировании.

Величина крутящего момента $T_{Вум}$, прилагаемого для обеспечения вращения роликов и трубы при накатке определяется из выражения

$$T_{Витм} = F_B \cdot d_{mp}^{cp} \cdot \operatorname{tg}(\varphi \pm \alpha) / 2, \quad (6)$$

где F_B – усилие вращения на витке трубы (тангенциальная сила); d_{mp}^{cp} – средний диаметр трубы; φ и α – угол самоторможения, (зависит от материала) и угол подъема винтовой линии накатываемого профиля оребрения.

Принимая во внимание, что уравнение вращательного движения твердого тела, размещенного на оси, записывается в виде [4, 5]: $J\varepsilon = M$, где J осевой момент инерции, сечения винта определяют по эмпирической формуле [4, 5]:

$$J = \frac{\pi d_i^4}{64(0,4 + 0,6 \frac{d}{d_1})}, \quad (7)$$

где d и d_1 – наружный и внутренний диаметры профиля оребрения, а ε – угловое ускорение тела вращения. M – момент внешних сил, приложенных к телу.

Комплексное применение формул (3, 4, 5, 6, 7) позволяет установить величины усилий, направленных на трубу во время оребрения в различных текущих положениях трубы относительно корпуса накатной головки.

При этом следует подчеркнуть, что опасными сечениями трубы, в которых может проявиться тенденция к изгибу, являются сечения, указанные на рис. 1 отметками I-I, и II-II, совпадающими с линиями по ширине корпуса. Это положение выбрано на некотором расстоянии от накатных роликов в связи с тем, что в стенках корпуса выполнены отверстия, которые являются направляющими элементами для трубы. Поэтому расчетная схема для трубы может быть представлена в виде балки переменной длины так, как показано на рис. 2.

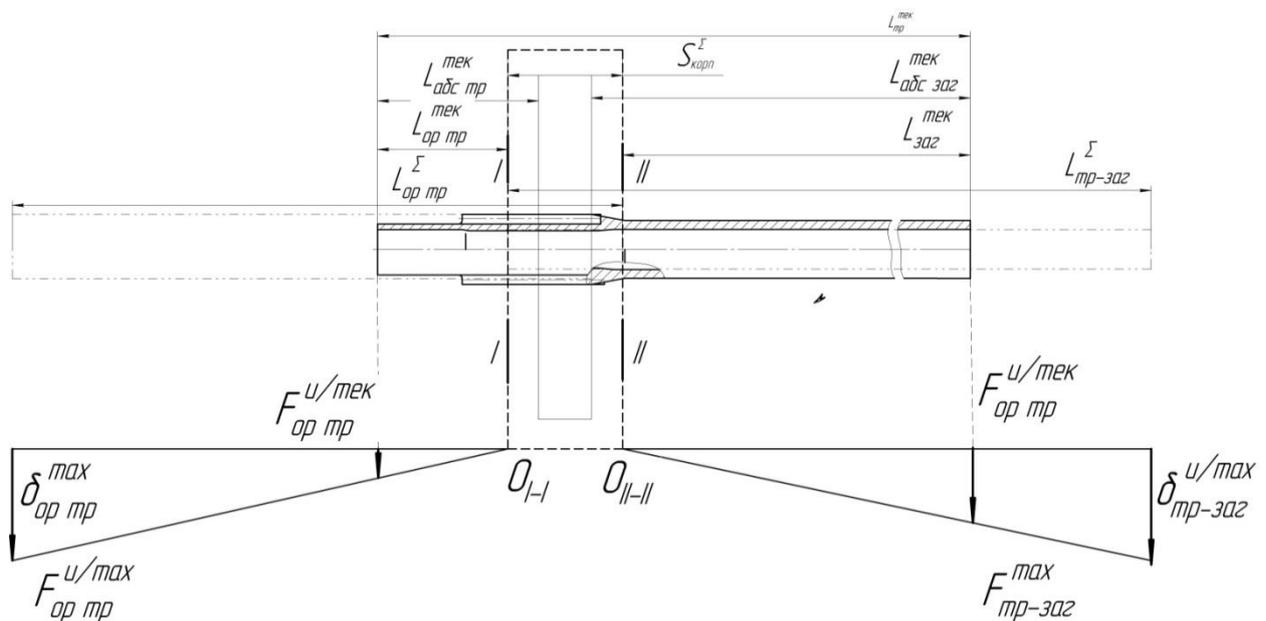


Рисунок 2. Расчетная схема текущих эпюр трубы как балки на изгиб

Необходимо отметить, что обозначение положения каждой точки трубы в системе координат трубы и в общей системе координат устройства позволяет контролировать течение процесса в режиме реального времени при подключении к программному обеспечению.

На рис. 1 обозначена общая Декартова система координат накатной головки $(X_0^\Sigma, Y_0^\Sigma, Z_0^\Sigma)$, система координат трубы $(X_0^{mp}, Y_0^{mp}, Z_0^{mp})$, и система координат для каждого из 3-х роликов, $(X_0^{2рол}, Y_0^{2рол}, Z_0^{2рол})$, и $(X_0^{3рол}, Y_0^{3рол}, Z_0^{3рол})$. Перевод локализации элементов из частных систем в общую систему координат рассмотрен в более ранних работах [6].

Для исключения изгиба при вращении ограничивается перемещение масс под воздействием инерционных центробежных сил концов трубы после прохождения зоны контакта с роликами, и конца трубы перед контактом с роликами. Для этого применяется струна-дорн с увеличенным диаметром в зоне контакта. Дорн ограничивает продавливаемость трубы в зоне силового взаимодействия роликов накатке профиля.

Заключение.

В результате проведенных исследований получены решения, заключающиеся в установлении возможности практического применения в условиях производства. Конструктивные и технологические решения для оребрения труб маслоохладителей из пластических металлов, в частности из меди, могут применяться для накатки различных профилей. При этом решен ряд конкретных задач, которые могут быть реализованы в конкретных производственных условиях.

1. Установлены изгибоопасные сечения трубы-заготовки и готовой оребренной трубы, которые могут подвергаться инерционным нештатным видам деформирования при вращении в процессе оребрения;

2. Разработана расчетная схема с указанием локализации приложения усилий от факторов, приводящих к изгибу деталей в определенных зонах;

3. Предложена локализация определяющих элементов в системах координат устройства и общая схема расчета силовых воздействий на трубу и разработан порядок определения предельных значений оборотов трубы, позволяющих исключать изгиб в процессе оребрения;

4. Предложено конструктивное обеспечение для исключения изгиба при оребрении труб из различных пластичных материалов за счет применения дорна как ограничителя.

Таким образом, выполнены все частные задачи, поставленные в настоящей работе для исследований технологического обеспечения накатки труб маслоохладителей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Михайлов А. Н. Методика расчета кинематико-динамического взаимодействия элементов технологического обеспечения накатки оребрения медных труб маслоохладителей / Михайлов А. Н., Котляров С. Б., Котляров В. Б., Котляров Б. С. // Прогрес-

сивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных работ. – Донецк: ДонНТУ, 2023. Вып. 3 (82). С. 34-43. ISSN 2073-3216, (E) ISSN 2518-7120.

2. Михайлов А. Н. Разработка структурной схемы процесса накатки профилей оребренных труб для маслоохладителей тепловозов / Михайлов А. Н., Котляров В. Б., Котляров С. Б., Котляров Б. С. // Механики XXI века. – 2022. – № 21. – С. 118–127.

3. Биргер И. А., Мавлютов Р. Р. Сопротивление материалов: Учебное пособие.- М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1986.-581 с.

4. Артоболевский И.И. / Теория механизмов и машин./ Учеб. Для ВТУЗов -4 изд., Москва, «Наука», 1988 – 640с.ISBN 5-02-013810-X.

5. Бельков, В.Н. Б44 Основы расчёта и конструирования винтовых механизмов: учеб. пособие / В. Н. Бельков. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2008. – 160 с.

6. Михайлов А. Н. Проявление атрибутов деталей машин как факторов разработки функционально-ориентированных технологий / Михайлов А. Н., Котляров В. Б., Котляров С. Б. // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных работ. – Донецк: ДонНТУ, 2020. Вып. 3 (70). С. 22-33. ISSN 2073-3216, (E) ISSN 2518-7120.

УДК 621.787.6

ИСПЫТАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО УСТРОЙСТВА ПОВЕРХНОСТНО-ПЛАСТИЧЕСКОГО УПРОЧНЕНИЯ ПРИ ОБРАБОТКЕ СЛОЖНЫХ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

А.Н. Михайлов¹, проф., А.В. Анастасьев¹, Н.С. Пичко², проф.

¹Донецкий национальный технический университет, г. Донецк, ДНР

²Филиал Ухтинского государственного технического университета в г. Усинске,
Усинск, Российская Федерация

Рассмотрен экспериментальный процесс упрочнения поверхности заготовок сложной пространственной формы с применением разработанного портативного устройства для поверхностно-пластического упрочнения. Описана методика проведения эксперимента, принцип работы устройства представлены результаты, полученные при обработке 3х образцов.

Ключевые слова: поверхностно-пластическое упрочнение, твердость, поверхность.

TESTING AN EXPERIMENTAL DEVICE FOR SURFACE-PLASTIC HARDENING WHEN PROCESSING COMPLEX SPATIAL SURFACES

A.N. Mikhailov, A.V. Anastasyev, N.S. Pichko

The experimental process of hardening the surface of workpieces of complex spatial shape using the developed portable device for surface-plastic hardening is considered. The experimental methodology is described, the operating principle of the device is presented, and the results obtained when processing 3 samples are presented.

Keywords: surface plastic hardening, hardness, surface.

Одним из способов повышения эксплуатационных характеристик деталей машин являются методы поверхностно-пластического деформирования (ППД). Такие методы упрочняющих технологий включают в себя: раскатывающие методы чистовой обработки, вибрационные, пневмо- и гидродробеструйные, обкатка роликами, алмазное выглаживание, дорнование, а также другие методы чистовой обработки поверхности деталей [1]. Применение таких методов позволяет достичь следующих характеристик: устранение неблагоприятных растягивающих остаточных напряжений, наведенных при механической обработке, создание благоприятного микрорельефа поверхности при сохранении или уменьшении параметров шероховатости поверхности, стабилизацию степени наклепа и т.д. [1].

При этом, ряд методов ППД, в силу их технологических особенностей, имеет определенные ограничения на применение, как с точки зрения функционально-ориентированных технологий, так и исходя из конструктивных особенностей деталей.

Целью работы является экспериментальное подтверждение возможности и эффективности применения устройства для поверхностно-пластического упрочнения при зональной обработке деталей сложной пространственной формы.

В соответствии с поставленной целью в работе определены следующие задачи: разработать методику проведения эксперимента, провести экспериментальное исследование согласно разработанной методике, провести анализ полученных результатов. Эти задачи решаются в данной работе.

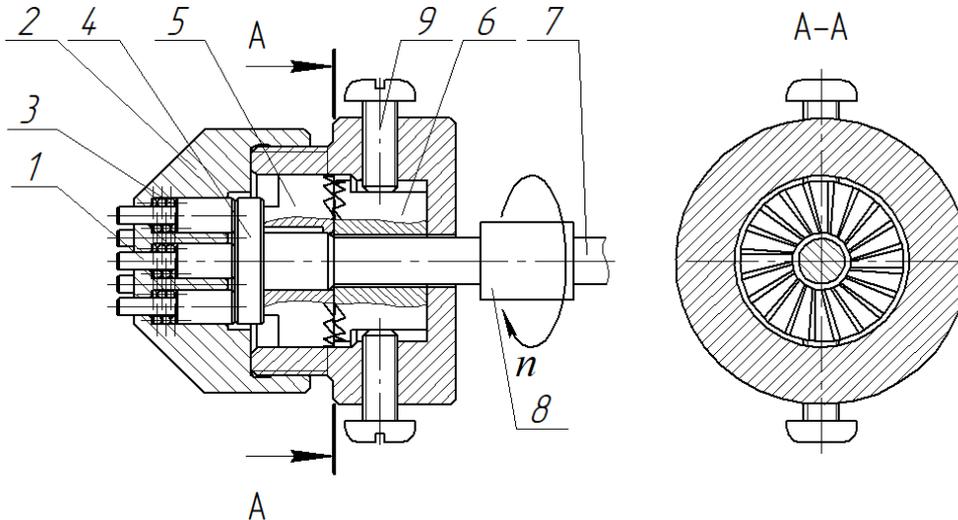


Рисунок 1 – Схема устройства для поверхностно-пластического упрочнения:
1) ударник; 2) корпус; 3) пружина; 4) толкатель; 5) подвижный торцевой кулачек; 6) неподвижный торцевой кулачек; 7) вал электропривода; 8) компенсирующая муфта; 9) винт-фиксатор торцевого кулачка.

В качестве заготовки сложной пространственной формы для проведения исследования использовались упрощенные модели лопаток турбины ГТД [2]. Это обусловлено тем, что профиль лопатки турбины имеет сложную пространственную геометрию, обусловленную особенностями работы лопаточного аппарата, а именно: переменными нагрузками, высокими температурами рабочего газа, наличием высокоскоростного газового потока, содержащего мельчайшие твердые частицы [3]. Исходя из указанных особенностей конфигурации профиля пера, было спроектировано экспериментальное портативное устройство для поверхностно-пластического упрочнения, с возможностью адаптации функциональных воздействий под особенности геометрии профиля пера. Схема указанного устройства представлена на рисунке 1.

Так, рассматриваемое устройство включает в себя 7 ударников 1, установленных в разборном корпусе 2 и приводимых в рабочее положение пружинами 3. Рабочие элементы приводятся в действие пятой вала 4, на котором закреплен подвижный торцевой кулачек 5, который, при вхождении в зацепление с неподвижным торцевым кулачком 6, зафиксированным от проворота в корпусе 2 с помощью винтов 9, обеспечивает его рабочий ход. Вал 4 приводится в движение от вала электропривода 7, соединенного через компенсирующую муфту 8. Регулировка амплитуды действия ударников регулируется за счет изменения частоты оборотов электропривода 7. Разработанная экспериментальная портативная установка для поверхностно-пластического упрочнения (ППУ) имеет ход ударников 2 мм, а макси-

мальный диаметр упрочняемой зоны без перемещения установки составляет 19 мм.

В качестве заготовки в ходе эксперимента использовались образцы, конфигурация которых эквивалента упрощенным моделям лопатки [2].

Для оценки эффективности действия экспериментальной установки для ППУ были проведены измерения твердости поверхностного слоя заготовок с помощью портативного твердомера ТЭМП-4.

Процесс упрочнения производили следующим образом. Опорную поверхность экспериментальной портативной установки прижимал вручную



Рисунок 2 – Зона контакта устройства ППУ и контрольного образца в процессе упрочнения

к обрабатываемой заготовке, и включаем электропривод. При этом, при вращении оси толкателя 4 и перемещения подвижного торцевого кулачка 5, относительно неподвижного торцевого кулачка 6, происходит ускоренное перемещение ударников 1, и их последующее соударение с упрочняемой поверхностью, после чего, под действием пружин 3, происходит их возврат в исходное положение. Зона контакта устройства ППУ и обрабатываемого образца представлена на рисунке 2.

Методика проведения эксперимента была построена следующим образом. На каждой из заготовок была обозначена зона, эквивалентная по конфигурации зоне максимальных эксплуатационных воздействий [4], которая циклично подвергалась воздействию устройства ППУ на протяжении интервалов времени, равных 30 секундам. После каждого цикла упрочнения проводился визуальный контроль и контроль параметров твердости поверхностного слоя заготовки, с занесением в соответствующий протокол. Данная процедура проводилась последовательно для всех трех упрощенных моделей рассматриваемых образцов. Характеристики поверхностного слоя исходной заготовки и в процессе упрочнения представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Характеристики поверхностного слоя заготовки до и в процессе упрочнения

№ п/п	Наименование	Твердость заготовки, НВ	Средние значения параметров твердости для каждого интервала времени, НВ					
			30с.	60с.	90с.	120с.	150с.	180с.
1	Образец №1	148	167	166	169	168	177	173
2	Образец №2	155	161	165	162	166	172	169
3	Образец №3	146	162	162	166	169	175	168

Таким образом, можно сделать вывод, что применение разработанного портативного устройства для ППУ может быть использовано при обработке сложных пространственных поверхностей и обеспечивает повышение параметров твердости поверхностного слоя обрабатываемых заготовок.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Федорченко, Д. Г. Технологические методы повышения надёжности деталей ГТД / Д. Г. Федорченко, Д. К. Новиков // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. – 2015. – Т. 19, № 1(67). – С. 62-66. – EDN TPNUGV.
2. Михайлов, А. Н. Построение упрощенного профиля пера лопатки турбины ГТД / А. Н. Михайлов, А. В. Анастасьев, Н. С. Пичко // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности : Сборник трудов XXI Международной научно-технической конференции, проведенной в рамках Уральской горнопромышленной декады, Екатеринбург, 06–07 апреля 2023 года / Под общей редакцией Ю.А. Лагуновой. Оргкомитет: Ю.А. Лагунова, А.Е. Калянов. – Екатеринбург: Уральский государственный горный университет, 2023. – С. 305-308. – EDN НКНМАU.
3. Налимов, Ю.С. Анализ повреждений лопаток газотурбинных двигателей / Ю.С. Налимов // Металл и литье Украины. — 2014. — № 12. — С. 17-22
4. Михайлов, А. Н. Основы синтеза механизма повышения ресурса лопаток турбины газотурбинного двигателя на базе функционально-ориентированного подхода / А. Н. Михайлов, А. В. Анастасьев, Н. С. Пичко // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. – 2022. – № 4(79). – С. 35-43. – EDN LGNZXZ.

УДК 622.24.051.5/.6

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНТАКТНОЙ ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ ШАРОШЕЧНОГО ДОЛОТА

Д.И. Симисинов, д-р техн. наук, А.Д. Симисинов, магистрант, С.Г. Фролов,
канд. техн. наук

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ

Приведена методика определения контактной прочности зубьев шарошечного долота на основе общепринятых подходов в машиностроении с применением коэффициентов, характеризующих условия работы и конструкцию зубчатых колёс. На примере долота диаметром 215 мм расчетом показано, что внос зуба шарошки может быть выше изначально принятых условий, поэтому упрочнение ножки зуба шарошечного долота представляется необходимым во избежание его скалывания во время работы

Ключевые слова: Буровой шарошечный инструмент, шарошечное долото, зуб шарошки, вращательное бурение, контактная прочность, методика оценки ресурса.

DETERMINATION OF CONTACT STRENGTH OF ROLLER BIT TEETH

DI. Simisinov, A.D. Simisinov, S.G. Frolov

A method for determining the contact strength of the teeth of a roller bit is presented based on generally accepted approaches in mechanical engineering using coefficients that characterize operating conditions and the design of gears. Using the example of a bit with a diameter of 215 mm, calculations show that the contribution of the cutter tooth can be higher than the initially accepted conditions; therefore, strengthening the tooth leg of the roller bit seems necessary to avoid its chipping during operation

Keywords: Drilling roller tool, roller bit, roller tooth, rotary drilling, contact strength, resource assessment method

Шарошки долота, работающие при переменной нагрузке, испытывают значительные динамические нагрузки [1]. Реализация мощности, передаваемой на долото, происходит через небольшие контактные поверхности, ограниченные элементами фрезерованного вооружения шарошек – зубьев. Осевая нагрузка на долото диаметром 215 мм составляет 180 кН, при этом крутящий момент может достигать значений 2500 – 4000 Нм [2]. Тяжёлые условия работы долота вызывают значительный износ зубьев шарошки. Зубья, изготовленные из высоколегированных цементуемых сталей, имеют достаточно высокую контактную прочность, но всё же износ зуба сопровождается микрорезанием, выкрашиванием, пластической деформацией и имеет усталостную природу [3].

Допускаемые контактные напряжения зависят от того, какая степень ударно-абразивного износа зуба будет допустима к окончанию срока службы долота. Исходя из этого полагаем, что при определении предельного состояния долота допускается ограниченное выкрашивание зуба, а пластическая деформация поверхностных слоёв ножек зубьев не допускается.

Такие условия могут быть выполнены, если окружные скорости не более 3 м/с, временное сопротивление разрыву долотной стали $\sigma_b \approx$

1000 МПа и число циклов напряжений не более $N = (1-3) \cdot 10^6$. При этом полагается, что динамические нагрузки отсутствуют, а буровые растворы имеют незначительное количество абразивных примесей.

Расчёт зуба шарошки на контактную прочность затруднён из-за отсутствия надёжной методики [4]. Проведем оценку контактной прочности пользуясь общепринятыми подходами в машиностроении. Такую оценку выполним с помощью коэффициентов, характеризующих условия работы и конструкцию зубчатых колёс [5].

Коэффициент материала k_m для цементованных высоколегированных сталей находится в пределах 8-12,7.

Коэффициент числа циклов напряжений $k_{\text{ц}}$ выберем с учётом $\sigma_b = 1000 \dots 1100$ МПа и числа циклов напряжений

$$N_{\text{ц}} = 60nTt_3 \quad (1)$$

где n – число оборотов шарошки в минуту; t – время работы шарошки до предельного состояния, ч; t_3 – коэффициент эквивалентного времени работы (0,2-0,6).

Для долота диаметром 215,9 мм с наработкой на отказ 30 час при $n = 200$ об/мин $N_{\text{ц}} = 2,0 \dots 2,5$.

Коэффициент деформации k_d при твердости зуба HRC = 40 и отношении ширины зуба к диаметру 0,1-0,2 и произведении $k_m k_{\text{ц}}$, будет равен 0,95.

Коэффициент зацепления зуба k_z в случае чистого качения шарошки по забою при угле зацепления зуба шарошки с плоской поверхностью от 15 до 28 градусов находится в пределах 0,78 - 1,29.

Коэффициент, определяющий допустимое окружное усилие на шарошке

$$k_0 = [k_0]k_mk_{\text{ц}}k_dk_z \quad (2)$$

где $[k_0] = 9,5$ кг/см².

Используя значения найденных коэффициентов, получим: $k_0 = 9,5 \cdot 11 \cdot 2,2 \cdot 0,95 \cdot 1,2 = 262$ кг/см².

Допустимое окружное усилие:

$$P = \frac{k_0 d_{\text{ш}} i_d b_{\text{ш}}}{i_d + 1} \quad (3)$$

где $b_{\text{ш}}$ – ширина зуба шарошки, см; i_d – передаточное отношение долота $i_d = D_d/d_{\text{ш}}$ (определяется отношением диаметра долота D_d к диаметру шарошки $d_{\text{ш}}$).

Подстановка в (3) найденные значения даёт $P = 2640$ кг.

Допускаемый крутящий момент:

$$M_{\text{ш}} = \frac{P d_{\text{ш}}}{2} = 1850 \text{ Нм} \quad (4)$$

Допускаемая мощность:

$$N = \frac{M_{\text{ш}} n}{716,2} = 38 \text{ кВт} \quad (5)$$

Передаваемый на шарошку крутящий момент находится в пределах 2500 - 3000 Нм, а мощность привода (например, забойного двигателя) 50 -

80 кВт. Это означает, что взнос зуба шарошки может быть выше изначально принятых условий, поэтому упрочнение ножки зуба шарошечного долота представляется необходимым во избежание его скалывания во время работы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сериков Д. Ю., Блинков О. Г., Панин Н. М., Шигин А. О. Совершенствование конструкций опор шарошечного бурового инструмента // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. 2019. № 4 (112). С. 29—33
2. Slipchuk A., Kuk A. Evaluation of the permissible moment in a roller cone drill bit providing the prescribed reliability of work. Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science. 2018, Vol. 4. No 1, pp. 116-124.
3. Закиров Н.Н. Техничко-технологические основы долговечности работы шарошечных долот. Тюмень, Тюменский индустриальный университет. 2018, 142 с.
4. Симисинов Д.И., Афанасьев А.И., Шестаков В.С., Валиев Н.Г. Методика расчета на контактную выносливость элементов опоры бурового шарошечного долота // Горный журнал. 2019. № 9. С. 97-101.
5. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: Т. 3. –М.: Машиностроение, 2006.

УДК 622.23.05

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ФУТЕРОВКИ ИЗ ВЫСОКОПРОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К СКИПАМ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК

А.Ю. Фролова, Т.К. Гамзатов
НИТУ «МИСиС», г. Москва, Россия

Интенсификация работы на предприятии горнодобывающей отрасли связано не только с совершенствованием технологических решений на предприятии, но и с сокращением времени переходных процессов, вспомогательных операций и технологических простоев оборудования. Рост производительности добывающего оборудования на действующем предприятии имеет ряд ограничений по местным условиям. В этой цепи наиболее узким местом является вертикальный рудничный подъем, малоприспособленный для радикального изменения схем транспортирования. Основным методом повышения его производительности является интенсификация использования путем сокращения времени погрузки/разгрузки и снижения длительности сервисных операций, что не может не сказываться на ресурсе основных узлов и механизмов. В статье рассматриваются вопросы повышения надежности футеровки транспортных емкостей с применением современных высокопрочных материалов.

Ключевые слова: Подъемные установки, футеровка, моделирование напряженного состояния, деформация, напряженное состояние.

COMPARATIVE ASSESSMENT OF LINING FROM HIGH-STRENGTH MATERIALS IN RELATION TO SKIPS OF HOISTING PLANTS

A.Yu. Frolova, T.K. Gamzatov

Intensification of work at a mining enterprise is associated not only with the improvement of technological solutions at the enterprise, but also with reducing the time of transient processes, auxiliary operations and technological downtime of equipment. Increasing the productivity of mining equipment at the existing enterprise has a number of limitations due to local conditions. The most bottleneck in this chain is the vertical mine lift, which is not suitable for radical changes in conveying schemes. The main method of increasing its productivity is intensification of its use by reducing the time of loading/unloading and reducing the duration of service operations, which cannot but affect the resource of the main units and mechanisms. In the article the questions of increasing reliability of lining of transport vessels with application of modern high-strength materials are considered.

Keywords: Lifting installations, lining, stress state modelling, deformation, stress state.

Интенсивный износ вследствие указанных выше причин распространяется не только на узлы трения механизмов, но и на транспортные емкости. Конструкция транспортных емкостей предусматривает установку защитных элементов, называемых футеровкой скипа. Футеровочные пластины предназначены для защиты транспортных емкостей от истирания и для восприятия ударной нагрузки при транспортировании горной массы [1]. В процессе эксплуатации футеровка подлежит регламентной замене по мере износа и внеплановым ремонтам при выходе из строя отдельных ее элементов. Согласно статистическим данным, почти в 70% случаев повреждение защитных элементов вызвано ударными нагрузками, возникающими при перегрузке породы в емкость [2]. Моделирование показывает, что при массе куска породы от 100 кг возникают высокие деформации в точках крепления футеровочных пластин, приводящие к износу посадочных отверстий, болтов и к изменениям геометрии пластины вплоть до полного

разрушения элемента футеровки [3,4]. Для изготовления указанных элементов применяется широкий спектр сплавов железа, от ковкого чугуна до широко известных иностранным брендам износостойких сталей. В данной работе было осуществлено цифровое моделирование нагруженного состояния трех образцов наиболее часто применяемых сплавов (рис. 1), для оценки пороговых критических значений деформации и напряжений в образцах [5].

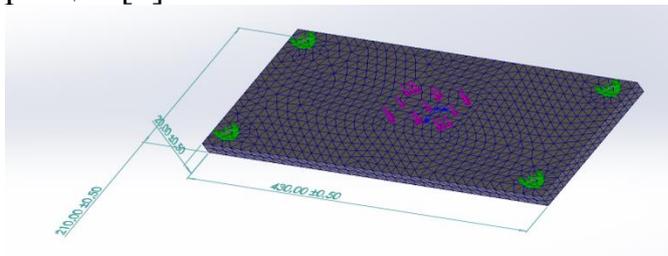


Рис. 1. Цифровая модель футеровочной пластины

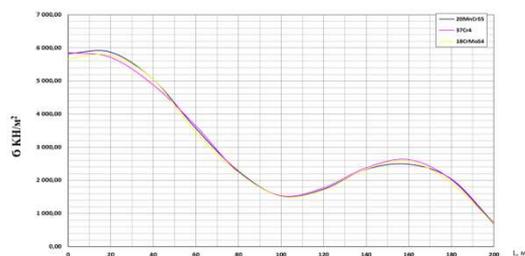


Рис. 2. Этюра распределения напряжений в образцах от центра к краю

В процессе моделирования был произведен замер напряжений и деформаций образца от центра к краю пластины по длинной стороне при моделировании ударной нагрузки, имитирующей падение куска породы на футеровку, расположенную горизонтально на жестких опорах [6]. На основании выполненного цифрового моделирования составлена сравнительная этюра изменения напряжений (рис. 2) в конструкции рассматриваемых образцов из выбранных для исследования высокопрочных материалов: сталь 40x (37cr4), HardoxTM (20MnCrS5), SeverhardTM (18CrMnS4).

Идентичные измерения с применением инструментов зондирования были проведены для перемещений участков поверхности образца от центра к краю и определены изменения деформаций по длине образцов футеровки.

Поскольку образцы являются твердыми телами с известной толщиной, то величины измеренных напряжений на поверхности образца не отображают в полной мере всех изменений деформированного тела [7,8]. Поэтому для получения достоверной картины деформаций образцов был применен метод оценки эквивалентных деформаций (ESTRN). Эквивалентная деформация представляет собой геометрически усредненную величину сумм нормальных деформаций по осям координат [9]. Результат определения эквивалентных деформаций представлен на рис. 3.

Заключение. В результате выполнения цифрового моделирования ударной нагрузки о поверхность закрепленной футеровки скипа получены данные для проведения предварительного сравнительного анализа с целью определения наиболее рационального типа высокопрочного материала для футеровочных пластин. Выполненный анализ позволяет однозначно утверждать, что все три рассматриваемых сплава железа однозначно применимы для рассматриваемых целей. Полученные значения напряжений фактически имеют отклонения близкие к статистической погрешности.

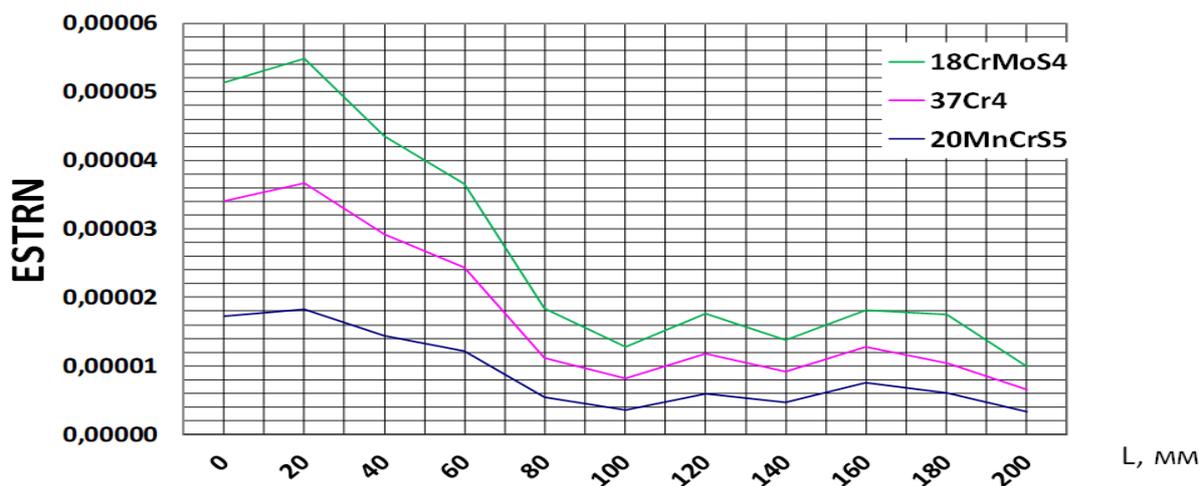


Рис.3 Сравнительная эпюра эквивалентной деформации образцов

Однако объективные значения измерений показывают, что максимально нагруженными узлами образцов являются точки крепления футеровочных пластин. Этот факт совпадает с наблюдаемыми на практике явлениями.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Картавый Н. Г., Зотов В. В. Повышение технического уровня шахтных подъемных установок при замене канатов резиновыми лентами // Горное оборудование и электромеханика. – 2008. – № 11. – С. 6-10.
2. Зотов В. В. Математическая модель подъемной установки с резиновыми лентами // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2009. – № S16. – С. 300-309.
3. Волков В. В., Остапенко А. А., Волков Д. В. Значительное повышение производительности скиповых подъемных установок может быть получено минимальными затратами // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2000. – № 4. – С. 6.
4. Привалов А. А., Волков В. В., Волков Д. В. Повышение производительности скиповой подъемной установки // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2005. – № 3. – С. 306-309.
5. Зиборова Е. Ю., Мнацаканян В. У. Обоснование геометрических параметров футеровочных пластин приводного барабана ленточного конвейера // Горные науки и технологии. – 2022. – Т. 7, № 2. – С. 170-179. – DOI 10.17073/2500-0632-2022-2-170-179.
6. Прушак В. Я. Комплекс оборудования скиповой подъемной установки // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2014. – № S6. – С. 176-178.
7. Семакин М. С. Шахтные скипы высокой эксплуатационной надежности // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2013. – № 12. – С. 145-147.
8. Сарычев В. Д., Грановский А. Ю., Невский С. А. Построение математической модели износа внутренних поверхностей ковша экскаватора // Горный журнал. – 2019. – № 8. – С. 70-73. – DOI 10.17580/gzh.2019.08.13.
9. Картавый Н. Г., Зотов В. В. Применение резиновых тяговых лент на подъемных установках // Горный журнал. – 2009. – № 1. – С. 75-78.

УДК 621.793

ПРИМЕНЕНИЕ ЛАЗЕРНОЙ НАПЛАВКИ В РЕМОНТЕ ГОРНЫХ МАШИН

М. Л. Хазин, С. А. Волегов

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ

Основной причиной выхода из строя горного оборудования является износ деталей. Известны сплавы на основе никеля, благодаря хорошим механическим характеристикам, которые можно рассмотреть и для ремонта деталей горных машин. Покрытия получали лазерной наплавкой, используя сплав на основе никеля ХН45МВТЮБР и порошки сталей 38ХМА, 42ХФА. Определяли прочность сцепления наплавленного слоя с поверхностью детали, твердость по Виккерсу и трибологические свойства образцов при трении скольжения всухую. Сила сцепления слоя сплава из ХН45МВТЮБР, наплавленного на стали 38ХМА и 42ХФА выше, чем у слоя из 38ХМА, наплавленного на сталь 38ХМА и слоя из 42ХФА наплавленного на сталь 42ХФА. Микротвердость наплавленных слоев ХН45МВТЮБР и поверхности детали 38ХМА или 42ХФА имеют аналогичные значения (около 520 НВ). Показана возможность ремонта деталей горного оборудования из сталей 38ХМА, 42ХФА методом лазерной наплавки. Износостойкость деталей с наплавленным материалом ХН45МВТЮБР в среднем в 1,7 раза выше, чем после наплавки и сталями 38ХМА и 42ХФА.

Ключевые слова: восстановление, износостойкость, механические свойства, наплавка, сталь, структура, твердость

REPAIR OF MINING MACHINE PARTS BY LASER CLADDING

Mark L. Khazin, Sergei A. Volegov

The main reason for failure of mining equipment is wear of parts. Nickel-based alloys are well known due to their good mechanical characteristics, which can also be considered for the repair of mining machine parts. The coatings were produced by laser surfacing using the nickel-based alloy KhN45MVTYUBR and steel powders 38KhMA, 42KhFA. The adhesion strength of the deposited layer to the surface of the part, Vickers hardness and tribological properties of the samples during dry sliding friction were determined. The adhesion force of the alloy layer of KhN45MVTYUBR, deposited on steel 38KhMA and 42KhFA, is higher than that of the layer of 38KhMA, deposited on steel 38KhMA and the layer of 42KhFA, deposited on steel 42KhFA. The microhardness of the deposited layers KhN45MVTYUBR and the surface of the part 38KhMA or 42KhFA have similar values (about 520 HV). The possibility of repairing mining equipment parts made of steels 38KhMA, 42KhFA using laser surfacing is shown. The wear resistance of parts with deposited material KhN45MVTYUBR is on average 1.7 times higher than after surfacing with steels 38KhMA and 42KhFA.

Keywords: cladding, hardness, mechanical properties, repair, steel, structure, wear resistance

Горные машины работают в тяжелых условиях, подвергаясь воздействию перепадов температур, коррозии, износу и т. д., что является причиной серьезных механических повреждений поверхностей деталей, таких как микропиттинг, задиры и т. д., приводящих к отказу оборудования [1]. При ремонте поврежденная деталь часто заменяется новой, что приводит к серьезной трате материальных ресурсов и повышает эксплуатационные затраты.

Поэтому основной задачей ремонтного производства является экономия материальных ресурсов и снижение сроков ремонта оборудования за счет повышения производительности технологических процессов ремонта.

В работе рассмотрена технология восстановления поверхности дета-

лей лазерной наплавкой. Слои, полученные лазерной наплавкой, имеют минимальную зону термического влияния, малый коэффициент перемешивания наплавляемого материала с материалом детали, что обеспечивает более высокую точность размеров и хорошие механические свойства [2]. При обработке лазерной наплавкой, можно рассмотреть сплавы с более высокой прочностью и твердостью чем материал восстанавливаемой детали. Известны сплавы на основе никеля, благодаря хорошим механическим характеристикам [3, 4], которые рассмотрели для ремонта деталей горных машин.

Наплавку проводили на установке Optomec LENS 450. В качестве образцов для испытаний были выбраны цилиндрические стержни из сталей 38ХМА и 42ХФА. Для наплавки использовали порошки сталей 38ХМА, 42ХФА и ХН45МВТЮБР. Прочность сцепления наплавленного слоя с деталью определяли с помощью универсальной разрывной машины МИМ 2-20-2 при скорости крейцкопфа 0,2 мм/с. Определение твердости по Виккерсу проводили на твердомере ИТВ-30-АМ. Фрактографический анализ поверхностей излома наплавленной детали проводили на электронном сканирующем микроскопе VEGA LMS фирмы TESCAN. Трибологические свойства образцов определяли при трении скольжения всухую на испытательной машине трения ИИ 5018 типа «штифт на диске» в соответствии с ГОСТ 23.21080.

Поведение образцов при испытании одинаково – излом находится в наплавленной части материалов. Из полученных результатов следует, что сила сцепления слоя из ХН45МВТЮБР, наплавленного на сталь 38ХМА (среднее значение: 645 МПа) выше, чем у слоя из 38ХМА наплавленного на сталь 38ХМА (среднее значение: 637 МПа). Сила сцепления слоя из ХН45МВТЮБР, наплавленного на сталь 42ХФА (среднее значение: 714 МПа) выше, чем у слоя из 42ХФА, наплавленного на сталь на 42ХФА (среднее значение 590 МПа). Наибольшее значение силы сцепления образца из ХН45МВТЮБР наплавленного на 38ХМА составляет 786 МПа, что ниже значения предела прочности деформируемого сплава ХН45МВТЮБР (1000 ~1200 МПа).

Низкое значение силы сцепления связано с двумя причинами: образованием остаточных напряжений и наличием пор и трещин. Кроме того, в процессе наплавки материала на воздухе металлы окисляются, а нерасплавленные частицы порошка могут вызвать появление трещин в наплавленном слое [2]. В процессе наплавки материала высокие температурные градиенты имеют тенденцию развиваться в направлении от поверхности в глубину детали. Связанное с этим дифференциальное термическое тепловое сжатие создаёт высокие напряжения в наплавленном слое [5]. При охлаждении наплавленного слоя от температуры кристаллизации до температуры окружающей среды в покрытии также возникают остаточные напряжения [6].

Результат испытания на микротвердость наплавленного образца показан на рисунке 1. За точку отсчета 0 по оси X приняли границу между наплавленным слоем и поверхностью детали.

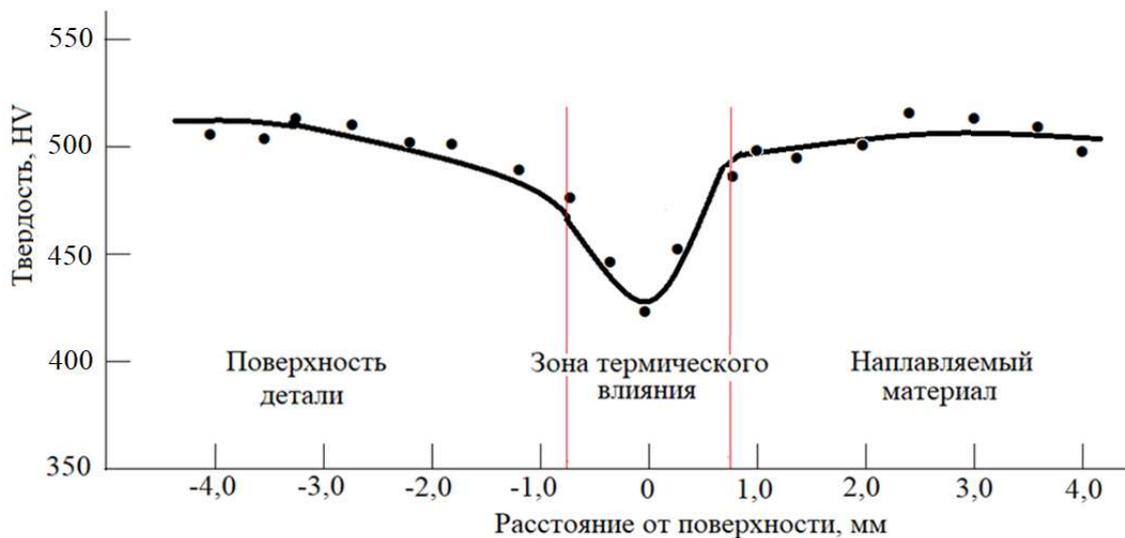


Рисунок 1. Распределения твердости по глубине образца

Из результатов испытаний по определению силы сцепления наплавленного на поверхность детали слоя следует, что разрушение образцов с ХН45МВТЮБР имеет вязкий характер, что связано с аустенитными никель-хромовыми легирующими элементами сплава ХН45МВТЮБР, а разрушение образцов с наплавленным слоем 38ХМА имеет хрупкий характер из-за мартенситного охрупчивания, вызванного высокой скоростью охлаждения. Среднее удлинение наплавленных слоев 38ХМА и 42ХФА составило 2,3 %, что значительно ниже, чем у наплавленного слоя ХН45МВТЮБР (14 %). Предел прочности наплавленных слоев 38ХМА и 42ХФА также ниже, чем у ХН45МВТЮБР, что связано с неполностью расплавленными частицами порошка и значительной пористостью слоя. Несмотря на то, что на поверхности излома ХН45МВТЮБР имелись дефекты, такие как микропоры и оксиды, их влияние на свойства слоя было не таким значительным, как у 38ХМА.

Поверхность излома наплавленного слоя 38ХМА выглядит гладкой и ровной, что указывает на хрупкое разрушение. Была обнаружена значительная пористость из-за отсутствия сплавления между слоями в процессе наплавки. Кроме того, можно увидеть неполностью расплавленные многочисленные сферические частицы порошка. Также было обнаружено более высокое содержание углерода, который может образовывать цементит и, в свою очередь, ответственен за возникновение трещин [6].

Результаты испытаний на износ при сухом трении скольжения показали, что относительная износостойкость наплавленного материала ХН45МВТЮБР выше, чем у 38ХМА. Коэффициент износа от пути скольжения изменяется аналогично интенсивности износа.

Степень износа наплавленного сплава 38ХМА примерно в 1,7 раза выше, чем у наплавленного слоя ХН45МВТЮБР. На поверхности наплавленного материала 38ХМА видны следы износа, с глубокими канавками. Изношенная поверхность наплавленного материала ХН45МВТЮБР более гладкая, с небольшими царапинами. Следовательно, наплавленное покрытие ХН45МВТЮБР обладает лучшей износостойкостью в условиях испытания на износ при сухом скольжении.

Показана возможность использования сплава ХН45МВТЮБР при ремонте деталей горных машин, изготовленных из сталей 38ХМА и 42ХФА, методом лазерной наплавки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тюрин С. И. Повышение эффективности эксплуатации горного оборудования за счет внедрения новых технологий ремонта // ГИАБ. 2016. №5. 136-148.
2. Рошин М. Н., Мишанова В. Г. Лазерная наплавка для повышения износостойкости узлов трения роботизированных систем // Мехатроника, автоматика и робототехника. 2022. № 9. С. 70-72. DOI: 10.26160/2541-8637-2022-9-70-7216
3. Jovanović M. T. Nickel, cobalt and titanium-based alloys - from aircraft vehicles to medical applications – REVIEW // Metallurgical and Materials Engineering. 2016. Vol. 22 No. 3. Pp. 205-220.
4. Karimihaghighi R., Naghizadeh M. Effect of alloying elements on aqueous corrosion of nickel-based alloys at high temperatures: A review // Materials and Corrosion. 2023. 1-10. <https://doi.org/10.1002/maco.202213705>
5. Рахадиллов Б.К., Муктанова Н., Журерова Л.Г. Применение технологии HVOF для получения износостойких покрытий на основе WC – обзор // Вестник НЯЦ РК. 2023. № 1. С. 4-14. DOI: 10.52676/1729-7885-2023-1-4-14
6. Akca E., Gursel A. A Review on Superalloys and IN718 Nickel-Based INCONEL Superalloy // Periodicals of engineering and natural sciences. 2015. Vol. 3 No. 1. Pp. 15-27.

УДК 621.91

ВЫСОКОСКОРОСТНАЯ ОБРАБОТКА ЗАГОТОВОК ИЗ АЛЮМИНИЕВЫХ СПЛАВОВ МНОГОЛЕЗВИЙНЫМ ИНСТРУМЕНТОМ

Ю.Р. Шмакова¹, инженер-технолог

М.А. Адмакин², к.т.н., доц.; А.Д. Халимоненко², к.т.н., доц.; А.С. Кузьмина², студент

¹АО «Диаконт», г. Санкт-Петербург, Россия

²Санкт-Петербургский горный университет императрицы Екатерины II, г. Санкт-Петербург, Россия

Работа посвящена исследованию возможностей высокоскоростной обработки алюминиевых сплавов многолезвийным инструментом. Полученные при проведении исследований результаты предлагается использовать в практической деятельности машиностроительных предприятий и создании базы данных по режимам резания при высокоскоростной обработке алюминиевых сплавов и других материалов.

Ключевые слова: фрезерование; высокоскоростная обработка; алюминиевые сплавы; скорость резания; шероховатость поверхности; сила резания; подача на зуб; фреза; минутная подача; производительность

HIGH-SPEED MACHINING OF ALUMINUM ALLOY WORKPIECES WITH A MULTI-BLADE TOOL

Shmakova Yu.R., Admakin M.A., Khalimonenko A.D., Kuzmina A.S.

The work is devoted to the study of the possibilities of high-speed processing of aluminum alloys with a multi-blade tool. The results obtained during the research are proposed to be used in the practical activities of machine-building enterprises and the creation of a database on cutting modes for high-speed processing of aluminum alloys and other materials.

Keywords: milling; high-speed machining; aluminum alloys; cutting speed; surface roughness; cutting force; feed per tooth; milling cutter; minute feed; productivity

Непрерывное совершенствование горных машин, особенно эксплуатирующихся в сложных условиях [1-2], а также технологические процессы их производства [3-5] приводят к появлению новых высокопроизводительных методов механической обработки. Одним из таких новых технологических методов является высокоскоростная обработка (ВСО), которая позволяет получить высокое качество элементов деталей горных машин при максимально высокой производительности их изготовления. Однако при проектировании технологических операций на основе ВСО возникает ряд проблем – недостаточная жесткость системы СПИД, малые частоты вращения шпинделя станка и отсутствие данных по рекомендуемым режимам резания. На сегодняшний день справочные данные по режимам резания для ВСО крайне разрознены, так как на данный момент времени по ним отсутствует какая-либо база данных, позволяющая выбрать оптимальные значения глубины, подачи и скорости резания для достижения требуемого качества обработки заготовок из различных материалов, применяемых для изготовления изделий машиностроительного комплекса. Цель работы – определение режимов обработки и исследование сил резания при ВСО

многолезвийным инструментом, а так же определение полученной при ВСО шероховатости обработанной поверхности

В качестве обрабатываемого материала был выбран деформируемый алюминиевый сплав типа ENAW-AlCuMg0.5, широко используемый для производства изделий для различных отраслей промышленности. Для проведения экспериментов было выбрано фрезерование, как наиболее подходящий для ВСО вид резания.

Для выбора параметров высокоскоростного фрезерования (режимы резания, тип фрезы, марка инструментального материала и т.д.) были использованы рекомендации, учитывающие особенности ВСО алюминиевых сплавов [6, 7]. В качестве технологического оборудования был использован станок DMU 65 monoBLOCK, поддерживающий возможность работы в режиме ВСО. Обработка заготовок (алюминиевые пластины размерами 115×64×10 мм) выполнялась фрезой ASX445-050A04R, оснащенной четырьмя вставными пластинами SEGT13T3AGFN-JP HTi10 и установленной в высокоточную оправку повышенной жесткости.

Выполненные в рамках исследования эксперименты состояли из двух серий опытов. Для всех опытов были использованы следующие режимы обработки: глубина резания $t = 1$ мм, ширина резания $B = 10$ мм. В первой серии опытов скорость резания v увеличивалась в диапазоне 300...2000 м/мин при постоянной подаче на зуб фрезы $S_z = 0,15$ мм/зуб и одновременным увеличением минутной подачи $S_{\text{мин}}$ в диапазоне 1146...7643 мм/мин. Во второй серии опытов скорость резания v увеличивалась при постоянной минутной подаче $S_{\text{мин}} = 1400$ мм/мин, т.е. подача на зуб S_z снижалась в диапазоне 0,183...0,027 мм/зуб.

Расчетные значения скорости и силы резания выполнялись по рекомендациям, указанным в «Справочнике технолога-машиностроителя» Т. 2, под ред. А.М. Дальского и др. – М.: Машиностроение, 2001, С. 402-412. При проведении опытов определялись мощность главного привода станка $N_{\text{рез.}}$, фактическое значение главной составляющей силы резания $P_{z \text{ факт.}}$, а также шероховатость обработанной поверхности детали Ra . Мощность определялась с помощью индикатора мощности на шпинделе станка. Параметры шероховатости обработанной поверхности были определены с помощью профилометра Mitutoyo SurfTest SJ-210.

Фактическая сила резания $P_{z \text{ факт.}}$ на каждом рабочем ходу инструмента была определена через расчет мощности резания $N_{\text{рез.}}$, определяемой по формуле:

$$N_{\text{рез.}} = N_{\text{РХ}} - N_{\text{ХХ}}, \quad (1)$$

где: $N_{\text{РХ}}$, Вт – мощность рабочего хода инструмента; $N_{\text{ХХ}}$, Вт – мощность холостого хода инструмента.

Мощность резания рассчитывается по формуле:

$$N_{\text{рез.}} = P_z \cdot v, \quad (2)$$

где v - скорость резания, м/мин. Следовательно, фактическое значение силы резания можно рассчитать по формуле:

$$P_{z \text{ факт.}} = \frac{N_{РХ} - N_{ХХ}}{v}. \quad (3)$$

Результаты расчетов приведены в таблицах 1-3.

Таблица 1

Расчетное значение силы резания с постоянной подачей на зуб

№	Скорость резания v , м/мин	Частота вращения шпинделя n , мин ⁻¹	Минутная подача $S_{\text{мин}}$, мм/мин	Глубина резания t , мм	Подача на зуб S_z , мм/зуб	Расчетное значение силы резания $P_{z \text{ расч.}}$, Н
1	300	1911	1146	1	0,15	34,2
2	1000	6369	3822			26,9
3	2000	12739	7643			23,4

Таблица 2

Расчетное значение силы резания с постоянной минутной подачей

№	Скорость резания v , м/мин	Частота вращения шпинделя n , мин ⁻¹	Подача на зуб S_z , мм/зуб	Глубина резания t , мм	Минутная подача $S_{\text{мин}}$, мм/мин	Расчетное значение силы резания $P_{z \text{ расч.}}$, Н
1	300	1911	0,183	1	1400	42,2
2	1000	6369	0,055			17,1
3	2000	12739	0,027			10,2

Таблица 3

Фактическое значение силы резания

№	Скорость резания v , м/мин	Мощность на холостом ходу инструмента $N_{\text{ХХ}}$, Вт	Мощность на рабочем ходу инструмента $N_{\text{РХ}}$, Вт	Мощность резания $N_{\text{рез}}$, Вт	Фактическое значение силы резания $P_{z \text{ факт.}}$, Н
1	300	0	160	160	31,9
3	1000	240	560	320	19,2
5	2000	800	1200	400	11,9

Результаты измерения шероховатости обработанной поверхности для первой серии опытов представлены в табл. 4. Анализ полученных данных показал, что шероховатость достигла минимальных для лезвийной обработки значений, приближенных к параметрам шероховатости, достигаемым после финишных операций.

Таблица 4

Шероховатость обработанной поверхности после первой серии опытов

№	Скорость резания v , м/мин	Подача на зуб S_z , мм/зуб	Шероховатость поверхности Ra , мкм
1	300	0,15	0,14
3	1000		0,08
5	2000		0,07

Снижение шероховатости по Ra в диапазоне скоростей резания от 300 до 1000 м/мин связано с приработкой пластины и укладывается в традиционные зависимости шероховатости от времени работы инструмента. Результаты измерений шероховатости во второй серии опытов представлены в табл. 5.

Таблица 5

Шероховатость обработанной поверхности после второй серии опытов

№	Скорость резания v , м/мин	Подача на зуб S_z , мм/зуб	Минутная подача $S_{\text{мин}}$, мм/мин	Шероховатость поверхности Ra , мкм
---	------------------------------	------------------------------	---	--------------------------------------

1	300	0,183	1400	0,14
3	1000	0,055		0,09
5	2000	0,027		0,08

Выводы. При сохранении постоянной подачи на зуб и увеличении скорости резания до значений высокоскоростной обработки сила резания снижается в 1,5 раза. При снижении подачи на зуб и постоянной минутной подаче сила резания уменьшается до 2,5 раз по сравнению с традиционными режимами резания. Шероховатость обработанной поверхности при ВСО очень низкая, по значениям близкая к полированию, при этом механическая обработка производится лезвийным инструментом с возможностью точно выдерживать геометрию в отличие от абразивного инструмента. Полученные результаты предлагается использовать в практической деятельности предприятий при обработке деформируемых алюминиевых сплавов типа АК6, что позволит получить экономический эффект от повышении производительности резания, прямо пропорционального от увеличения скорости резания.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шишлянников Д.И., Зверев В.Ю., Звонарева А.Г., Фролов С.А., Иванченко А.А. Оценка энергоэффективности функционирования и увеличение наработки гидравлических приводов установок штанговых скважинных насосов в осложненных условиях эксплуатации // Записки Горного института, 2023, Т. 261, С. 349-362.
2. Gabov V.V., Zadkov D.A., Babyr N.V., Fangwei X. Nonimpact rock pressure regulation with energy recovery into the hydraulic system of the longwall powered support // Eurasian Mining, 2021, Vol. 2, pp. 55-59.
3. Vasilko K., Murčinková Z. Reduction in Total Production Cycle Time by the Tool Holder for the Automated Cutting Insert Quick Exchange and by the Double Cutting Tool Holder // Journal of Manufacturing and Materials Processing, 2023, Vol. 7(3), 99.
4. Olt J., Maksarov V.V., Efimov A.E. Improving the Surface Quality of Titanium-Alloy Components in Machining // Russian Engineering Research, 2023, Vol. 43(2), pp. 195-198.
5. Basova T.V., Andreev Y.S., Basova M.V. The Development of Cutting Tools Active Control Methodology for Numerical Control Milling Machines // 2022 International Ural Conference on Electrical Power Engineering (UralCon), 2022, pp. 108-112.
6. [Shipulin](#) L.V., [Ardashev](#) D.V. Concept of Designing High-Speed Processing Operations based on Complex Process Simulation // [Procedia Manufacturing](#), 2020, Vol. 46(12), pp. 64-69.
7. Широких Э.В., Косьянова А.К. Эффективность применения СТМ для высокоскоростной обработки алюминиевых сплавов металлов // Комплексные проблемы развития науки, образования и экономики региона, 2014, Т. 2(5), С. 96-101.

УДК 622.00

ТЕМПЕРАТУРА ФОРМОВАНИЯ ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИТОВ В УСЛОВИЯХ ДЕЙСТВУЮЩИХ ПРОИЗВОДСТВ

Д.В. Зайцев¹, д.ф.-м.н., проф., зав. каф., Ю.В. Холодников², к.т.н., директор
¹ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург,
²ООО СКБ «Мысль», г. Екатеринбург, Россия

В статье приведены результаты сравнительных исследований эксплуатационных свойств полимерных композитов, изготовленных при нормальной и пониженной температуре окружающего воздуха. Установлено, что твердость ламината, водопоглощение и прочность на изгиб композита практически не зависят от температуры формования в пределах от +8 °С до + 22 °С. Химическая стойкость специальных композитов также не зависит от производственных условий в диапазоне исследованных температур. Рекомендовано принять во внимание полученные результаты при формовании полимерных композитов на открытой производственной площадке.

Ключевые слова: полимерный композит, твердость, водопоглощение, изгиб, растяжение, химстойкость.

TEMPERATURE FOR FORMING POLYMER COMPOSITES UNDER OPERATING PRODUCTION CONDITIONS

D.V. Zaitsev, Yu.V. Kholodnikov

The article presents the results of comparative studies of the operational properties of polymer composites manufactured at normal and low ambient temperatures. It is established that the hardness of the laminate, water absorption and bending strength of the composite practically does not depend on the molding temperature in the range from +8 °C to + 22 °C. The difference in tensile strength between the samples was about 20% in favor of a sample manufactured at normal operating temperature (+ 22 °C). It is recommended to take into account the results obtained when forming polymer composites on an open production site.

Keywords: polymer composite, hardness, water absorption, bending, stretching.

В справочной и нормативно-технической литературе, включая действующие документы ГОСТ, СНиП, ТУ и пр., указывается «комфортная» температура формования изделий из полимерных композиционных материалов в пределах +18 ÷ 23 °С [1,2]. Для такой температуры подбирается состав и дозировка систем отверждения и определяется время желатинизации и отверждения полимера «холодного» отверждения. В конечном итоге, соблюдение регламента подготовки ламината и проведения работ по изготовлению композита определяет эксплуатационные свойства готового изделия. Однако в условиях действующих производств соблюсти жесткие температурные ограничения, например, при проведении ремонтно-восстановительных или футеровочных работ композиционными материалами – практически невозможно, что существенно снижает их область применения.

Для оценки влияния пониженной температуры окружающего воздуха на эксплуатационные свойства композита изготовленного в реальных производственных условиях в ООО СКБ «Мысль» были проведены сравнительные исследования образцов по следующим параметрам:

- твердость ламината (ГОСТ 24621-2015);

- водопоглощение (ГОСТ 4650 – 2014);
- испытания на статический изгиб (ГОСТ 4648-2014);
- испытание на растяжение (ГОСТ 11262-2014);
- химстойкость (ГОСТ 12020-2018).

Испытаниям подверглись две группы образцов, изготовленных на основе конструкционной полиэфирной смолы и химстойкой – эпоксивинилэфирной смолы. Половина образцов из каждой группы (группа №1) была изготовлена при нормальных температурных условиях (+22 °С), вторая половина (группа №2) - при пониженной температуре (+8 °С).

Результаты исследований приведены ниже.

Твердость образцов по шкале Шора проверялась с помощью дюрометра АТН 200 с интервалом 1, 2, 3 и 24 часа с момента их изготовления. График набора твердости для обеих групп образцов представлен на рисунке 1.

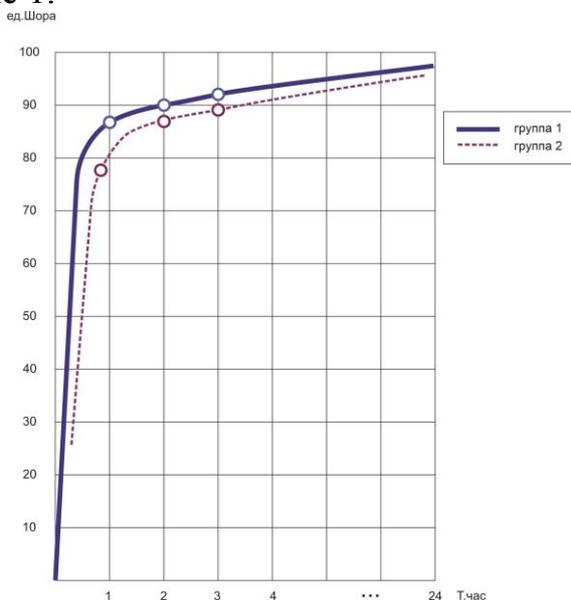


Рис. 1. График набора твердости

При испытании определяли: упругий модуль, как коэффициент пропорциональности между деформацией и напряжением на упругом/линейном участке деформационной кривой; предел прочности (максимальная нагрузка при испытании) и деформацию образца при достижении предела прочности. Обработка результатов экспериментов осуществляли при помощи программного обеспечения Trapezium-X, которое было предоставлено фирмой Shimadzu.

По достижению предела прочности образцов, они теряли способность к сопротивлению прикладываемой нагрузки, что соответствовало появлению разрушений в месте нагружения подвижной призмой и резкому падению напряжения на деформационной кривой.

Испытания на водопоглощение показали, что масса образцов в пределах погрешности прибора практически не изменилась, что говорит о нулевом водопоглощении для всех групп образцов.

Как видно из графика образцы, изготовленные при температуре +8 °С, в первые три часа после изготовления отверждались медленнее, чем образцы, изготовленные при оптимальной рабочей температуре, однако через 24 часа эта разница (в твердости) практически нивелировалась.

Испытания на изгибную прочность и одноосное растяжение проводили на испытательной машине: Shimadzu AG-X 50kN.

Испытания на химическую стойкость проводились для группы композитов, изготовленных из химстойкой смолы в среде органического растворителя (ацетона) и серной кислоты (48%). Результаты опыта показали одинаковую реакцию обеих групп образцов действие химически активных сред, что говорит об отсутствии влияния температуры изготовления образцов на их эксплуатационные свойства.

Таблица 1. Результаты механических испытаний конструкционных композитов при одноосном растяжении и трехточечном изгибе.

Тип испытания	Материал	Упругий модуль, ГПа	Предел прочности, МПа	Полная деформация, %
Изгиб	Группа 1	3,47±0,74	130±18	4,1±0,4
	Группа 2	2,98±0,53	118±18	4,1±0,2
Растяжение	Группа 1	1,84±0,11	110±7	5,7±0,8
	Группа 2	1,47±0,13	87±4	5,4±0,7

Практическая значимость проделанной исследовательской работы заключается в следующем: изготовление изделий из полимерных композитов на открытом воздухе (например – футеровка «мокрым» ламинированием, либо локальные ремонтные или монтажные работы), допустимо при температурах ниже прописанных в нормативных документах, в частности, до + 8 °С, что существенно повышает время и объемы ведения работ по модернизации и повышению эксплуатационной надежности работы основного технологического оборудования и строительных конструкций.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Справочник по композиционным материалам. В 2-х кн./ Под ред. Дж.Любина.- М.: Машиностроение, 1988. – 584 с.
2. Холодников Ю.В. и др. «Промышленные композиты. Возможности и перспективы»./ Изд. LAP LAMBERT Academic Publishing. GmbH & Co. KG (Германия). 2016. – 455 с.

**РЕМОНТ, СЕРВИСНОЕ
ОБСЛУЖИВАНИЕ
И ДИАГНОСТИКА ГОРНОГО
ОБОРУДОВАНИЯ**

*Чтобы óжил экскаватор,
Чтоб дробилка ожилá,
Должен мастер-реставратор
В их наведаться тела!*

Доц. П.А. Жиганов

УДК 622.002.05

ПОКАЗАТЕЛИ И КРИТЕРИИ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ГОРНОТРАНСПОРТНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Л.И. Андреева¹, гл. науч. сотр., д-р техн. наук

¹Челябинский филиал Института горного дела УрО РАН, г. Челябинск, Россия

Рассмотрены существующие стратегии ремонтного обслуживания горной техники, обозначены их недостатки. Предложен аналитический метод, позволяющий адаптировать систему ремонта к современным условиям, основанный на построении и анализе кривой износа. Этот метод позволяет произвести выбор необходимой стратегии, позволяющей обеспечить заданную работоспособность горной техники.

Ключевые слова: горные машины, техническое состояние, износ, работоспособность, планирование, стратегия ремонта, эксплуатация, ремонтная служба.

INDICATORS AND CRITERIA FOR ASSESSING THE TECHNICAL CONDITION MINING AND TRANSPORTATION EQUIPMENT

L.I. Andreeva

The existing strategies of repair maintenance of mining equipment are considered, their disadvantages are identified. A analytical method is proposed to adapt the repair system to modern conditions, based on the construction and analysis of the wear curve. This analytical method allows you to select the necessary strategy to ensure the specified performance of mining equipment.

Keywords: mining machines, technical condition, wear, operability, planning, repair strategy, operation, repair service.

Ухудшение функциональных характеристик горной машины в течение эксплуатации связано в основном с износом ее составных частей, величина которого зависит в свою очередь от интенсивности и времени использования машины. Любой ремонт направлен на устранение последствий износа и восстановление первоначальных или близких к ним функциональных характеристик. Существует ряд взглядов на стратегию ремонтных воздействий в течение срока службы машины. Объединяет их общее стремление к выбору той стратегии ремонта, которая обеспечивает минимум затрат при достижении необходимого качества ремонта.

На любом угледобывающем предприятии существует ремонтная служба, целью функционирования которой является поддержание оборудования в работоспособном состоянии. Эффективность ее работы в значительной степени определяется методами технического обслуживания и уровнем взаимодействия между структурными подразделениями, принятыми в общей системе ремонтного производства [1].

Известно значительное количество различных схем, описывающих взаимосвязи подразделений предприятия, направленных на выполнение ремонта. Как правило, основой их разработки являлись исторически сложившиеся структуры ремонтной службы. Такой подход стал основной причиной дублирования информации и выполняемых задач, наличия неоптимальных связей между подразделениями.

Для формирования ремонтной службы, адаптированной к современным условиям конкретного предприятия, необходимо рассматривать ее как систему, объектами воздействия которой являются оборудование и его элементы [2].

Известно, что в процессе эксплуатации оборудования техническое состояние (ТС) Y любого его элемента (детали) непрерывно ухудшается под воздействием внешней среды (рис. 1.).

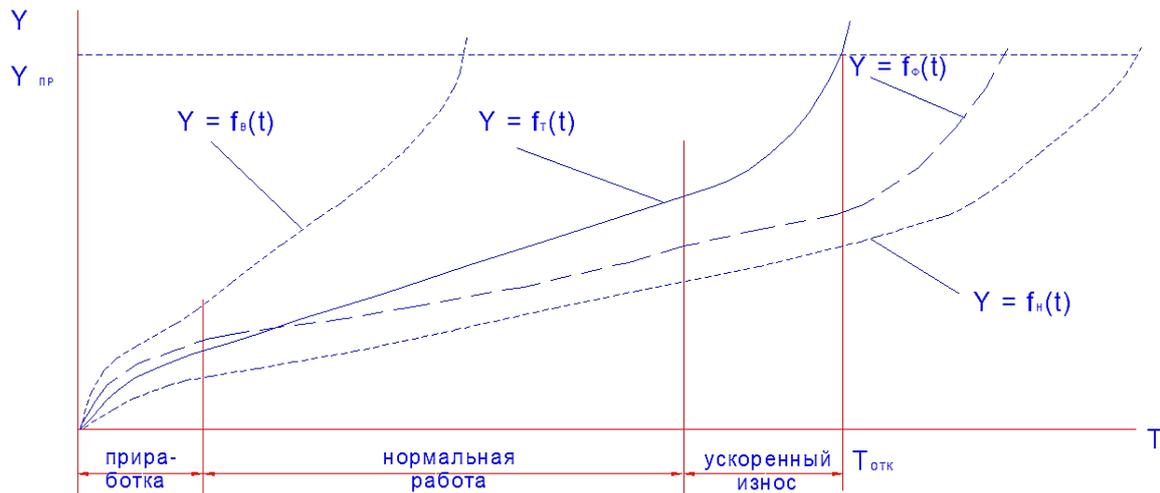


Рис. 1. Типичная кривая износа

При достижении предельного состояния $Y_{пр}$ в момент времени $T_{отк}$ элемент отказывает, и выполняется ремонт с целью восстановления его работоспособности. В общем случае процесс изменения ТС элемента оборудования может быть описан типичной кривой износа, на которой можно выделить три характерных участка: приработки, нормальной работы, ускоренного износа.

Учитывая стохастический характер факторов, влияющих на изменение ТС, можно считать, что функция $Y = f_т(t)$ является трендом (математическим ожиданием) изменения ТС объекта в случае средних условий его эксплуатации. Изменение ТС реального объекта $Y = f_ф(t)$ будет лежать между границей $Y = f_в(t)$, соответствующей самым тяжелым условиям эксплуатации, и $Y = f_н(t)$, соответствующей самым легким условиям эксплуатации. В общем случае функция $Y = f_ф(t)$ не совпадает с трендом $Y = f_т(t)$ и граничными функциями $Y = f_в(t)$, $Y = f_н(t)$.

В зависимости от того, какая из рассмотренных функций используется при планировании и организации ремонтов возможны три ремонтных стратегии:

1) Стратегия, в основе которой лежит выполнение аварийных ремонтов, базируется на кривой $Y = f_Ф(t)$ и не предусматривает прогнозирование срока отказа $T_{отк}$. При ее использовании за срок отказа принимается срок фактического достижения функцией $Y = f_Ф(t)$ значения $Y_{пр}$. Эта стратегия очень простая и предполагает, что ремонты выполняются после незапланированной остановки оборудования в результате разрушения его деталей. При этом происходит разрушение и соседних деталей, а ремонтная служба

не готова к проведению ремонта. Это приводит к увеличенному расходу ресурсов необходимых для восстановления работоспособного состояния оборудования (запасных частей, количеству ремонтных бригад, времени простоя оборудования в ремонте).

2) В случае планово-предупредительных ремонтов по нормативу (ремонты по нормативу) срок отказа прогнозируется с использованием кривой $Y=fB(t)$. При этом прогноз базируется на нормативном ресурсе, определяемом усреднено по группе машин или в целом по отрасли с учетом требуемой вероятности безотказной работы $P(t)$ оборудования. В случае ремонтов по нормативу остановка оборудования и замена деталей выполняется через строго регламентированные промежутки времени равные нормативному ресурсу. Во время ремонта все узлы и детали, выработавшие нормативный ресурс, заменяются новыми. Такой подход приводит к преждевременной замене деталей и неполному использованию их фактического ресурса, однако обеспечивает допустимое (расчетное) количество аварийных отказов.

3) Планово-предупредительное обслуживание по техническому состоянию предполагает, что с помощью средств технической диагностики, или иными методами, оценивается текущее ТС детали, описываемое кривой $Y=f\Phi(t)$. Эти данные используются для прогнозирования срока ее отказа и замены. Такой подход значительно повышает точность прогноза срока отказа детали, что позволяет назначать срок ремонта наиболее близкий $T_{отк}$, следовательно, максимально снизить затраты на ремонт. Однако переход к ремонтам по состоянию требует, как усложнения структуры ремонтной службы, так и методов решения ее задач, базирующиеся на результатах диагностики.

Исходя из проведенного анализа, наиболее рациональной можно считать ремонтную стратегию по техническому состоянию оборудования, которая обеспечивает минимальные затраты на поддержание оборудования в работоспособном состоянии. Это достигается благодаря повышению точности прогноза срока отказа при прочих равных условиях [3].

На скорость и характер изменения ТС i -детали оказывают влияние два основных взаимно противостоящих фактора:

- внешняя среда C_v , ухудшающая Y_i ;
- внутренние свойства детали C_{Sl} , характеризующие ее способность противостоять воздействию внешней среды.

Учитывая эти факторы, ухудшение ТС детали во времени можно описать моделью:

$$Y_i=f(C_v, C_{Sl}, t_i),$$

где t_i – продолжительность эксплуатации детали.

Необходимо отметить, что эффективность работы ремонтной службы в значительной степени определяется точностью определения сроков обслуживания T_p . Для расчета T_p детали используются математические модели, учитывающие изменение ТС:

$$T_p = T_m + f(Y, Y_{пр}, C_v, C_s),$$

где T_m – срок начала упреждения прогноза; C_v – внешняя среда, под воздействием которой происходит ухудшение Y ; C_s – внутренние свойства детали; $Y_{пр}$ – предельное состояние.

В идеальном случае значение T_p должно совпадать со сроком $T_{отк}$ достижения деталью предельного состояния $Y_{пр}$ и ее отказа, $T_p = T_{отк}$. Нарушение этого условия вызывает два нежелательных явления:

1) $T_p < T_{отк}$ – частичное использование технического ресурса детали, увеличение расхода запасных частей и количества ремонтов;

2) $T_p > T_{отк}$ – аварийные ремонты оборудования, при которых увеличивается расход ресурсов на их выполнение.

Задача планирования ремонтного воздействия предполагает использование T_p при разработке плана ремонта, включающего перечень работ и объем необходимых ресурсов [4].

Как показали исследования, на угледобывающих предприятиях применяется два подхода к эксплуатации горных машин:

- использование машин до того времени, когда произойдет авария (затем попытка восстановления их работоспособности);

- либо применение наиболее распространенного метода регулярного обслуживания через определенное календарное время – планово-предупредительный ремонт (профилактическое воздействие).

Первый подход не выдерживает никакой критики из-за больших потерь, связанных с разрушением машины, а также по причине опасности, которой при этом подвергается обслуживающий персонал при авариях.

Проблема планирования ремонтов по нормативам через определенные регламентированные интервалы заключается в выборе этого отрезка времени, поскольку фактический срок работы до момента, когда необходим ремонт, весьма непостоянен и варьируется от одной машины к другой в очень широких пределах. На практике это приводит к неоправданному увеличению частоты проведения ремонтных работ и замене выработавших свой ресурс дефицитных деталей, а также дополнительным потерям рабочего времени, либо к выходу машины из строя.

Экономически более целесообразно проводить предупредительный ремонт через нерегулярные интервалы времени, но определять величину интервалов необходимо по фактическому состоянию машины на данный момент. Для этого нужна информация о техническом состоянии машины и о скорости его изменения в течение времени.

Снижение, а в дальнейшем и потеря работоспособности горного оборудования в процессе эксплуатации происходят по различным причинам, влияющим на начальные параметры машины, вызывая износ, деформацию, поломки, коррозию и другие повреждения. Если состояние машины таково, что значение хотя бы одного заданного параметра, характеризующего способность выполнять заданные функции, не соответствует требованиям,

установленным нормативно-технической документацией, машина считается неработоспособной.

Таким образом, складывающаяся ситуация в горнодобывающей отрасли приводит к дефициту и значительному снижению степени использования горнотранспортного оборудования, а также к росту затрат на его содержание. Учитывая современное состояние горного оборудования на разрезах и реальные возможности обеспечения его работоспособности, такой режим горных работ может привести не только к снижению надежности работы угольных разрезов, но и к полной их остановке.

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. Лончиновский Э.В. Реорганизация системы технического обслуживания и ремонта оборудования предприятий – М. 2006 г. – 385 с.
3. Комиссаров А.П. Новые подходы в создании экскаваторов. Механизация строительства. – 2000. – №2. – С. 6-7.
4. Доронин С.В. Расчеты на прочность и прогнозирование надежности элементов металлоконструкций крьерных экскаваторов: дисс...канд. техн. наук / С.В. Доронин. – Красноярск, 1993. – 163 с.

УДК 622.002.05

МЕТОДЫ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ СРОКОВ ОТКАЗА ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ ГОРНОЙ ТЕХНИКИ

Л.И. Андреева¹, гл. науч. сотр., д-р техн. наук

¹Челябинский филиал Института горного дела УрО РАН, г. Челябинск, Россия

Представлены основные задачи, характерные для подразделения по обеспечению надежности горной техники. Для решения этих задач предложены модели прогнозирования сроков отказа деталей, разработанные на основе информации по их отказам и характеристикам дефектов: ресурсная модель базируется на информации о сроках проведения ремонтов, а прочностная основывается на данных технологического процесса и конструкции машины. В итоге, представлены некоторые характеристики надежности на примере карьерного автотранспорта.

Ключевые слова: *методы прогнозирования сроков отказов, ресурсная параметрическая модель, прочностная параметрическая модель, статистическая информация, технологический процесс, технические характеристики горного оборудования, надежность.*

METHODS FOR PREDICTING THE TIMING OF FAILURE OF MINING MACHINERY PARTS AND ASSEMBLIES

L.I. Andreeva

The article presents the main tasks characteristic of the division for ensuring the reliability of mining equipment. To solve the problems, models for predicting the failure time of parts are proposed, developed on the basis of information on their failures and defect characteristics: the resource model is based on information on the timing of repairs, and the strength model is based on data from the technological process and machine design. As a result, some reliability characteristics are presented on the example of quarry vehicles.

Keywords: *methods for predicting failure periods, resource parametric model, strength parametric model, statistical information, technological process, technical characteristics of mining equipment, reliability.*

Необходимость увеличения производительности горного оборудования с сохранением максимально возможного уровня безотказности в условиях конкретного предприятия и снижением себестоимости добычи полезного ископаемого требует совершенствования системы технической эксплуатации горной техники. Ее эффективность определяется организацией системы технического обслуживания (ТО) и ремонта, производственно-технической базой, условиями и режимом эксплуатации, системой материально-технического снабжения.

Основным фактором повышения эффективности технической эксплуатации оборудования является организация системы ТО, которая определяет рациональную стратегию поддержания и восстановления работоспособности горного оборудования, т.е. профилактика, а также предусматривает соответствующее техническое и нормативно-технологическое обеспечение ремонтной службы.

Основными задачами подразделения по обеспечению надежности ГТО, являются:

- проведение мониторинга виброобследований оборудования;

- обеспечение группы планирования ремонта своевременными сведениями о фактическом состоянии оборудования с целью исключения любых внеплановых остановок производства;

- ведение архива оборудования, в том числе подготовка сведений о простоях оборудования, фактическом техническом состоянии оборудования, проведенном ремонте, результатах функционально-стоимостного анализа и др.;

- контроль за выполнением работ и отслеживание затрат на основе функционально-стоимостного анализа;

- оценку тенденций изменения межремонтных интервала и ресурса оборудования для нужд возможной модернизации или замены оборудования и ведения паспортов агрегатов.

Существующий уровень использования горной техники приводит к тому, что горнодобывающие предприятия вынуждены, например, на один автосамосвал, занятый в технологическом процессе, содержать в хозяйстве два автосамосвала дополнительно. При средней укомплектованности машины водительским составом 2,5-3,0 чел., ремонтным персоналом — 1,0-1,5 чел. предприятия дополнительно содержат 7-9 человек основного производственного персонала. Необходимо отметить, что на горнодобывающих предприятиях России реальный уровень использования карьерной техники в 1,5-2,0 раза ниже их технических возможностей [1].

Анализ эксплуатации экскаваторов на ГОК "Стойленский" показал, что коэффициент использования оборудования ($K_{ис}$), за последние годы несколько возрос (рис. 1).

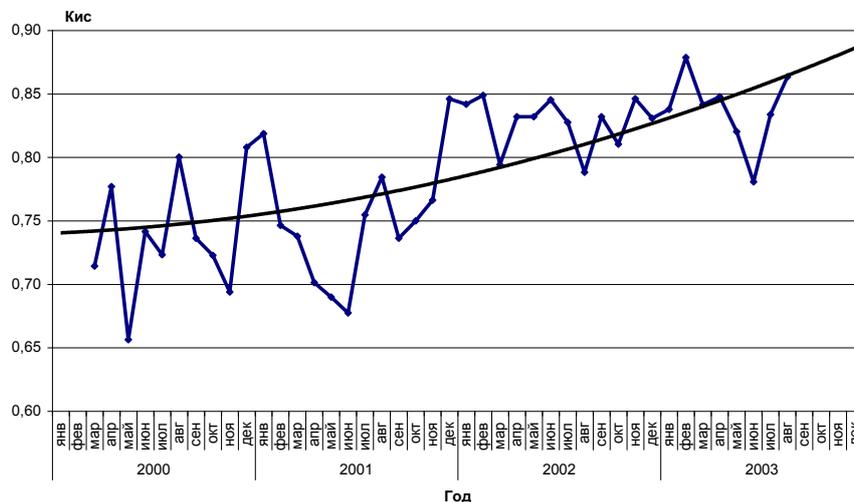


Рис. 1. Коэффициент использования экскаваторов ($K_{ис}$) в ОАО «Стойленский» ГОК

В процессе работы угледобывающего предприятия его техническая служба решает задачи, направленные на планирование ремонтных воздействий, запасных частей и трудовых ресурсов, необходимых для его осуществления. В основе планирования лежит прогнозирование сроков отказа деталей машин и механизмов.

Для решения задачи прогнозирования сроков отказов, различными исследователями были предложены модели, отличающихся видом исходной информации, методами ее анализа и формой представления результатов. Предлагаются методы прогнозирования сроков отказа деталей с использованием законов распределения их ресурсов, полученных из статистики их ремонтов; используются значения напряжений, возникающих в детали, измеренные с помощью специальных приборов и характеристики детали для прогнозирования ресурса. Прогнозирование отказов на основании данных диагностики с применением номограмм предполагает использование собственной процедуры прогнозирования, что определяется видом и характером исходной информации.

Анализ рассмотренных моделей позволяет выделить ряд подобных свойств, что дает возможность разработать их классификацию. Подход к классификации математических моделей, используемых при прогнозировании, по виду исходной информации, был предложен в работе Ченцова Н.А. [2]. Развивая идеи данной классификации, было выделено четыре типа исходной информации: статистика ремонтов, экспертные оценки ресурса, статистика диагностик, данные о нагрузках. Это позволило все имеющиеся модели прогнозирования также разделить на четыре вида (табл. 1).

Таблица 1

Классификация прогнозных моделей

Тип модели	Исходная информация	Срок выполнения прогноза
Ресурсная	Данные о сроках ремонтов	Начало эксплуатации детали
Прочностная	Прочностные и геометрические характеристики детали, статистика технологических нагрузок	Конец периода наблюдения
Диагностическая	Данные диагностик	Срок последней диагностики
Экспертная	Экспертные оценки ресурсов деталей	Начало эксплуатации детали

Использование любой из рассмотренных моделей выполняется в два этапа. На первом определяются параметры прогнозирования, а на втором – непосредственно осуществляется процедура прогнозирования. Для определения прогнозной даты отказа $t_{ОТК}$ в общем случае можно использовать выражение:

$$t_{ОТК} = t_y + T_{И} + T_{ОСТ},$$

где t_y – срок начала упреждения прогноза, соответствующий сроку начала эксплуатации детали; $T_{И}$ – детерминированное значение использованной части ресурса детали на начало срока выполнения прогноза; $T_{ОСТ}$ – прогнозная оценка остаточного ресурса детали.

Исходя из случайного характера факторов, влияющих на изменение технического состояния деталей, следовательно, и сроков их отказов, мож-

но считать, что наиболее приемлемым является описание $T_{ост}$ законом его распределения [2,3].

При таком подходе предполагается, что значение $T_{ост}$ определяется с заданной вероятностью безотказной работы $P(t)$, с учетом вида закона распределения остаточного ресурса Z и его параметров – математического ожидания M и коэффициента вариации ν :

$$T_{ост} = f[Z, M, \nu, P(t)]$$

Параметры Z , M и ν могут быть определены на основе анализа различной исходной информации: статистики ремонтов, статистики диагностик, экспертных оценок ресурса, статистики технологических нагрузок.

Каждая модель из предложенной классификации предполагает использование специфического математического аппарата. Рассмотрим два типа моделей.

Ресурсная параметрическая модель базируется на использовании статистической информации о сроках проведенных ремонтов – «Статистика ремонтов». Наиболее совершенные представители данного типа моделей предполагают получения потока ресурсов, с учетом восстановления недоиспользованной части ресурса деталей, на основании данных о их T_C в момент замены. Применяя методы математической статистики и теории вероятностей, данная параметризирующая модель позволяет получить значения Z , M , ν для потока ресурсов. В общем виде данную параметрическую модель можно представить как:

$$[Z, M, \nu] = f(T, Y)$$

где $T = (t_1, t_2, \dots, t_i)$, $Y = (Y_1, Y_2, \dots, Y_i)$, t_1, t_2, \dots, t_i – сроки проведения ремонтов детали по ее предыдущим реализациям; Y_1, Y_2, \dots, Y_i – оценка T_C детали на момент t_i осуществления ее ремонта.

Необходимо отметить, что в этой модели $T_{И}$ и $T_{ост}$ не разделяются Z , M , ν , а определяются из их совместного анализа. В данной модели сроком начала упреждения прогноза принимается срок последнего ремонта.

Прочностная параметрическая модель использует в своем математическом аппарате данные о технологическом процессе и конструкции машины, с целью определения нагрузок на деталь. Главная ее особенность – математическое описание процесса накопления повреждений в исследуемой детали. Кроме этого, в модели используются данные о физических характеристиках исследуемой детали (ее геометрических размерах и прочностных характеристиках материала, из которого она изготовлена). В общем виде такую модель можно представить как:

$$[Z, M, \nu] = f[Q(t_i), S(Q), G, \sigma]$$

где $Q(t_i)$ – особенности производственной программы, характеризующие нагрузки Q , действующие на эксплуатируемую деталь (текущая реализация) за интервал времени t_i ; G – геометрические характеристики детали; σ – прочностные характеристики материала детали; $S(Q)$ – статистика данных о нагрузках по предыдущим реализациям.

В этой модели t_i определяется отдельно и является детерминированной величиной определяемой расчетным путем. Значение $T_{\text{ост}}$ описывается законом распределения Z , M и v . В этой модели сроком начала упреждения прогноза t_y принимается срок последнего ремонта.

Таким образом, можно видеть, что результатом использования любой из предложенных параметрических моделей является нахождение параметров, необходимых для определения $T_{\text{ост}}$. Каждой из моделей соответствует собственное значение технических характеристик, например, точность прогноза, и экономических, например, финансовые затраты на прогнозирование. Известно, что экспертная модель требует минимальных финансовых затрат на прогнозирование, но обеспечивает минимальную точность прогноза. Более дорогая, диагностическая модель, обеспечивает большую точность прогноза [4].

Для разработки ремонтных нормативов, установления регламентированных сроков и объемов работ по диагностике и ТО, прогнозированию, планированию и управлению системой ремонта необходимо установить закономерности старения деталей, агрегатов и машин в целом.

На основании статистического материала, полученного в ОАО «Комбинат «Магнезит», произведено исследование потоков отказов автомобилей БелАЗ-7540 и БелАЗ-7548.

Обработка статистических данных позволила определить следующие характеристики надежности: выборочные среднее времени наработки до отказа m и дисперсию времени наработки до отказа D , параметр потока $\lambda=1/m$ (табл. 2).

Таблица 2

Характеристики надежности

№ машины	Кол-во отказов	Время в работе	m	D	λ
1	210	2100	10	0,812	0,1
2	183	2800	15,30	1,820	0,065
3	195	2450	12,56	1,599	0,0796

При построении математической модели динамики старения автомобилей БелАЗ-7540 и БелАЗ-7548 принята предпосылка о независимости выходных параметров, благодаря чему было отдельно рассмотрено изменение параметра отказов $\lambda(t)$ в процессе эксплуатации автосамосвалов, так как именно этот параметр наиболее полно отражает динамику старения [1,5].

В результате исследований построена кривая изменения параметра отказов $\lambda(t)$ автомобилей в зависимости от срока эксплуатации t , которая может быть аппроксимирована зависимостью:

$$\lambda(t) = 2,2 \cdot 10^{-9} t^2 + 0,078$$

то есть опасность отказов монотонно возрастает в процессе длительной эксплуатации машины (рис. 2).

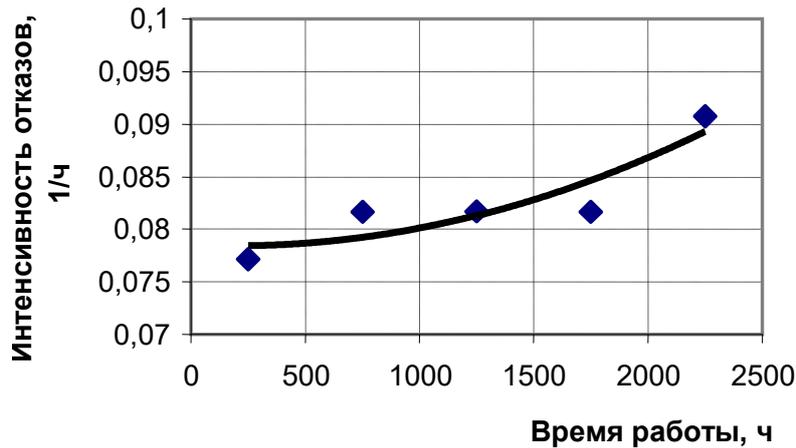


Рис. 2. Зависимость параметра отказов $\lambda(t)$ автосамосвалов БелАЗ-7540 и БелАЗ-7548 от срока эксплуатации t

Поскольку поток отказов можно считать пуассоновским, то вероятность того, что за время t не произойдет отказа, равна $P(t) = e^{-\lambda t}$.

Учитывая возрастание интенсивности отказов с наработкой, получим:

$$P(t) = e^{-2,2 \cdot 10^{-9} t^3 - 0,078 t}$$

Отсюда среднее время жизни элемента составляет:

$$T_{cp} = \int_0^{\infty} P(t) dt = \int_0^{\infty} e^{-2,2 \cdot 10^{-9} t^3 - 0,078 t} dt \approx 12,8 \text{ ч}$$

Уравнение, с помощью которого определили среднее время жизни элемента с учетом его старения, является математической моделью динамики старения автосамосвалов БелАЗ-7540 и БелАЗ-7548. Зная среднее время жизни агрегата, детали можно планировать техническое обслуживание и ремонт машины в целом и разрабатывать ремонтные нормативы с учетом динамики ее старения.

Необходимо отметить, что в настоящее время на угольных разрезах России эксплуатируется 60-70 % оборудования со сверхнормативным сроком службы и без остаточной балансовой стоимости. При определении степени годности конструктивные элементы подразделяются на 3 группы: годные, подлежащие ремонту и негодные. Практика показала, что удельный вес каждой группы деталей (через их массу) лежит в пределах: годные – 20 %, подлежащие ремонту – 50 % и негодные – 30 %. Несмотря на высокий уровень износа – 89 % по сроку эксплуатации и 82,7 % по выполненным объемам, срок эксплуатации оборудования может быть увеличен в 1,2-1,5 раза ввиду неполного использования технического ресурса его деталей.

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. Ченцов Н.А. Оценка моделей прогнозирования отказов оборудования // Сталь – 1998, – №3 – С. 70-72.

3. Андреева Л.И., Ушаков Ю.Ю., Мартынов В.Ю. Эффективность использования ресурсов при ремонтном обслуживании оборудования обогатительной фабрики (методический подход) // Сборник трудов XVII международной научно-технической конференции «Чтения памяти В.Р. Кубачека. – 2019. – С. 387.

4. Заяц А.И., Беклемешев В.А., Байкин В.С., Хажиев В.А. Развитие системы мониторинга условий и режимов эксплуатации, технологии и организации ремонтного обслуживания экскаваторов на разрезе «Черногорский» // Горный информационный бюллетень (научно-технический журнал). – М: Горная книга. – 2017. - №12 Специальный выпуск №39. – С. 201-208.

5. Ловчиновский Э.В. Реорганизация системы технического обслуживания и ремонта оборудования предприятий // Практическое руководство. Реструктуризация и аутсорсинг. Методическое обеспечение. Компьютеризация. ИПУ. Москва, 1998. – С. 386.

УДК 622.331

ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ МОДЕЛИ ОЦЕНКИ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ РИСКОВ

Б.Ф. Зюзин, д.т.н., проф., зав. каф, **А.И. Жигульская**, к.т.н., доцент,
О.А. Сугян, магистрант

ФГБОУ ВО «Тверской государственный технический университет», г. Тверь, Россия

Рассмотрена методика оценки функциональных (технологических, экономических, экологических, информационных) рисков в инвариантной форме на основе когнитивной геометрии и теории предельных инвариантов дистортности.

Ключевые слова: функциональные риски, инварианты, дистортность.

PRINCIPLES OF BUILDING AN ASSESSMENT MODEL FUNCTIONAL RISKS

B.F. Zyuzin, A.I. Zhigulskay, O.A. Sugyan

The method of assessing functional (technological, economic, environmental, informational) risks in an invariant form based on cognitive geometry and the theory of marginal invariants of distortion is considered.

Keywords: functional risks, invariants, distortion.

Модернизация сферы развития промышленного производства связана с вопросами технологической безопасности и, в том числе, с оценками рисков (технологических, экономических, экологических).

Количественный анализ – это определение конкретного размера материального ущерба отдельных подвидов технологического и финансового рисков в совокупности. Иногда качественный и количественный анализ производится на основе оценки влияния внутренних и внешних факторов: осуществляются поэлементная оценка удельного веса их влияния на рабо-

ту предприятия и ее денежное выражение. Такой метод анализа является достаточно трудоемким с точки зрения количественного подхода, но приносит свои несомненные плоды при качественной оценке. В связи с этим следует уделить особое внимание описанию методов количественного анализа технологического риска, поскольку их немало и для их грамотного применения необходим некоторый навык.

В абсолютном выражении риск может определяться величиной возможных потерь в материально-вещественном (физическом) или стоимостном (денежном) выражении.

В относительном выражении технологический риск определяется как величина возможных потерь, отнесенная к некоторой базе, в виде которой наиболее удобно принимать либо имущественное состояние предприятия, либо общие затраты ресурсов на данный вид предпринимательской деятельности, либо ожидаемый доход (прибыль). Тогда потерями будем считать случайное отклонение прибыли, дохода, выручки в сторону снижения в сравнении с ожидаемыми величинами.

Четкой методики количественного расчета величин технико-экономических рисков как не было, так и нет. Это связано в первую очередь с отсутствием достаточного объема статистических данных о вероятности реализации той или иной угрозы. В результате наибольшее распространение получила качественная оценка технологических (функциональных) рисков в информационных системах [4].

В основе рассмотрения широкого класса физических явлений в переходных процессах лежит научная гипотеза [1], которая, исходя из особенностей причинно-следственных связей, определяет наличие вне пространственно-временной закономерности функционирования различных структурных систем в критических ситуациях. С учетом реальной мерности пространственно-временных характеристик природных систем (например, сплошных сред, математических множеств, информационных систем и т.д.) данная закономерность проявляется как свойство дистортности [1-5].

Анализ математических моделей, используемых в задачах оценки риска промышленных процессов, базируются на основе определения количественных отклонений определяющих параметров от установленных предельных их значений.

В работе [4] были изложены теоретические принципы построения статистической модели расчета технологических рисков на основании положений общей теории предельных состояний, которые лежат в основе предлагаемой методики оценки рисков в вопросах технико-экономической безопасности. Методика определяет: базовые параметры и расчетные зависимости, граничные условия, а также геометрические модели для визуализации задачи оценки технологических рисков в инвариантной форме на основе когнитивной геометрии (рис. 1).

Критерий предельных рисков носит экстремальный характер $K_R \rightarrow \max$ в граничных условиях.

Физический смысл критерия состоит в соотношении показателей степени риска C_R и величины относительного риска F_R , т.е. $K_R = C_R F_R$.

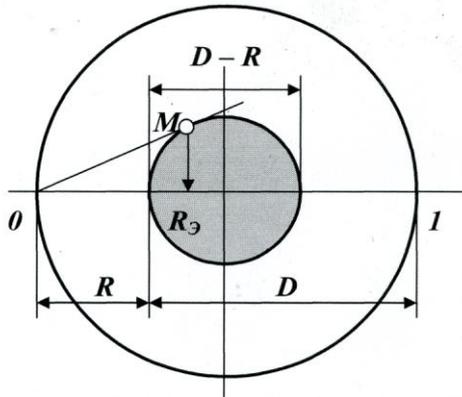


Рис. 1. Расчетная геометрическая модель оценки рисков

Базовые параметры и расчетные зависимости:

- величина риска – R ;
- величина дохода – D ;
- степень риска – $C_R = (R/D)$;
- абсолютный риск (покрытие риска) – $(D - R)$;
- зона риска – $(D + R)$;
- относительный риск (функция покрытия риска) –

$$F_R = (D - R)/(D + R) = (1 - C_R)/(1 + C_R);$$

- эквивалентный риск – $R_э = 2RD/(D + R)$;

- параметр состояния – $\Pi_K = \sqrt{C_R}$;

- критерий предельных рисков – $K_R = C_R (1 - C_R)/(1 + C_R)$.

Граничные условия: $0 < R < 1/2$; $1/2 < D < 1$;

$$0 < (D - R) < 1/2; 0 < (R/D) < 1; R + D = 1;$$

при $C_R \rightarrow 1$ имеем $R_0 = C_R = R$.

На рис. 2 приведена геометрическая схема решения критериального уравнения $dK_R/dC_R = 0$.

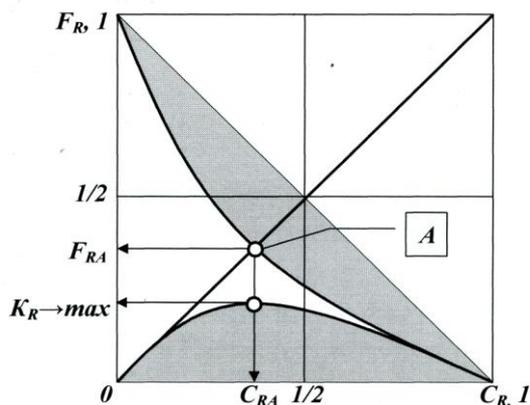


Рис. 2. Геометрическая схема решения критериального уравнения

При этом решение определено положением точки A , а функция критерия K_R определяется из условия $K_R = (1 - C_R) - F_R$.

Функция $F_R = f(C_R)$ носит нелинейный характер. Предельное значение критерия K_R позволяет обозначить две качественные зоны состояния структурной системы относительно показателя степени риска C_R : зона «до» – предельная при $C_R < C_{RA}$; зона «за» – предельная при $C_R > C_{RA}$.

Анализ применения аналогичной методики в сбалансированной системе показателей эффективности менеджмента [3] показывает, что фактические значения инвариантов состояния зависят от параметра Π_K .

В табл. 1 приведены расчетные значения базовых параметров структурной системы для предельного случая при $K_R \rightarrow \max$.

Таблица 1. Параметры предельного состояния

R	D	C_R	F_R	$R_{\text{Э}}$	X_A	Π_K	K_R
0,292	0,707	0,414	0,414	0,414	0,292	0,643	0,171

Инварианты предельного состояния определены при $K_R \rightarrow \max$, если $R + D = 1$.

Как показала практика анализа деятельности сетевых систем обеспечения [4], а это более 500 исследований на реальных данных предприятий различных отраслей розницы и дистрибуции, вероятностные модели зарекомендовали себя гораздо лучше, чем системы с использованием нейронных сетей и все ныне существующие математические алгоритмы.

Вероятностные модели позволяют максимально точно рассчитывать оптимальную точку баланса запаса для каждого товара, то есть определяют такое количество товаров, которое нужно хранить на складе, чтобы минимизировать суммарные потери. При этом в управлении системой учитываются риски: затраты на хранение, возможный дефицит, списания испорченной продукции, стоимость замороженных денежных средств – вероятность которых может исчисляться в сотых долях процента! Следует учитывать, что сами действия по формированию вероятностной модели оценки риска и его анализа достаточно трудоемки. Связано это с тем, что факторы риска субъективны и постоянно требуют изменения. Кроме того, результаты работ по оценке весьма трудно формализовать. Поэтому, разрабатывая модели оценки, необходимо тщательно анализировать исходную информацию, экспертные позиции на предмет системности и целевого характера выявленных причин и факторов риска.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Миронов В.А., Введение в дистортность: монография / В.А. Миронов, Б.Ф. Зюзин, В.Н. Лотов. Тверь: ТвГТУ, 1994. 160 с.
2. Зюзин Б.Ф. Инварианты дистортности: монография / Б.Ф. Зюзин, В.А. Миронов. Тверь: ТвГТУ, 2015. 168 с.
3. Зюзин Б.Ф. Дистортность – естественнонаучная теория: монография / Б.Ф.Зюзин, В.А. Миронов. Тверь: ТвГТУ, 2019. 168 с.
4. Зюзин Б.Ф. Принятие решений по управлению безопасностью жизнедеятельности на основе теории дистортности: монография / Б.Ф. Зюзин, Г.П. Виноградов, Ю.А. Воронин. Тверь: ТвГТУ, 2020. 176 с.
5. Зюзин Б.Ф. Дистортность вокруг нас: монография. Тверь: ТвГТУ, 2023. 160 с.

УДК 62-771

ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ И РЕМОНТ ГОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ПЛАВУЧЕГО КОМПЛЕКСА С УЧЕТОМ СПЕЦИФИКИ ЕГО ЭКСПЛУАТАЦИИ В АРКТИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ

А.С. Корогодин, асп., **С.Л. Иванов**, проф., д-р техн. наук
ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский горный университет императрицы Екатерины II»,
г. Санкт-Петербург, Россия

Цель работы заключается в обеспечении надежности системы горного оборудования плавучего комплекса, применяемого при разработке месторождения «Павловское». Система технического обслуживания и ремонта, направленная на поддержание готовности горного оборудования плавучего комплекса, в частности рассматриваются барабанные мельницы, строится на основе комбинированной стратегии, базируемой на иерархическом подходе в зависимости от уровня риска возможных отказов, который оценивается по принципу Файна-Кенни. Концепция технического обслуживания подшипниковых цапф предусматривает предупредительный подход, основанный на мониторинге состояния через анализ изменения теплового поля. Предложенная технология профилактического ремонта опорных узлов барабанной мельницы с использованием приставных станочных модулей позволяет проводить набор ремонтных мероприятий непосредственно на месте эксплуатации мельницы.

***Ключевые слова:** теротехнология, мониторинг подшипниковых узлов скольжения, технология ремонта цапф барабанных мельниц.*

MAINTENANCE AND REPAIR OF MINING EQUIPMENT OF THE FLOATING COMPLEX, TAKING INTO ACCOUNT THE SPECIFICS OF ITS OPERATION IN ARCTIC CONDITIONS

A.S. Korogodin, S.L. Ivanov

The purpose of the work is to ensure the reliability of the mining equipment system of the floating complex used in the development of the «Pavlovskoye» deposit. The maintenance and repair system aimed at maintaining the readiness of the mining equipment of the floating complex, in particular, drum mills are considered, is based on a combined strategy based on a hierarchical approach depending on the level of risk of possible failures, which is assessed according to the Fine-Kinney method. The concept of maintenance of bearing trunnions provides a precautionary approach based on condition monitoring through analysis of changes in the thermal field. The proposed technology of preventive repair of the support units of the drum mill using attachment machine modules allows for a set of repair measures directly at the mill's operation site.

***Keywords:** therotechnology, monitoring of sliding bearing assemblies, technology for repairing drum mill trunnions.*

Для релевантной разработки месторождений зоны Арктики необходимо создание специальной природосберегающей геотехнологии, которая, с учетом труднодоступности большинства месторождений и хрупкости экосистем Арктики позволила бы разрешить вызовы для сохранения ее природы при реализации целей добычи полезных ископаемых. Реализация подобной геотехнологии требует новых подходов как к проектированию оборудования для ее возможного осуществления, так и подходы к поиску не тривиальных инновационных решений для его поддержания в работоспособном состоянии на заданном уровне готовности. Создание мобильных комплексов горного оборудования модульного типа, благодаря которым будет осуществляется ми-

нимизация объема возведения капитальных построек на месторождении, с базированием основного комплекта необходимого горного оборудования в виде заранее возведенных модульных блоков или комплексов, которые, обладая своей мобильностью доставляют непосредственно на разрабатываемое месторождение и располагают в непосредственной близости от карьера или на нем, является одним из путей решения в обеспечении природосберегающей геотехнологии.

В настоящее время, подобная геотехнология разрабатывается и внедряется на серебрясодержащем свинцово-цинковом месторождении «Павловское» на архипелаге Новая Земля. В случае месторождения «Павловское» рассматривается геотехнология с возможным применением плавучего комплекса горного оборудования. Геотехнология при этом выглядит следующим образом [1]: плавучий комплекс горного оборудования располагается в специально оборудованном портовом узле в доступной близости от месторождения для колёсного горного транспорта. Разработка месторождения планируется открытым способом с применением продольной однобортовой и двухбортовой углубочной системой. Подготовка породы к выемке осуществляется буровзрывным способом. Добываемое рудное сырье горнотранспортными машинами доставляется непосредственно на плавучий комплекс горного оборудования. Первичное дробление в свою очередь осуществляется непосредственно на карьере щековыми дробилками. Две последние стадии дробления и стадия измельчения осуществляются на борту плавучего комплекса горного оборудования для получения концентрата. При этом, оборудование для дезинтеграции и измельчения стационарно располагаются в отсеках многопалубного плавучего комплекса, обеспечивая функционирование единой технологической цепи горного оборудования. На точке стояния горного оборудования не предполагается закладывание специальных ремонтных баз и объектов, однако, к данному мобильному комплексу горного оборудования предъявляются особые, жесткие требования по обеспечению безотказности составляющих его элементов. Целью является обеспечение заданного уровня надежности каждого элемента системы в течение срока ее эксплуатации при рациональных затратах на его обеспечение. Эффективность работы оборудования в течение всего срока его службы определяется учётом технических, технологических и организационных факторов и связей между ними, решаемых комплексно в рамках теротехнологии, обеспечивающей непрерывное выявление и устранение причин, снижающих эффективность функционирования ресурсопределяющих элементов оборудования [2, 3]. Для этого за функционирующими объектами горного оборудования комплекса, находящихся в поле действия внешних факторов и собственных деградиационных процессов, осуществляется надзор и координация операций технического обслуживания (ТО). Фактической задачей по ТО, решаемой для реализации поставленной цели является последовательность мероприятий по ТО, вырабатываемых на основе надзорной информации, возможностей, определяемых потенциалом поддержки технического об-

служивания и ремонта, уровнем возможных затрат и фактическим бюджетом, определяющих их целесообразность, принятых в реализуемой системе технического обслуживания и ремонта (ТОиР), включающей выбор стратегии ТОиР и программу ТО. Задача ТО с учетом системы технического обслуживания и ремонта определяет также уровень разукрупнения объекта, эшелон ТО и соответствующий Уровень ТО, с выбором концепции и методов технического обслуживания. Реальная ситуация обуславливает вид ТО (профилактический или корректирующий), режимы ТО и объемы ТО, а также перечень необходимых операций.

Для поддержания уровня готовности мобильного комплекса горного оборудования, в частности коэффициента готовности барабанной мельницы, которая в наибольшей степени подвержена переменным нагрузкам, система технического обслуживания и ремонта предполагает выбор комбинированной стратегии технического обслуживания и ремонта, ориентированной на надежность. Выбранная стратегия предполагает иерархичность подходов системам и узлам с точки зрения уровня рисков их отказов. При оценке рисков принят принцип Файна-Кенни [4], определяемого как произведение трех составляющих: вероятность, воздействие, последствия, выраженных баллах, назначенных с учетом: надзорной информации, возможности и целесообразности проведения мероприятий ТОиР. За основу уровня ТО принят узловый уровень разукрупнения с эшелонам ремонта базовых деталей на точке установки мельницы, без полной разборки корпуса. Концепция ТО подшипниковых цапф предполагает предупредительный характер при плановой оценке состояния подшипниковых узлов по состоянию масла и мониторинге технического состояния по сигналу акустической эмиссии и контролю изменения теплового поля. Что касается методов ТО, то применимы параллельно-последовательный, эксплуатационный и метод ТО специализированным персоналом. По результатам мониторинга и допустимом риске проводят профилактическое ТО, в противном случае корректирующее с остановкой мельницы в удобный период времени. Формализованная методология контроля необходимости технического обслуживания и ремонта оборудования проводится с использованием контрольных карт Шухарта, что позволяет предсказывать на основе анализа изменений измеренных параметров необходимость проведения ремонта и планировать его сроки [5]. Для эффективного применения профилактического ТО разработана методика мониторинга изменения температурных полей опорных подшипниковых узлов скольжения барабанной мельницы в режиме реального времени с прогнозированием ее остаточного ресурса. При этом, эмпирическим путем установлено, что величина отклонения геометрии пустотелой опорной подшипниковой цапфы до 8 раз от ее номинальных значений, в частности полное радиальное биение загрузочной цапфы относительно разгрузочной (0,011 мм относительно 0,083 мм) является критическим и влечет повышение температуры в узле скольжения до 84 °С со снижением ресурса до 20 раз [3].

Принимая во внимание тот факт, что все горное оборудование комплекса жестко базируется в процессе эксплуатации на своих технологических местах в условиях стесненного пространства и малой маневренности технических ресурсов, предложена специальная ремонтная технология опорных узлов барабанной мельницы посредством применения приставных станочных модулей для обеспечения профилактических ремонтных работ с учётом технических, технологических и организационных факторов и связей между ними в рамках теротехнологии путем применения специальных механизированных станочных модулей, которые встраиваются в часть эксплуатируемого оборудования [6]. Техническим результатом предлагаемой ремонтной технологии на основе применения разрабатываемых механизированных модульных комплектов станочного оборудования является повышение качества восстанавливаемой поверхности пустотелых цапф опорных подшипниковых узлов и точность их обработки, снижение трудоемкости монтажно-демонтажных работ за счет проведения набора ремонтных мероприятий непосредственно на месте эксплуатации мельницы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Геотехнология и горно-обогащительный плавучий комплекс для освоения месторождения «Павловское» / А.С. Корогодина [и др.] // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. – 2022. – №15. – С. 124-135 doi 10.26160/2658-3305-2022-15-124-135
2. Исследование влияния повышения шаровой загрузки на металлоконструкции мельницы / Ю.А. Лагунова [и др.] // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2021. № 11-1. С. 171-178. DOI: 10.25018/0236_1493_2021_111_0_171
3. Корогодина А.С., Иванов С.Л. Прогнозирование остаточного ресурса опорных подшипниковых узлов барабанной мельницы для оценки долговечности работы на основе изменения поля температур / А.С. Корогодина, С.Л. Иванов // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. 2022. № 17. С. 186-195 doi 10.26160/2658-3305-2022-17-186-195.
4. Dagsuyu C. A new approach to Fine-Kinney method and an implementation study / C. Dağsuyu, M. Oturakci M., A. Kokangül // Alphanumeric journal, volume 3 (2), 2015. – P. 83–92 DOI: 10.17093/aj.2015.3.2.5000139953
5. Техническое обслуживание и ремонт по состоянию оборудования с использованием карт шухарта / Е.И. Громаков, Т.В. Александрова, А.В. Рудаченко, А.М. Малышенко // Известия Томского политехнического университета. 2010. Т. 317. № 5 С. 112-117
6. Корогодина А. С., Иванов С. Л. Техническое обслуживание и ремонт цапф барабанной мельницы плавучего комплекса горного оборудования // Устойчивое развитие горных территорий. 2023. Т. 15, № 3. С. 760-770. DOI: 10.21177/1998-4502-2023-15-3-760-770

УДК 621.879

ПЛАНИРОВАНИЕ МНОГОФАКТОРНОГО ЭКСПЕРИМЕНТА ПО ИССЛЕДОВАНИЮ НАДЕЖНОСТИ ХОДОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА

В.В. Макарова^{1,2}, аспирант, старший преподаватель, **Ю.А. Лагунова**^{1,2}, проф., д.т.н.
¹ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ
²ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России
Б.Н. Ельцина», г. Екатеринбург, РФ

Предложена схема проведения активного многофакторного эксперимента. Установлены основные факторы, влияющие на техническое состояние экскаватора в процессе проведения тензометрических испытаний. Существенное воздействие оказывает первая группа предикторов – управляемые параметры. Вследствие этого определено количество испытаний для проведения четырехфакторного эксперимента.

Ключевые слова: гусеничное ходовое оборудование, факторы, планирование эксперимента, матрица планирования.

PLANNING A MULTIFACTOR EXPERIMENT TO STUDY OF THE RELIABILITY OF THE UNDERCARRIAGE OF A MECHANICAL SHOVEL

V. V. Makarova, YU.A. Lagunova

The article discusses the scheme for conducting an active multifactorial experiment. As a result, the main factors influencing the technical condition of the excavator during strain gauge tests were established. The significant impact of the first group of predictors is controllable parameters. Introducing this definition of the number of trials to conduct a four-factor experiment.

Keywords: tracked undercarriage equipment, factors, technical condition, experiment planning, planning matrix.

Целью экспериментальных исследований является выявление закономерностей возникновения напряженно-деформированного в элементах конструкции ходового оборудования карьерных экскаваторов, и оптимизации технического обслуживания и ремонта ходового оборудования, основываясь на тензометрическом методе исследования. В связи с этим необходимо определить методику проведения активного эксперимента.

Планирование эксперимента – это процедура выбора числа и условий проведения опытов, необходимых и достаточных для решения поставленной задачи с требуемой точностью [1].

При проведении активного эксперимента информация об исследуемом объекте – ходовое оборудование карьерного экскаватора, получена с применением искусственного воздействия, то есть по исследованию напряженно-деформированного состояния металлоконструкций. Эксперимент основан на контроле максимальных усилий на выходных звеньях экскаватора с фиксацией деформаций, которые возникают в момент реализации этих усилий в характерных силовых точках металлоконструкций ходового оборудования.

Задачей планирования эксперимента является установление основных влияющих факторов, характеризующих количество отказов ходового оборудования.

Непосредственному планированию эксперимента предшествует анализ причин, оказывающих существенное воздействие на техническое состояние ходового оборудования карьерного экскаватора [2, 3].

План эксперимента определяет расположение экспериментальных точек в k -мерном факторном пространстве.

Обычно план задается в виде матрицы планирования, каждая строка которой определяет условия опыта, а каждый столбец значения контролируемых и управляемых параметров в исследуемом процессе, то есть значения факторов, соответствующих условию эксперимента.

Исследуемая система обычно представляется в виде схемы проведения традиционного эксперимента (рис. 1.).

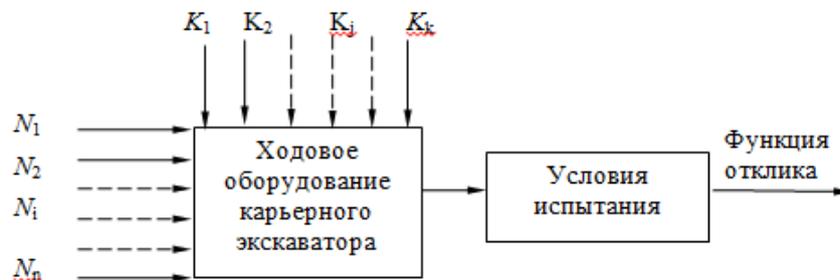


Рис.1. Схема проведения активного эксперимента

На рисунке 1 представлена система, о внутренней организации которой нет сведений, но существует возможность воздействовать на ее входы и воспринимать их воздействия на выходе. На объект исследования влияет три группы факторов в результате чего, мы имеем некоторый выходной параметр – отклик – это тот результат, который необходимо получить вследствие проведения эксперимента.

Первая группа предикторов – это факторы N – управляемые параметры. При проведении активного эксперимента планируется рассмотреть совместное действие четырех факторов:

- напряжение металла, т.е. величину модуля главных напряжений во время силового нагружения металлоконструкций ходового оборудования экскаватора, которая не должна превышать допустимые значения напряжений металла (ожидаемая максимальная величина модуля главных напряжений 200 МПа);

- размер кусков породы на рабочей экскаваторной площадке забоя (от 5 мм до 100 мм);

- коэффициент крепости породы на рабочей экскаваторной площадке забоя (от 8 до 16);

- скорость движения экскаватора по рабочей экскаваторной площадке забоя (0,19 м/с).

Эти факторы управляемы, и непосредственно действуют на ходовое оборудование карьерного экскаватора, являются совместимыми, поскольку

комбинации уровней факторов могут быть осуществимы и при этом будут безопасны, и также факторы являются независимыми, так как позволяют устанавливать требуемый уровень любого фактора независимо от уровня другого фактора.

Вторая группа факторов – это факторы K – контролируемые, но не управляемые параметры, характеризующие состояние функции отклика на операциях, предшествующих исследуемым испытаниям. К этим факторам можно отнести качество подготовки забоя: грансостав взорванного массива, содержание негабаритных кусков в отдельных случаях достигает 45 %; значительно снижают ресурс узлов и агрегатов экскаватора. Возникающий сложный динамический характер нагружения в этом случае обуславливает значительные напряжения в элементах механизмов и конструкций карьерных механических лопат. Это приводит к увеличению количества отказов и, как следствие, к увеличению продолжительности, трудоемкости и стоимости неплановых ремонтов [1].

Третья группа факторов – это факторы S – неконтролируемые и неуправляемые входные параметры, которые оказывают случайные возмущающие воздействия на испытания. К этим предикторам можно отнести факторы природно-техногенного воздействия и климатические условия: атмосферные осадки, высокие и низкие температуры, солнечная радиация; горно-геологические условия воздействия газов, запыленность воздуха; биологическая среда - плесень, микроорганизмы, насекомые; физико-механические свойства разрабатываемых горных пород.

На выходе мы имеем отклик O – функция выходных параметров, таких как неисправности ходового оборудования (поломка звездочек, искривление направляющих, деформация катков, ослабление натяжения цепей, трещины на корпусе ходовой тележки, износ кулаков ведущих колес, дефекты опорных колес, трещины гусеничных рам в районе натяжных окон, трещины на спицах больших опорных колес и т.д.), количество которых будет непосредственно влиять на число отказов.

При исследовании процессов обычно работают с 1-й группой входных параметров (N), но при интерпретации результатов также будут влиять другие входные предикторы. Факторы группы K и S не учитываются в модели, вследствие их незначительного влияния на объект исследования.

Целью многофакторного эксперимента является установление зависимости функции отклика от факторов 1-й группы:

$$O = f(N_1, N_2, \dots, N_n)$$

Указанная функция построена в виде полиномов. Для двухфакторного эксперимента уравнение множественной линейной регрессии будет иметь вид:

$$O = a + b_1 N_1 + b_2 N_2 + b_3 N_3 + b_4 N_4 + b_{12} N_1 N_2 + b_{13} N_1 N_3 + b_{14} N_1 N_4 + b_{23} N_2 N_3 + b_{24} N_2 N_4 + b_{34} N_3 N_4 + b_{123} N_1 N_2 N_3 + b_{124} N_1 N_2 N_4 + b_{234} N_1 N_2 N_3 + b_{1234} N_1 N_2 N_3 N_4$$

Для линейной модели интервал варьирования I_i определяется как

$$I_i = \frac{N_{imax} - N_{imin}}{2}$$

Начальную точку для фактора можно определить как

$$N_{0i} = \frac{N_{imax} + N_{imin}}{2}$$

Для упрощения записи условий эксперимента и обработки экспериментальных данных применима процедура кодирования, которая заключается в том, что масштабы по осям выбирают таким образом, чтобы верхний уровень соответствовал +1, нижний -1, а основной нулю.

Для полнофакторного эксперимента число типов эксперимента рассчитывается по формуле:

$$A = 2^r,$$

где r – число факторов. В нашем случае это означает, что для четырехфакторного эксперимента необходимо провести 16 испытаний.

Условия эксперимента можно записать в виде таблицы, где строки соответствуют различным испытаниям, а столбцы – значениям факторов.

Таблица 1

Матрица планирования эксперимента для 2^4 факторов

Факторы Испытания	N_0	N_1	N_2	N_3	N_4	N_1*N_2	N_1*N_3	N_1*N_4	N_2*N_3	N_2*N_4	N_3*N_4	O
1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	O_1
2	+1	-1	+1	+1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	O_2
3	+1	+1	-1	+1	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	O_3
4	+1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	O_4
5	+1	+1	+1	-1	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	O_5
6	+1	-1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	O_6
7	+1	+1	-1	-1	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	O_7
8	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	O_8
9	+1	+1	+1	+1	-1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	O_9
10	+1	-1	+1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	O_{10}
11	+1	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	O_{11}
12	+1	-1	-1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	O_{12}
13	+1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	O_{13}
14	+1	-1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	O_{14}
15	+1	+1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	O_{15}
16	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	O_{16}

Используя эту матрицу планирования, мы получаем, что для каждого расположения силовой точки тензорезисторов необходимо провести 16 испытаний.

В результате работы были выявлены основные факторы, влияющие на техническое состояние экскаватора в процессе проведения тензометрических испытаний, и определено количество испытаний для проведения четырехфакторного эксперимента.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Основы научных исследований: Учебник для технических вузов / В.И. Крутов, И.М. Грушко, В.В. Попов и др.; Под ред. В.И. Крутова, В.В. Попова. – М.: Высшая школа, - 1989. – 400с.
2. Андреева Л. И., Данилкин А. А. Оценка факторов, оказывающих влияние на работоспособность техники, работающей в условиях развития горнотехнических си-

стем // Горное оборудование и электромеханика. – 2023. – № 4(168). – С. 20-27. – DOI 10.26730/1816-4528-2023-4-20-27. – EDN SZWLCG.

3. Макарова В. В., Лагунова Ю. А. Причины, воздействующие на техническое состояние ходового оборудования экскаватора // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности : Сборник трудов XXI Международной научно-технической конференции, проведенной в рамках Уральской горнопромышленной декады, Екатеринбург, 06–07 апреля 2023 года / Под общей редакцией Ю.А. Лагуновой. Оргкомитет: Ю.А. Лагунова, А.Е. Калянов. – Екатеринбург: Уральский государственный горный университет, 2023. – С. 366-369. – EDN GNRHPH.

4. Макарова В. В. Обзор и анализ применения методов диагностики напряженно-деформированного состояния элементов карьерных экскаваторов // Известия вузов. Горный журнал. 2024. № 1. С. 48–60. DOI: 10.21440/0536-1028-2024-1-48-60

5. Сайтов В. И., Андреева Л. И., Красникова Т. И. Влияние грансостава забоя на количество отказов механизма напора экскаватора циклического действия // Современные проблемы науки и образования. – 2012. – № 2. – С. 234. – EDN OXCNGV.

УДК 622.271

АНАЛИЗ ОСНОВНЫХ ДЕФЕКТОВ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ ЭКСКАВАТОРА ЭКГ-20

Р.Ш. Набиуллин, доц.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ

Представлен анализ состояния парка карьерных экскаваторов ЭКГ-20, составленный на основе анализа основных дефектов металлоконструкций экскаватора, выявленных в ходе исследовательских работ на ОАО «Лебединский ГОК». Проведена систематизация выявленных дефектов, их классификация, фотофиксация и установление мест появления трещин в различных местах металлоконструкций экскаватора. Проведенные исследования показали, что во всех металлоконструкциях экскаваторов данного типоразмера образуются трещины, как по основному металлу, так и по сварным соединениям в начальный период эксплуатации. Это свидетельствует о необходимости проведения научно-исследовательских и конструкторских работ по совершенствованию конструкции базовых узлов экскаватора ЭКГ-20.

Ключевые слова: дефект, трещина металлоконструкции, рабочее оборудование,

ANALYSIS OF MAIN DEFECTS OF METAL STRUCTURES OF EKG-20 EXCAVATOR

R.Sh. Nabiullin

In the work, presents an analysis of the state of the fleet of EKG-20 mining excavators, compiled on the basis of an analysis of the main defects in the metal structures of the excavator identified during research work at Lebedinsky GOK OJSC. The identified defects were systematized, classified, photographed, and identified where cracks appeared in various places in the metal structures of the excavator. Studies have shown that in all metal structures of excavators of this size, cracks form, both in the base metal and in welded joints during the initial period of operation. This indicates the need for research and development work to improve the design of the basic components of the EKG-20 excavator.

Keywords: deformation, principal stresses, electrotenometry, strain gauge, stress-strain state, stress concentration zone, non-destructive testing, loading.

Введение. В результате выполнения научно-исследовательских работ было обследовано четыре машины ЭКГ-20, работающих в условиях Лебединского железорудного месторождения, находящегося на балансе ОАО «Лебединский ГОК».

Все экскаваторы, с момента ввода в эксплуатацию работают на рудных горизонтах. Месторождение представлено в основном магнетитовыми кварцитами. В таблице 1, приведены основные физико-механические свойства разрабатываемых горных пород.

Как видно из таблицы экскаваторы работают в значительно более тяжелых условиях относительно угольных разрезов (для угля: $\rho = 1,3 - 1,5$ т/м³, $f = 1,5-2$, категория по трудности экскавации III - V, $K_F = 0,16 - 0,55$).

Тяжелые условия эксплуатации экскаваторов и связанные с этим большие динамические, циклические и знакопеременные нагрузки во многом определяют процесс ускорения образования и роста трещин уже на первом году эксплуатации машин.

Цель исследования – анализ основных дефектов металлоконструкций экскаваторов ЭКГ-20.

Таблица 1 – Физико-механические свойства горных пород Лебединского месторождения.

Горные породы	Плотность ρ , т/м ³	Коэффициент крепости f , (по М.М. Протогья- конову)	Категория по трудности экс- кавации (по Ю.И. Беляко- ву)	Коэффициент сопротивления копанию K_F , МПа
Окисленные желези- стые кварциты	3,2	4-8	V-VI	0,33-0,75
Полуокисленные же- лезистые кварциты	3,27	8-12	VII	0,8-1
Неокисленные желе- зистые кварциты	3,47	12-16	VIII	1-1,2

Задачи исследования:

- Выявление дефектов металлоконструкций экскаваторов методом визуального контроля;
- Классификация основных дефектов;
- Анализ и выбор критических областей металлоконструкций.

Решение задач исследования.

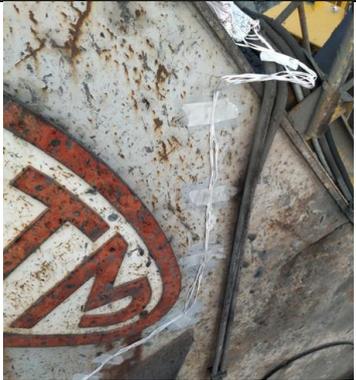
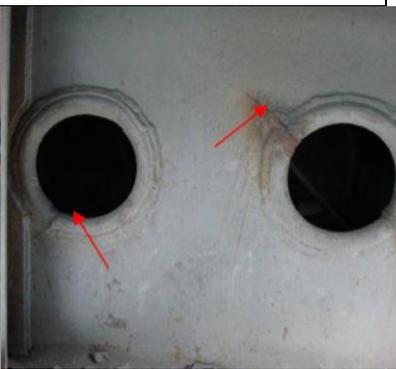
Методом визуального контроля было выполнено обследование парка экскаваторов ЭКГ-20 производства ПАО «Уралмашзавод». Результаты визуального контроля приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Классификация основных дефектов металлоконструкций экскаваторов ЭКГ-20

Узел	Дефект	Экскаваторы ЭКГ-20, инвентарные №, год выпуска				% от общего числа машин
		№15, 2018г	№18, 2019г	№21, 2020г	№22, 2021г	
Рабочее оборудование	Пластическая деформация металла стрелы	+	+	+		75
	Трещины на стреле по основному металлу и сварным швам	+	+	+		75
	Трещины на ковше	+	+	+	+	100
Поворотная платформа	Трещины по основному металлу и сварным швам	+		+		50
Ходовая тележка	Износ кулаков ведущих колес	+	+	+		75
	Трещины гусеничных рам		+			25
Кузов	Трещины по основному металлу и сварным швам в различных местах	+	+	+		75

Проведенные исследования показали, что трещины образуются во всех несущих металлоконструкциях экскаватора, несмотря на небольшой срок службы.

Таблица 3 – Фотофиксация основных дефектов металлоконструкций экскаваторов ЭКГ-20

Дефекты рабочего оборудования		
		
		
		
Дефекты поворотной платформы		
		
Дефекты ходовой тележки		



Дефекты кузова



Опыт эксплуатации и анализ документов службы технического обслуживания и ремонта (ТОиР) показывает, что наиболее часто у экскаваторов ЭКГ-20 трещины образуются в металлоконструкциях рабочего оборудования и что немаловажно часто трещины возникают по основному металлу особенно это, касается стрелы экскаватора. Из-за образования и роста трещин значительно сокращается срок службы этого базового узла экскаватора, который в теории должен иметь необходимый запас прочности для обеспечения необходимого уровня надежности машины. В общей доле отказов экскаваторов по причине выхода из строя несущих металлоконструкций на дефекты рабочего оборудования приходится до 70 %.

Из анализа дефектов стрелы экскаватора видно, что источниками трещин являются вмятины, образующиеся при эксплуатации экскаватора.

Выводы.

- На экскаваторах ЭКГ-20 наблюдается интенсивное образование трещин во всех базовых узлах экскаватора в начальный период эксплуатации.

- Основным фактором возникновения дефектов металлоконструкций рабочего оборудования экскаватора ЭКГ-20 в виде трещин в начальный период эксплуатации является несовершенство конструкции стрелы, а

именно несовершенство конструкции боковых направляющих ограничителей (ползунов) на стреле, обеспечивающих ограничение боковых движений двухбалочной рукояти, и недостаточная жесткость металлоконструкции рукояти, что при работе приводит к ударам рукояти о стрелу и образованию вмятин, являющихся источниками зарождения трещин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Шутова М. Н., Евтушенко С. И., Гонтаренко И. В.** Определение надежности и категории технического состояния поврежденных металлических конструкций на основе численного эксперимента // Известия вузов: Северо-Кавказский регион. Технические науки. — 2018. — № 4. — С. 98—104. DOI: 10.17213/0321-2653-2018-4-98-104.

2. **Набиуллин Р. Ш.** Комплексная оценка напряженно-деформированного состояния металлоконструкций рабочего оборудования карьерного экскаватора // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2022. — № 12–1. — С. 93—105. DOI: 10.25018/0236_1493_2023_121_0_93.

3. **Набиуллин Р.Ш., Мальцев В.В.** Подбор оборудования для тензометрического сопровождения силовых испытаний // Сборник трудов XX международной научно-технической конференции «Чтения памяти В. Р. Кубачека», проведенной в рамках Уральской горнопромышленной декады / Под общ.ред. Лагуновой Ю.А. – Екатеринбург: УГГУ, 2022. –377 с. ISBN: 978-5-9967-0446-0, С. 56-59.

УДК 622.271

ОСОБЕННОСТИ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ КАРЬЕРНОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА В УСЛОВИЯХ РУДНИКА БУХАДРА

Абдельвахаб Агагена, аспирант, К.С. Репкина, студент
ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский горный университет Императрицы Екатерины II»,
г. Санкт-Петербург, Россия

Добыча железной руды на руднике Бухадра (Восточный Алжир) происходит в условиях жесткости климата (солнечная радиация, высокая температура, низкая влажность и пр.) и гористой местности. Эксплуатация экскаватора происходит на фоне высокой запыленности глобального, локального и местного уровней. Высокое значение запыленности рабочей зоны экскаватора мелкодисперсной пылью повышает интенсивность изнашивания пары трения штока-уплотнение и загрязняет рабочую жидкость гидросистемы. Эти негативные факторы следует учитывать при корректировке сроков технического обслуживания гидросистемы экскаватора (замены гидроцилиндров и гидравлической жидкости). Регенерацию загрязненной гидравлической жидкости следует проводить путем механической очистки на передвижных установках. Повторное использование очищенной гидравлической жидкости в рабочем процессе даёт существенное сокращение эксплуатационных расходов и предотвращает загрязнение окружающей среды.

Ключевые слова: добыча железной руды, гидравлический экскаватор, гидроцилиндр, железорудная пыль, изнашивание штока и уплотнений, техническое обслуживание.

MAINTENANCE OF MINING HYDRAULIC EXCAVATOR IN BOUKHADRA MINE CONDITIONS

A. Agaguena, K.S. Repkina

Iron ore mining at Bukhadra mine (Eastern Algeria) takes place in a harsh climate (solar radiation, high temperature, low humidity, etc.) and mountainous terrain. The excavator works in the conditions of high dustiness of global, local and local levels. High dustiness of the excavator working area with fine dust increases the intensity of rod-seal friction pair wear and contaminates the working fluid of the hydraulic system. These negative factors should be taken into account when adjusting terms of excavator hydraulic system maintenance (replacement of hydraulic cylinders and hydraulic fluid). Regeneration of contaminated hydraulic fluid should be carried out by mechanical cleaning at mobile units. Re-use of cleaned hydraulic fluid in the working process gives significant reduction of operating costs and prevents environmental pollution.

Keywords: iron ore mining, hydraulic excavator, hydraulic cylinder, iron ore dust, rod and seal wear, maintenance.

В технологии добычи железной руды широко применяются карьерные гидравлические экскаваторы для погрузки взорванной массы в автосамосвалы. [1]. На руднике Бухадра применяются карьерные гидравлические экскаваторы Komatsu PC1250-7 и Liebherr R9100 G6. При этом наблюдается значительное количество отказов элементов гидросистемы экскаватора: гидроцилиндров ковша, рукояти, стрелы, разрыв шлангов высокого давления, выход из строя гидромоторов и др.

Восточный регион Алжира рассматривается, как самый запыленный район мира. В таблице приведены данные университета Афин на 18.02.2024 по изменению количества оседающей пыли в районе рудника Бухадра [2].

Таблица. Прогноз изменения количества оседающей пыли в течение суток (18.02.2024) в районе рудника Бухадра

Время	00:00	06:00	12:00	18:00	24:00
Пылевая нагрузка, мкг/м ²	1760	384	2836	4017	301

Изменчивость количества оседающей пыли свидетельствует о высокой фоновой запыленности глобального масштаба с нагрузкой 300–4000 мкг/м². При добыче железной руды локальная запыленность в масштабах рудника составляет до 35 г/т добываемой горной массы. На местном уровне выделение пыли составляет 15,25 г за одну выгрузку ковша [3] при медианном диаметре частиц пыли 14 мкм, оседающих на поверхности штоков гидроцилиндров со скоростью 15 мм/с. Таким образом, эксплуатация экскаватора происходит при высокой запыленности воздуха с учетом глобального фона над территорией Северной Африки, локального фона в масштабах рудника (взрывы) и местного уровня запыленности рабочей зоны экскаватора, величина которых носит случайный характер.

На ресурс элементов гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора влияет комплекс погодно-климатических, горно-геологических и организационно-технических факторов. В каждом рабочем цикле погрузки железной руды в автосамосвал абразивная мелкая железорудная пыль размерами PM₁₀ и PM_{2,5} составляет 25 % общей фракции пыли в воздухе рабочей зоны. Пыль оседает на поверхностях штоков силовых гидроцилиндров экскаватора, вызывая повышение интенсивности изнашивания поверхности и уплотнений штоков с каждым циклом работы. Этот процесс характерен для экскаваторов, работающих в условиях жаркого сухого климата при температуре выше 40 °С [4, 5].

На основе проведенных лабораторных исследований по изнашиванию пары трения шток-уплотнение в запыленной атмосфере показано, что по мере изнашивания уплотнений штока с ростом числа циклов z (двойных ходов) по показательной функции увеличивается проникновение пыли в гидроцилиндр в образующийся зазор между штоком и уплотнением, что приводит к прогрессирующему загрязнению рабочей жидкости и соответственно непрерывному ухудшению технического состояния гидравлической системы экскаватора (рисунок) [6].

С учетом условий жесткости климата и гористой местности при повышенной запыленности рабочей зоны абразивной мелкодисперсной пылью следует скорректировать регламент технического обслуживания гидроцилиндров с периодичностью их замены на резервные через 240–320 тыс. циклов (двойных ходов) по причине ускоренного изнашивания в паре трения шток-уплотнения, при этом в этот период в гидросистему экскаватора попадает 100-200 мкг пыли.

Рекомендуется сокращение периодичности проведения технического обслуживания элементов гидросистемы с коэффициентом 0,5 от норматива

замена рабочей жидкости; замена фильтра; очистка сапуна гидробака с заменой сетки.

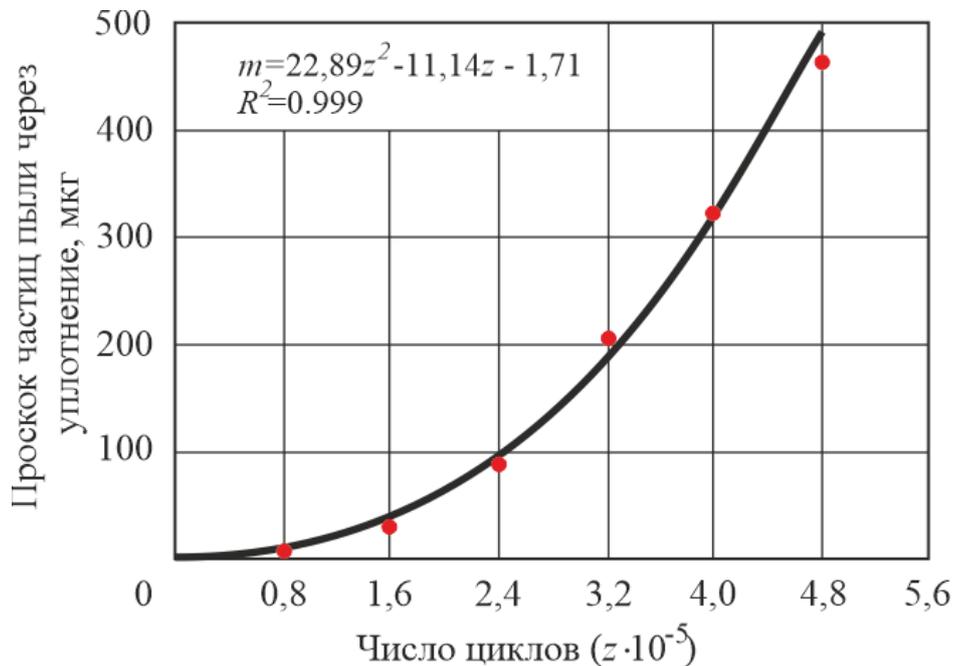


Рисунок. Пропуск железорудной пыли через уплотнения штока от числа циклов z

В целом эксплуатация горного оборудования сопровождается заменой большого количества гидравлических жидкостей при проведении технического обслуживания по причине их загрязнения и снижения эксплуатационных свойств. В настоящий момент распространен подход, при котором отработанная жидкость заменяется на новую, в результате чего возникает необходимость сбора и утилизации большого количества отходов [7].

Одним из вариантов утилизации является регенерация загрязнённых гидравлических жидкостей путём их очистки и повторного использования в рабочем процессе, что даёт существенное сокращение эксплуатационных расходов и предотвращает загрязнение окружающей среды [7,8].

Поэтому в рамках технического обслуживания экскаваторов рудника Бухадра рекомендуется проводить очистку отработанной рабочей жидкости от загрязнения мелкодисперсной пылью методом механической фильтрации на передвижных установках, что позволяет задерживать частицы до 1 мкм. Очищенная рабочая жидкость может быть использована повторно в гидросистеме экскаватора, при этом ее свойства сохраняются.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Агагена Абдельвахаб. Запыленность рабочей зоны карьерного гидравлического экскаватора и изменение состояния сопряжения шток-уплотнение. Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сборник трудов XXI международного научно-техн. конфер. «Чтения памяти В. Р. Кубачека», 06-07 апреля 2023 г. / Под общ. ред. Лагуновой Ю.А. – Екатеринбург: Уральский государственный горный университет, 2023. – С. 18–22.

2. Dust load. URL: <https://forecast.uoa.gr/en/forecast-maps/dust/europe> (дата доступа 18.02.2024).

3. Методика расчетов вредных выбросов (сбросов) для комплекса оборудования открытых горных работ (на основе удельных показателей). – Люберцы: ИГД им. А.А. Скочинского, 1999. – 48 с.

4. Панфилов И. А., Антамошкин О. А., Федорова Н. В., Дерюгин Ф. Ф., Бянкин В. Е. Профилактика загрязнения воздушной среды при открытой разработке рудных месторождений // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2023. – № 11-1. – С. 252–264. DOI: 10.25018/0236_1493_2023_111_0_252.

5. Institut national de recherche et de sécurité (1998). Contrôle de la concentration en silice cristalline dans l'atmosphère des lieux de travail. Ministère du Travail et des affaires sociales édition, Paris, 25 p.

6. Абдельвахаб Агагена, Михайлов А. В. Влияние железорудной пыли на изнашивание поверхности штоков гидроцилиндров карьерного экскаватора // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2023. – № 11-1. – С. 5–23. DOI: 10.25018/0236_1493_2023_111_0_5.

7. Репкина К.С. Очистка гидравлической жидкости при проведении технического обслуживания и ремонта горных машин. Инновационный потенциал развития науки в современном мире: технологии, инновации, достижения / Сб. научных статей по материалам VII Международной научно-практической конференции (10 декабря 2021 г., г. Уфа) / – Уфа: Изд. НИЦ Вестник науки, 2021. – С. 51-55.

8. Способы фильтрации гидравлических масел [Электронный ресурс]. URL:<https://www.ugm74.com/stati/methods-filtering-hydraulic-oils/> (дата обращения: 09.02.2024).

УДК 621.512

АНАЛИЗ ПРИЧИН НЕИСПРАВНОСТИ КЛАПАНОВ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

О. В. Сокерина, М.Л. Хазин, С.А. Волегов

ФГБОУ ВО "Уральский государственный горный университет", г. Екатеринбург, РФ

В горной промышленности, в особенности для взрыво- и пожароопасных производств целесообразно использование сжатого воздуха, вместо электрооборудования. В связи с этим, к машинам, использующим пневматическую энергию, предъявляются высокие требования надежности. В основном, именно клапаны определяют тепловой режим, производительность и удельный расход электроэнергии поршневых компрессоров. Применение поршневых компрессоров в горной промышленности по-прежнему актуально, особенно в условиях импортозамещения. Анализ причин неисправности клапанов поршневых компрессоров, применяемых в горнодобывающей промышленности России, позволяет выявить пути улучшения их конструкций и повышения надежности.

Ключевые слова: поршневой компрессор, клапан, надежность, импортозамещение

ANALYSIS OF THE CAUSES OF MALFUNCTION OF PISTON COMPRESSOR VALVES

O.V. Sokerina, M.L. Khazin, S.A. Volegov

In the mining industry, especially for explosive and fire-hazardous industries, it is advisable to use compressed air instead of electrical equipment. In this regard, high reliability requirements are imposed on machines using pneumatic energy. Basically, it is the valves that determine the thermal regime, performance and specific power consumption of reciprocating compressors. The use of piston compressors in the mining industry is still relevant, especially in the context of import substitution. The analysis of the causes of malfunction of valves of reciprocating compressors used in the mining industry of Russia allows us to identify ways to improve their designs and increase reliability.

Keywords: piston compressor, valve, reliability, import substitution

Поршневые компрессоры широко используются при добыче полезных ископаемых, получении СПГ, в металлургии и др. Сжатый воздух используется при буровых работах (бурение, проходка туннелей), вентиляции, обработки сырья и других работах, что вызвано более высокой безопасностью пневматического оборудования. Ожидается, что поршневые компрессоры станут еще более востребованы в ближайшем будущем, поскольку к ископаемому топливу постепенно добавляется водород.

Несмотря на то, что сегодня на рынке предлагаются разнообразные виды пневматических машин, поршневые компрессоры не теряют своей актуальности вследствие их простоты конструкции, обслуживания и ремонта, высокой надежности и КПД. Например, в России и странах ЕАЭС самыми востребованными компрессорами производительностью до 100 м³/мин являются поршневые [1], составляющие почти 80 % всего парка компрессоров [2].

Клапаны поршневых компрессоров служат для сообщения или разъединения полости цилиндра с полостями нагнетания и всасывания. Также клапаны определяют, в основном, производительность, тепловой режим и удельный расход электроэнергии. В современных компрессорах, в основ-

ном, используются клапаны, закон движения запорного органа которого определяется изменяющимся перепадом давления, т. е. самодействующие.

К отказу клапана приводят нагрузки, действующие на пластину при работе компрессора (изгиб в закрытом состоянии, удар в момент встречи с седлом или ограничителем). На долговечность клапанов также влияет структура и свойства материала, из которого изготовлены детали клапана. При этом, отказы клапана составляют примерно 60 % от общего числа отказов компрессора по другим причинам (рис. 1) [3].

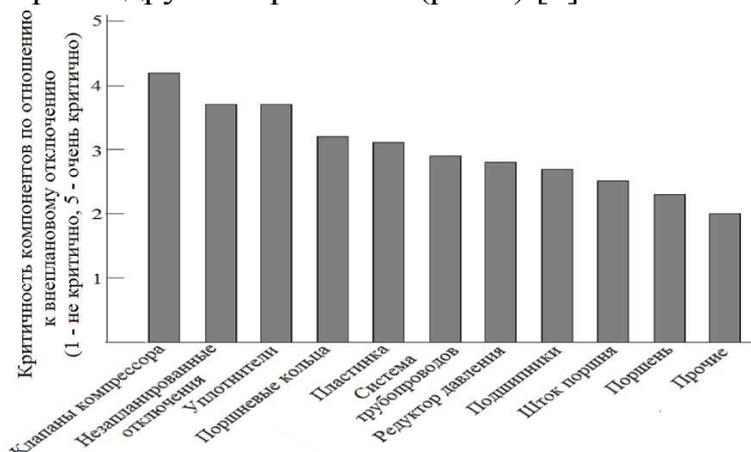


Рис. 1. Компоненты, вызывающие внеплановые остановки поршневых компрессорных систем (по данным EFRC 2019)

Одними из наиболее распространенных механических причин отказа клапана являются: длительная работа воздушного компрессора с высокой частотой, потеря упругости пружины из-за накопления напряжений и пластической деформации, повреждение клапана от аэродинамического удара. Кроме того, при ударе об ограничитель пластина отскакивает и в течение некоторого времени совершает колебательные движения между седлом и ограничителем, препятствуя прохождению газа через клапан. В связи с этим, разработка различных амортизационных устройств стала основным направлением совершенствования кольцевых клапанов, хотя это усложняет и удорожает конструкцию.

К достоинствам кольцевых клапанов следует отнести простоту конструкции и хорошую герметичность в статическом положении. При этом они обладают рядом существенных недостатков:

- значительная масса подвижных частей (кольца, пружины) приводит к повышению индикаторной работы компрессора, к запаздыванию открытия и закрытия клапана, что снижает коэффициент запаса и повышает удельный расход электроэнергии;
- малая наработка на отказ (изгиб колец, поломка пружин, износ уплотнительных кромок седла и т. д.);
- существенный объем вредного пространства;

- клапан имеет низкий коэффициент использования живого сечения, а также большой коэффициент аэродинамического сопротивления, что связано с его конструкцией.

Имеющиеся недостатки кольцевых клапанов вызвали необходимость их замены на более удачные конструкции - дисковые и прямоточные. За рубежом получили широкое распространение дисковые клапаны австрийской фирмы «Herbiger Ventilwerke GmbH», Вена, (HOERBIGER VENTILWERKE GMBH) с начала 20 века. В России эти клапаны имеют ограниченное применение из-за высокой цены (≈ 1000 €) и низкой ремонтпригодности.

Клапаны типа ПИК обладают рядом существенных недостатков, в основном, обусловленных конструкцией самого клапана. Замыкающий орган - пластина установлена консольно и под действием циклических нагрузок разрушается вследствие образования усталостных трещин. В результате компрессор снижает свои технико-экономические показатели, что повышает себестоимость сжатого воздуха [4-5].

Согласно исследованиям [6] от 50 до 90 % простоев компрессоров связаны с повреждением клапанов (преимущественно пластин). Поэтому особое внимание необходимо уделить созданию надежной конструкции клапана. Так как пластины клапанов подвержены циклическим нагрузкам, для их изготовления используются высококачественные стали из Финляндии и Швеции, что увеличивает их стоимость.

Для повышения надежности клапанов следует, по возможности, исключить факторы, приводящие к разрушению пластин и уплотнительных кромок клапанов. Предлагаются различные решения: дополнительная термообработка пластин [7], применение нейронных сетей [8], регулировка давления всасывающего клапана открытия [9] и другие. Оптимальным вариантом является изменение конструкции клапана, позволяющей устранить основные причины его отказа.

Указанные недостатки были устранены в конструкциях клапанов, разработанных в УГГУ (ранее СГИ) с 1957 г. была разработана широкая линейка клапанов различных конструкций, на которые получено более 2-х десятков авторских свидетельств и патентов. Отличием клапанов предложенных конструкций является отсутствие консольного закрепления пластин и пружин к седлу клапана. Замена ограничителя подъема пластин клапана установкой продольных пружин минимизирует ударную нагрузку и продлевает срок службы клапана в 2-3 раза, по сравнению с кольцевыми.

Такое конструктивное преимущество означает отсутствие изгибающего момента в пластине в процессе эксплуатации, что в свою очередь привело к повышению надежности и долговечности клапана и позволяет применять стали 65Г или 55С2, или высокоуглеродистую сталь после закалки и среднего отпуска вместо более дорогих импортных сталей.

Это решение увеличило срок службы клапана до десятков тысяч часов (15 000–20 000), тогда как пластины кольцевых клапанов, изготовлен-

ные из высококачественной импортной термообработанной стали, работают в 2 раза меньше. Клапаны СГИ эффективно работали в народном хозяйстве СССР с 1964г. (Уфимский НПЗ им. XXII съезда КПСС, ГП Химпром (Волгоград), «Севуралбокситруда», ОАО «Уралэлектромедь» и др.)

В связи с развалом СССР клапаны СГИ были незаслуженно забыты. В 90-е годы прошлого века промышленность России стала использовать более дорогие и малоэффективные импортные конструкции. В настоящих условиях при действии различных санкций Евросоюза, с целью импортозамещения предлагается применять клапаны СГИ, как более эффективные и надежные.

Простая конструкция позволяет производить и ремонтировать клапаны типа СГИ в условиях предприятий, эксплуатирующих компрессоры. Особенность клапанов данной конструкции позволяет использовать пружинно-рессорную (65Г или 55С2) или высокоуглеродистую сталь после закалки и среднего отпуска для изготовления пластин и пружин вместо более дорогих импортных сталей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Степанов С. И., Митрофанова И. В. Повышение энергетической эффективности систем снабжения промышленных предприятий сжатым воздухом // Известия Петербургского университета путей сообщения. 2019. Т. 16. №3. С. 515-522. DOI: 10.20295/1815-588X-2019-3-515-522
2. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. Том 1. Теория и расчет. - 3-е изд., доп. - Москва: КолосС, 2013. - 456 с.
3. Han L., Jiang K., Wang Q., Wang X., Zhou Y. Quantitative Evaluation on Valve Leakage of Reciprocating Compressor Using System Characteristic Diagnosis Method // Applied sciences. – 2020. – vol. 10. – pp. 1946-1966. doi:10.3390/app10061946
4. Сеидахмедов Н.С. Исследования основных эксплуатационных характеристик работы клапанов поршневых компрессоров // Sciences of Europe. 2021. № 79-1 (79). С. 52-55. DOI: 10.24412/3162-2364-2021-79-1-52-55
5. Samuel K. J., Raj R. T. K., Edison G. An Overview of Parameters Influencing the Performance of Hermetic Reciprocating Compressor for Domestic Applications // International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration. – 2018. – Vol. 26. – No. 04, 1830003. <https://doi.org/10.1142/S2010132518300033>
6. Li X., Ren P., Zhang Z., Jia X., Peng X. A p–V Diagram Based Fault Identification for Compressor Valve by Means of Linear Discrimination Analysis // *Machines*. – 2022. – Vol. 10. – No. 1. – pp. 53. <https://doi.org/10.3390/machines10010053>
7. Berladir K., Hatala M., Hovorun T., Pavlenko I., Ivanov V., Botko F., Gusak O. Impact of Nitrocarburizing on Hardening of Reciprocating Compressor's Valves // *Coatings*. – 2022. – Vol. 12. – no. 5. – pp. 574-586; <https://doi.org/10.3390/coatings12050574>
8. Guo F-Y., Zhang Y-C., Wang Y., Ren P-J., Wang P. Fault Diagnosis of Reciprocating Compressor Valve Based on Transfer Learning Convolutional Neural Network // *Mathematical Problems in Engineering*. – 2021. – vol. 2021, – Article ID 8891424, 13 pages. <https://doi.org/10.1155/2021/8891424>
9. Wu W., Guo T., Peng C., Li X., Li X., Zhang Z., Xu L., He Z. FSI simulation of the suction valve on the piston for reciprocating compressors Simulation FSI du clapet d'aspiration sur le piston pour les compresseurs à pistons // *International Journal of Refrigeration*. 2022. Vol. 137 Pp. 14-21. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2022.01.028>

УДК 621.37

СУЩНОСТЬ КОЭФФИЦИЕНТА ГОТОВНОСТИ ГОРНОЙ ТЕХНИКИ КАК МНОГОЦЕЛЕВОЙ ПОКАЗАТЕЛЬ

Т.А. Ткачева, доцент, канд. техн. наук

ФГБОУ ВО «Московский политехнический университет», г. Москва, Россия

В статье представлены аналитические исследования вариационной сущности коэффициентов готовности горной техники, являющимся высокоинформативным, многоцелевым и точным показателем временных режимов её работы и технологий восстановления.

Ключевые слова: аналитические исследования, горная техника, коэффициент готовности, показатель, режимы, работа, восстановление, сущность, вариационность.

THE ESSENCE OF THE READINESS RATIO OF MINING EQUIPMENT AS A MULTI-PURPOSE INDICATOR

T.A. Tkacheva

The article presents analytical studies of the variational nature of the availability factors of mining equipment, which is a highly informative, multi-purpose and accurate indicator of the temporary modes of its operation and recovery technologies.

Keywords: analytical studies, mining equipment, availability factor, indicator, modes, work, restoration, essence, variability.

Одним из важных и известных показателей правильности и перспективности развития горнодобывающих технологий на множестве месторождений полезных ископаемых (МПИ), имеющих значительные и высококачественные минеральные ресурсы является коэффициент готовности горной техники (ГТ). Он как целевой показатель формирует представление об эффективной работе каждой единицы ГТ, обязательно обладающей индивидуальными параметрами и характеристиками. Его аналитическое выражение в общем виде

$$K_{ГТ} = \frac{T_{рГТ}}{T_{рГТ} + T_{вГТ}}, \quad (1)$$

где $T_{рГТ}$, $T_{вГТ}$ – усреднённые временные параметры работы и восстановления ГТ.

В технологии экскавации горной массы (г.м.), имеющую разную подготовленность в каждый момент времени, т.е. имеем функцию

$$K_{ГТ} = \frac{T_{рГТ}(t_1 - t_2)}{T_{рГТ}(t_1 - t_2) + T_{вГТ}(t_3 - t_4)}, \quad (2)$$

где $T_{рГТ}$, $T_{вГТ}$ – усреднённые временные параметры работы и восстановления ГТ.

Функция (2) отражает различие во времени работы ГТ и её восстановления. Кроме этого временные параметры процессов восстановления ГТ зависят от периодов

эксплуатации горного оборудования и комплексов (табл. 1). ГТ широко используется в районах расположения МПИ. Поэтому всегда появляются задачи изучения временных лагов.

Таблица 1. Периоды эксплуатации горного оборудования и комплексов*

Наименование горной техники	Продолжительность работы ГТ в районах МПИ		
	до 5 лет	5 – 10 лет	10 лет и свыше
1.Экскаваторы	≈ 3	≈ 16	≈ 17
2.Бульдозеры	≈ 2	≈ 11	≈ 8
3.АТС	≈ 18	≈ 46	≈ 89

*Состав и численность горной техники изменяется

Данные табл. 1 указывают на необходимость приобретения новой горной техники.

Далее отметим, что имеет место вариации как $K_{ГТ}$, так и $Tr_{ГТ}(t_1-t_2) \& T_{вГТ}(t_3-t_4)$ [1-2].

Функция $K_{ГТ}$ и её аргументы изменяются в некоторых пределах $(Tr_{ГТ}(t_1-t_2) \pm \Delta Tr_{ГТ}(t_1-t_2))$

$$(K_{ГТ} \pm \Delta K_{ГТ}) = \frac{\dots}{(Tr_{ГТ}(t_1-t_2) \pm \Delta Tr_{ГТ}(t_1-t_2)) + (T_{вГТ}(t_3-t_4) \pm \Delta T_{вГТ}(t_1-t_2))}, \quad (3)$$

Важным в аналитическом представлении возможного диапазона отклонений $K_{ГТ}$ и временных параметров $Tr_{ГТ}$ и $T_{вГТ}$ является возможность новой интерпретации самой сущности коэффициента готовности горной техники и открывшейся возможности его нового более точного и ёмкого нормирования. Получение данных по всем переменным выражений (1)–(3), их обработка в бортовых СЕРВЕРах в сочетании с новыми технологиями программирования не представляет трудностей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике. М.: Астраль, 2005.- 991 с.
2. Никитенко В.Е. Вариационное исчисление. Учебное пособие. «Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова». Рубцовский индустриальный институт (филиал), Изд-во АГТУ им. И.И. Ползунова. 2019. – 50 с.

УДК 621.926.5

МОНИТОРИНГ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ШАРОВЫХ МЕЛЬНИЦ

С.А. Шишак, студент, В.С. Бочков, зав. каф., В.Л. Лядский, доцент
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ

Рассмотрены современные конструкции шаровых мельниц, принцип и режим работы, направления развития для повышения производительности и минимизации энергопотребления. На сегодняшний день на горно-обогатительных предприятиях при переработке рудного материала в шаровых мельницах операторы имеют проблемы при максимально возможной загрузке барабана мельницы рудным материалом.

Ключевые слова: шаровая мельница, производительность, энергопотребление, питание, продукт, проблемы загрузки

CONTROL OF THE TECHNICAL CONDITION OF BALL FURNACES

S.A. Shishak, V.S. Bochkov, V.L.Lyadskiy

The presented article discusses modern designs of ball mills, the principle and mode of operation, directions of development for increasing productivity and minimizing energy costs. Today, at mining and processing enterprises when processing ore material in ball mills, operators experience problems with loading the mill drum with ore material to the maximum possible extent.

Keywords: ball mill, performance, energy consumption, power supply, product, loading problems

На обогатительных фабриках шаровые мельницы широко применяются для измельчения руды и других материалов. Конструкция шаровой мельницы (рис. 1) включает в себя:

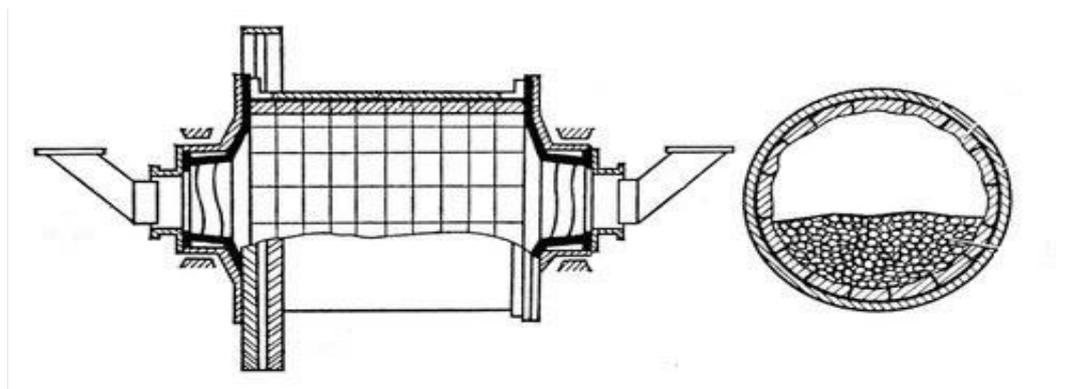


Рис. 1. Шаровая мельница

Барабан: Цилиндрическая или бочкообразная часть, внутри которой размещаются твердые шары и материал для измельчения.

Шары: Стальные или керамические шары, которые служат для измельчения материала. Диаметр мелющих шаров колеблется от 15 до 100 мм для крупного или мелкого помола.

Привод: Обеспечивает вращение барабана. Это может быть зубчатый венец или центральная цапфа.

Загрузочный узел и разгрузочная цапфа: Необходимы для загрузки и выгрузки материала из мельницы.

Опора: Стальная опора обеспечивает устойчивость всей конструкции и распределение вибрационных нагрузок.

Система контроля: Служит мониторингом уровня заполнения и оценки состояния мельницы.

Принцип действия шаровой мельницы заключается в измельчении материала за счет вращения барабана, перемещения материала и движения шаров. Внутри барабана находятся размольные тела, такие как шары, которые измельчают материал при воздействии ударов и истирания. Измельченный материал выгружается из мельницы. Принцип работы шаровой мельницы основан на использовании центробежной силы, поднимающей шары и материал вверх, а затем падении, что приводит к измельчению материала.

Шаровые мельницы широко применяются на обогатительных фабриках, цементных и стекольных заводах для измельчения, гомогенизации и смешения сырья.

Режим работы шаровой мельницы определяется частотой вращения барабана. При низкой частоте вращения мельницы все шары поворачиваются в сторону вращения на некоторый угол и от постоянной частоты вращения остаются в таком положении (рис. 2). Шары непрерывно циркулируют, поднимаясь по концентрическим круговым траекториям и скатываясь параллельными слоями каскадом вниз. Такой режим мельницы называется каскадным (рис. 2, а). Измельчение материала при каскадном режиме происходит главным образом раздавливанием его и истиранием перекачиваемыми шарами.

По мере повышения частоты вращения мельницы угол поворота шаров увеличивается, и они по круговым траекториям поднимаются все выше, но режим работы может оставаться каскадным. Когда шары поднимутся до известной, еще большей высоты, определяемой частотой вращения мельницы, они сойдут с круговых траекторий и, как тела, брошенные под углом к горизонту, по параболическим траекториям будут падать водопадом обратно на круговые траектории. Такой режим мельницы называется водопадным (рис. 2, б). Измельчение материала при водопадном режиме происходит за счет удара падающих шаров и истирания.

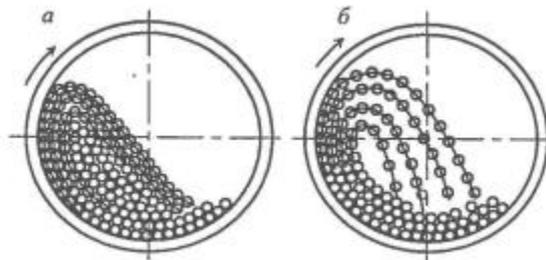


Рис. 2. Контур шаровой нагрузки при режиме работы мельницы:
а – каскадный, б – водопадный

Переход от каскадного режима к водопадному происходит постепенно, и при промежуточных значениях частоты вращения мельница работает

в промежуточно смешанном каскадном-водопадном режиме. При таком режиме внешние слои шаров будут падать по параболическим траекториям на внутренние слои, скатывающиеся по склону согласно каскадному режиму.

В этих режимах работы мельницы **наиболее подвержены к проблемам осевых механизмов и зубцов. Эта проблема на сегодняшний день решается:**

- Использованием виброакустического анализатора загрузки мельницы для построения систем контроля объемного заполнения мельниц. Сигнал объемного заполнения мельницы формируется на основе измерения и частотного анализа трех сигналов: вибрация, шум, активная мощность привода мельницы. Этот метод решения проблемы используются, как дополнительный контроль предупреждения о наступлении перегруза мельницы. Недостатком метода является сложность настройки прибора.

- Использованием датчиков вибрации, которые установлены на вращающемся корпусе барабана мельницы. Передача информации с датчиков осуществляется по беспроводному радиочастотному модему. Датчики на мельницах проверяют сразу несколько типов вибраций: общую, зубчатое сцепление с крутящим механизмом, вибрацию двигателей. Полученную информацию анализируют и делают записи для планового ремонта. Недостаток подхода в питании датчиков от аккумуляторных батарей.

Схема устройства автоматического контроля внутримельничного заполнения шаровых мельниц на основе вибрационных датчиков серии ТМ-016 (рис. 3).

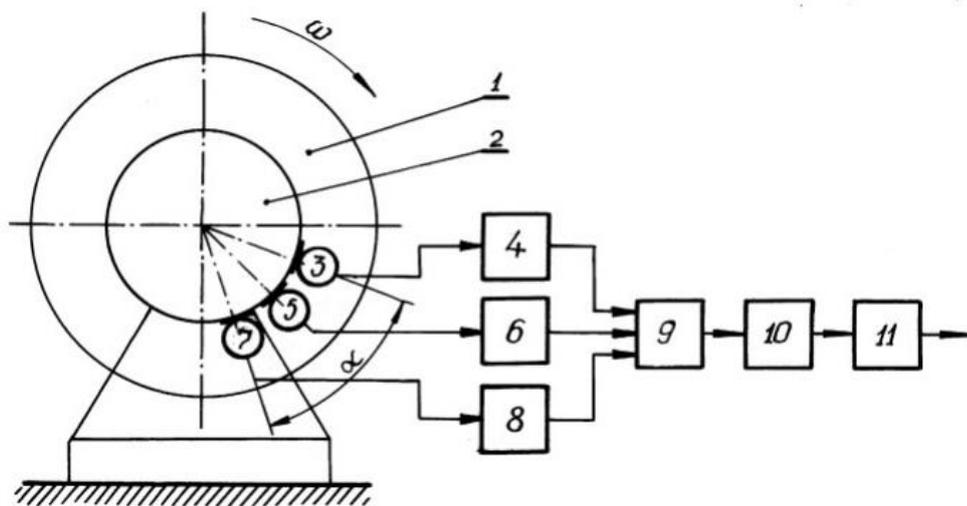


Рис. 3. схема устройства автоматического контроля внутримельничного заполнения шаровых мельниц на основе вибрационных датчиков

Схема включает в себя: барабан шаровой мельницы 1, входной опорный подшипник 2, датчики вибрации 3, 5, 7, нормирующие преобразователи 4, 6, 8, коммутационный блок 9, блок обработки результатов измерений 10, вторичный прибор 11. На схеме обозначены: ω частота вращения мельницы; α угол максимального смещения вектора вибрации B_0 .

Схема работает следующий образом: при вращении мельницы, экспериментально определяют угол α , который показывает место установки датчиков вибрации на входном опорном подшипнике. Внутри угла α устанавливаются дополнительные датчики вибрации, в нашем случае он один. При изменении внутримельничного заполнения барабана, вектор вибрации V_0 изменяет свое значение и положение в пространстве в пределах угла α . Сигналы от всех датчиков вибрации через нормирующие преобразователи поступают на вход коммутатора, который последовательно опрашивает все датчики вибрации и подключает их к блоку обработки результатов измерений. Блок осуществляет логическую операцию выделения наибольшего значения сигнала. Далее сигналы поступают на вторичный прибор, где фиксируется наиболее точное значение измеряемого вектора V_0 .

Таким образом, это устройство автоматически контролирует внутримельничное заполнение шаровых мельниц, используя информацию, полученную с датчиков вибрации.

Выводы. В результате рассмотрения мониторинга состояния шаровых мельниц, можно выделить методы защиты мельницы от перегруза с использованием сигналов датчиков и виброакустического анализатора загрузки мельниц. Они позволяют минимизировать риски перегрузов, уменьшить энергозатраты, простой от аварийных ситуаций. Использование методов позволит безопасно подвести процесс к оптимальному режиму работ без риска возникновения аварийной ситуации, позволит повысить эффективность за счет сокращения удельного расхода электроэнергии.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Еременко Ю.И., Полещенко Д.А., Глущенко А.И., Пожарский Ю.М. О возможности определения уровня загрузки шаровой мельницы в результате нейросетевого анализа спектра сигнала виброускорения ее цапфы // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2016. №216. 38-47 с.
2. МС Диагностика. Вибрационный контроль для мельниц на Стойленском ГОК: [Электронный ресурс]. URL: <https://www.msdiag.ru/vibratsionnyj-kontrol-dlya-melnits/>. (Дата обращения: 14.02.2024).
3. Андреев Е.Е., Тихонов О.Н. Дробление, измельчение и подготовка сырья к обогащению – Санкт-Петербург, 2007. – 90-92 с.

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 656.029.6

ИДЕНТИФИКАЦИЯ МАТЕРИАЛЬНЫХ ПОТОКОВ КРУПНОГО АСБЕСТОВОГО ГОРНО-ОБОГАТИТЕЛЬНОГО КОМБИНАТА

А.А. Жилинков^{1,2}, канд. техн. наук, доцент

¹ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ

²ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина», г. Екатеринбург, РФ

Рассмотрены вопросы идентификации материальных потоков крупного асбестового горно-обогатительного комбината. Дана характеристика, определен перечень и установлены признаки для классификации материальных потоков. Выполнены предварительные расчеты объема материальных потоков

Ключевые слова: горно-обогатительный комбинат, хризотил-асбест, внутрикарьерные перевозки, материальный поток

IDENTIFICATION OF MATERIAL FLOWS OF A LARGE ASBESTOS MINING AND PROCESSING PLANT

A.A. Zhilinkov

The issues of identification of material flows of a large asbestos mining and processing plant are considered. A characteristic is given, a list is defined and signs for the classification of material flows are established. Preliminary calculations of the volume of material flows have been performed

Keywords. Mining and processing plant, chrysotile asbestos, intra-quarry transportation, material flow

Крупный горно-обогатительный комбинат (ГОК) имеет месторождение хризотил-асбеста с общей производительностью 25-30 млн. т горной массы в год, в том числе руды - 10-15 млн. т/год. Хризотил-асбест добывают открытым способом с проведением буровзрывных работ. Общая площадь карьеров составляет 40 км² и более. Длина карьера достигает 7,0-10,0 км, ширина - 2,2-3,0 км, глубина – до 350 м.

Добыча, обогащение асбеста, производство других продуктов (теплоизоляционных и строительных материалов) осуществляется в следующей технологической последовательности:

- взрывные работы;
- вскрыша;
- добыча;
- транспортировка руды на склад;
- складирование;
- транспортировка руды на обогащение;
- обогащение и производство;
- транспортировка отходов (отвальной породы);
- отвалообразование;
- переработка отходов (отвальной породы).

Технологические внутрикарьерные перевозки горной массы осуществляются комбинированным автомобильно-железнодорожным транспортом. Железнодорожным транспортом руда доставляется с мест времен-

ного складирования внутри карьера на дробильно-обогастительную фабрику (ДОФ). Этим же транспортом производится вывоз отходов (пустой породы) в отвальное хозяйство (рис. 1).

Автомобильный транспорт используется как сборочный для транспортирования хризотил-асбестовой руды на пункты перевалки (складирования), а также для перевозки пустой породы к отвалам либо к дробильным агрегатам внутри карьера.

К вспомогательным перевозкам как внутри карьера, так и на поверхности относятся различные хозяйственные перевозки для обустройства, содержания и ремонта различных коммуникаций, сетей, автодорог. К ним также относятся перевозки разнообразных материалов, запчастей, оборудования, мусора, отходов металла и др.

Внешние перевозки также осуществляются железнодорожным и автомобильным транспортом. Входящий грузопоток внешних перевозок формируют различные грузы, необходимые для обеспечения всего производства (хозяйственные грузы, запчасти, оборудование, узлы, агрегаты, детали, материалы, добавки, различные машины и др.). Выходящий грузопоток – это готовая продукция (пакетированный асбест, теплоизоляционные материалы, нерудные строительные материалы и другие продукты переработки отвальных пород).

В структуру крупного ГОКа кроме подразделений добывающего производства (рудоуправление) входит ряд перерабатывающих и ремонтных производств, а также транспортных подразделений (рис. 1):

- дробильно-обогастительная фабрика, производящая готовую продукцию (пакетированный асбест);
- дробление пустой породы внутри карьера (щебень, песок и др.);
- производство нерудных строительных материалов на периферии (камень бутовый, щебень разных фракций, песок, смеси, добавки, асбестоцементные изделия и др.);
- производство теплоизоляционных материалов (тепло-, звукоизоляция, минеральная вата, базальтовая изоляция и др.);
- переработка отходов отвальной породы (соединения магния, никеля, хлорит, хромит, кварц, кальценит);
- ремонтное производство (производство литья и заготовок, металлообработка, сборка, ремонт и обслуживание горных машин и подвижного состава);
- автотранспортное предприятие (технологические и вспомогательные перевозки грузов, перевозка пассажиров);
- управление железнодорожного транспорта (технологические перевозки грузов, маневровая работа, перевозка готовой продукции).

Крупный ГОК представляет собой большую техническую систему. Вышеперечисленные подразделения имеют межпроизводственные связи и постоянно взаимодействуют посредством движения материальных потоков

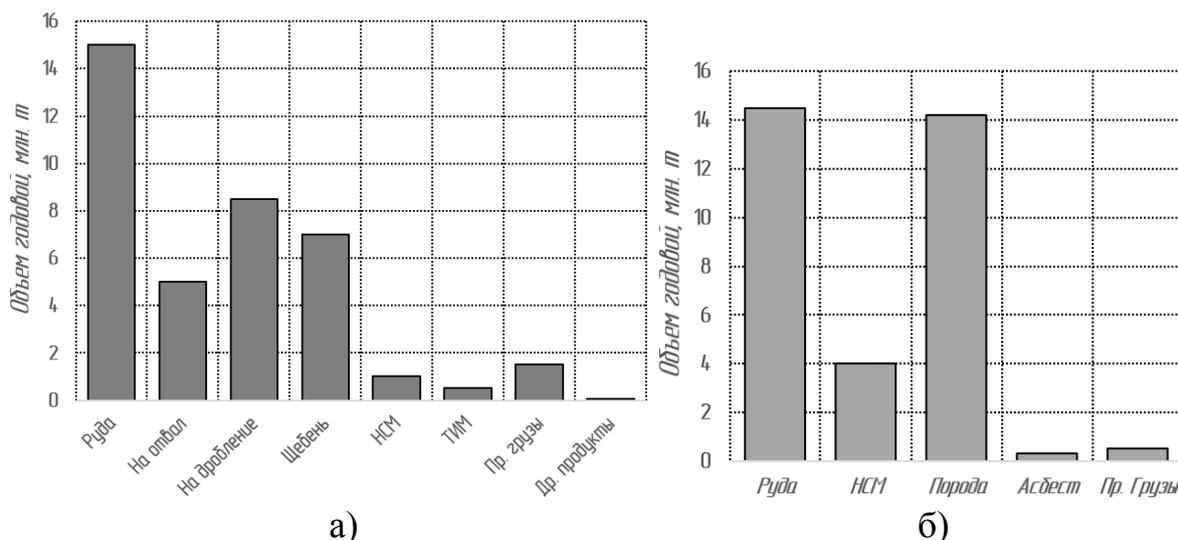


Рис. 2 – Объемы основных грузопотоков крупного ГОКа по добыче и переработке хризотил-асбестовой и габбро-базальтовой руды

Выводы:

1. Крупный ГОК по добыче и переработке хризотил-асбестовой и габбро-базальтовой руды имеет разветвленную структуру с несколькими перерабатывающими производствами.

2. В ходе анализа выполнена идентификация материальных потоков крупного асбестового горно-обогатительного комбината и установлены характерные признаки для их классификации.

3. Основные и наибольшие по величине грузопотоки на ГОКе – это руда и пустая порода. Но из-за наличия нескольких видов полезных ископаемых и видов готовой продукции, номенклатура перевозимых грузов значительно шире, чем у других предприятий.

4. С появлением и развитием современных технологий переработки отвальных отходов появляются новые производства, требующие новых логистических решений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ржевский В.В. Технология и комплексная механизация открытых горных работ. - М.: Недра, 1980. - 624 с.
2. Васильев М.В. Транспорт глубоких карьеров. М., Недра, 1983. - 296 с.
3. Жилинков А.А. Анализ условий эксплуатации карьерных самосвалов при добыче хризотил-асбеста // Актуальные проблемы повышения эффективности и безопасности эксплуатации горно-шахтного и нефтепромыслового оборудования: материалы IX Междунар. науч.-практ. конф. «Горная и нефтяная электромеханика – 2023». – Пермь: Изд-во Перм. нац. исслед. политехн. ун-та, 2023. – С. 22-25.

УДК 621.86

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ НАКОНЕЧНИКОВ ВЫНОСНЫХ ОПОР АВТОГИДРОПОДЪЕМНИКА

А.Е. Калянов, канд. техн. наук, **А.С. Головырский**, магистрант
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет» г. Екатеринбург, РФ

Приведен обзор конструкции автогидроподъемника КАМАЗ SOCAGE T322, перечислены недостатки конструкции, рассмотрены существующие проблемы эксплуатации, предложена схема установки дополнительного разъема в систему безопасности, для аварийного опускания стрелы с людьми.

Ключевые слова: автогидроподъемник, выносные опоры, спецтехника жизнеобеспечения функционирования энергетической отрасли.

IMPROVEMENT OF THE DESIGN OF THE TIPS OF THE OUTRIGGERS OF THE HYDRAULIC LIFT

A.E. Kalyanov, A.S. Golovirskiy

The article reviews the design of the car hydraulic lift KAMAZ SOCAGE T322, lists the drawbacks of the design, considers the existing problems of operation, proposes a scheme for the installation of an additional connector in the safety system, for the emergency lowering of the boom with people.

Keywords: hydraulic lift, outriggers, special life support equipment for the functioning of the energy industry.

Широкое применение автогидроподъемников в электроэнергетике обусловлено спецификой отрасли. Электромонтажные работы относятся к категории повышенной сложности и риска. Для того чтобы их выполнить нужны средства индивидуальной защиты, а также инструменты с изоляцией. Работник должен иметь необходимую защиту для ног и покрытия на платформе. Для этого должны привлекаться только высококвалифицированные мастера и электромонтеры, которые могут работать по заранее правильно оформленным документам. Для работы на высоте работники проходят дополнительное обучение, в результате которого им присваивается соответствующая категория и вручается удостоверение. Все работы на высоте проводятся строго при наличии страховочной системы у работников /1 – 5/.

Автовышка может использоваться для следующих случаев: устранение последствий обрыва контактной сети; строительство новых и реконструкция действующих ЛЭП; устранение неисправностей на мачтовых трансформаторных подстанциях.

Использование автовышки позволяет сократить время, чтобы провести все виды работ на высоте для обслуживания объектов энергетической системы. При этом они выполняются качественно и с использованием профессиональных специалистов. Именно автовышка позволяет поднять на нужную высоту все инструменты и оборудование. Основными преимуществами автовышки для работ в электроустановках являются: надежность и устойчивость; простота совершения маневра на различной местности и

дорожных покрытиях; выполнение работ в высоком качестве и в короткие сроки.

Автогидроподъемник – оборудование, предназначенное для установки на шасси автомобиля. Устройство состоит из множества деталей и элементов, куда также входит насос, нагнетающий масло, гидроцилиндр – рабочее оборудование и др. Располагается вся конструкция на платформе, устанавливаемой на базовый автомобиль любой марки.

Автогидроподъемник Socage T322 установлен на двухосевое шасси КАМАЗ-4326 (рис.1). Для этой модели характерны: максимальная высота – 22 м, максимальный вылет – 15,5 м, максимальная грузоподъемность люльки – 300 кг. Автогидроподъемник (далее АГП) имеет главное отличие в том, что стрела с люлькой расположена над кабиной, а не на заднем свесе. Для обеспечения работы подъемника базовое шасси должно быть полностью вывешено над поверхностью рабочей площадки, для этого АГП оснащен четырьмя опорами. Подъемник оборудован изоляционной люлькой, позволяющей оператору проводить работы на линиях электропередачи и связи под напряжением до 2000 В без отключения электроэнергии при отсутствии атмосферных осадков. Источником обеспечения работы системы является дизельный двигатель автомобиля.

Гидромеханический привод установки состоит из гидронасоса с регулируемой подачей, коробки отбора мощности и распределителя. Также конструкция оснащена различными приборами системы безопасности для функционирования установки, выход из строя которых во время работы делает ее уязвимой.



Рис.1 Автогидроподъемник на базе шасси КАМАЗ-4326

Двигатель автомобиля является единственным движителем установки. Однако, зачастую, выход из строя крошечного элемента безопасности может парализовать работу установки при наличии полностью исправного

двигателя, коробки отбора мощности и гидронасоса. Выход из строя может спровоцировать даже поломка наконечника выносной опоры, при такой проблеме бортовой компьютер теряет сигнал положения установки. В результате специалисты во время проведения работы остаются на высоте. На рис. 2 показаны последствия данного результата.



Рис.2. Эвакуация с высоты в результате неисправности АГП

Решением этой проблемы является внедрение в электросхему приборов безопасности. В нашем случае предложен наконечник лапы дополнительного разъема с замкнутой контактной группой для определения неисправности наконечника. При обнаружении проблемного прибора, разъем остается в электросхеме. В таком формате автогидроподъемник будет функционировать в штатном режиме, и все его функции вновь будут доступны. На рис. 3. изображена гидравлическая схема АГП и место установки разъема.

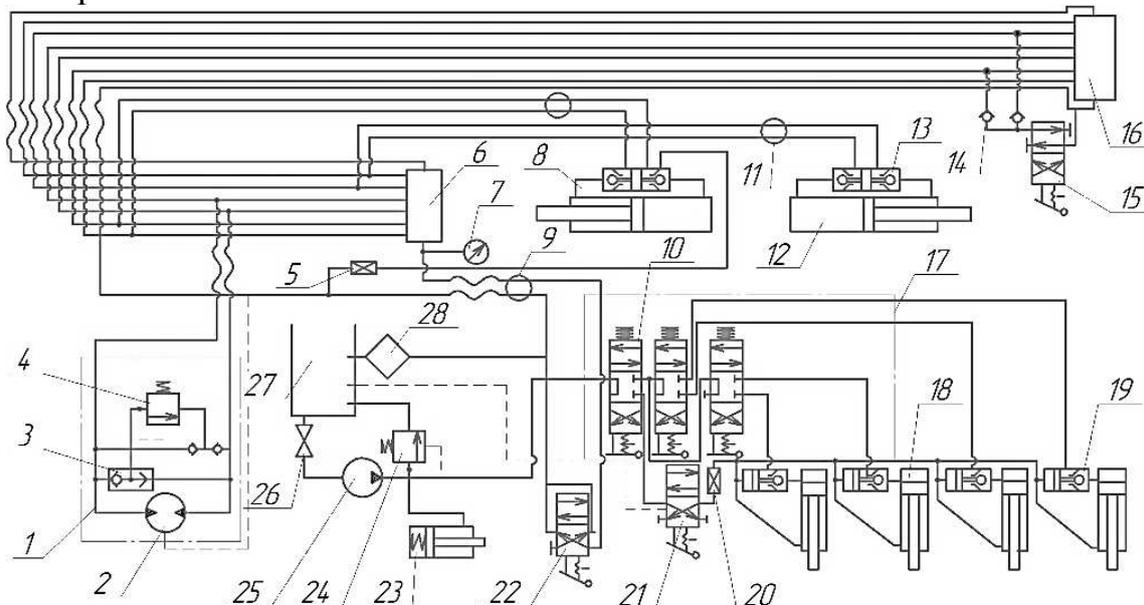


Рис.3. Гидравлическая схема АГП с установленным диагностическим, замкнутым разъемом: 1 – гидросистема механизма поворота; 2 – гидромотор; 3 – переливной клапан; 4, 24 – предохранительный клапан; 5, 20 – игольчатые вентили; 6, 16, 17 – пульт управления; 7 – манометр; 8, 12 – гидроцилиндры; 9, 11 – шарниры; 10 – золотник; 13 – гидрозамок; 14 – обратный клапан; 15, 21, 22 – гидрораспределитель; 18 – гидроцилиндр опоры; 19 – гидрозамок; 23 – цилиндр регулирования оборотов двигателя; 25 – шестеренный насос; 26 – муфтовый кран; 27 – масляный бак; 28 – фильтр

Установка диагностического, замкнутого разъема в наконечник выносных опор, в частности, в электрическую схему системы безопасности установки, позволит в случае отказа в короткий срок времени установить неисправность и устранить ее. Совершить вынужденное опускание люльки с персоналом на землю, тем самым, уберечь персонал от возникших рисков для их безопасности. Далее, убедившись в исправности оборудования во всех положениях, возможно, продолжить выполнение поставленной задачи без потери времени. Также снизятся затраты времени и ресурсов на возвращение автомобиля в работу.

Таким образом, существенным недостатком конструкции итальянского производителя автогидроподъемника Socage T322 является дефицит (в большинстве случаев отсутствие или дороговизна) запасных частей, и подверженная различным неисправностям система безопасности установки. Поэтому предложено установить диагностический замкнутый разъем в схему наконечника выносной опоры в случае поломки одного из приборов. Это позволит моментально продиагностировать вид отказа, устранить сбой в работе и совершить вынужденную высадку людей из люльки, тем самым, уберечь персонал, а также снизить затраты времени и ресурсов на возвращение автомобиля в работу.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Луцко Т. В. Обоснование выбора автогидроподъемников при расширении их технологических возможностей // В сборнике: Научные технологии и инновации. Международная научно-практическая конференция, посвященная 65-летию БГТУ им. В. Г. Шухова. 2019. С. 31-35.
2. Жуков Д., Алеев ., Валиев Д., Медведев С., Бурганов Ф. Повышение эксплуатационной надежности электрической схемы управления автогидроподъемника ПГ-22 // Технадзор. 2015. №10 (107). С. 444-445.
3. Лебедев В. Е., Заметин В. И. Новая система безопасности для автогидроподъемников и вышек // Подъемно-транспортное дело. 2016. № 1-2 (84). С. 26-27.
4. Коровин М. С. Интеллектуальная система ежедневной оценки технического состояния рабочего оборудования мобильных подъемников с рабочими платформами на основе анализа положения взаимно подвижных составных частей // Научные технологии. 2017. Т. 18. № 10. С. 4-11.
5. Худякова В. М., Матюшева Н. В., Жадан О. В. Разработка предохранительного устройства автовышки для обеспечения безопасности работников на высоте в агропромышленном комплексе // Известия Санкт-Петербургского государственного аграрного университета. 2023. № 3 (72). С. 107-116.

УДК 662.7:622.367.6

РАБОТА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ В СЕТЯХ ПНЕВМОТРАНСПОРТА

П.А. Костюк, доц. В.Я. Потапов, проф. В.В. Потапов, доц. А.М. Кузнецов, ст. пр.,
С.М. Гребенкин, ст. пр.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ

Рассмотрена работа вентиляторов в сети пневмотранспорта. Показана необходимость создания требуемого перепада давления при определенном количестве транспортирующего воздуха во всасывающем пневмотранспорте. При этом используют различные воздуходувные машины, такие как компрессоры, вентиляторы, воздуходувки и т.д.

Ключевые слова: центробежный вентилятор, кривые мощности, характеристика трубопровода, пневмотранспорт, воздушный поток, производительность, абсолютная скорость, коэффициент скорости.

OPERATION OF CENTRIFUGAL FANS IN PNEUMATIC TRANSPORT NETWORKS

P.A. Kostyuk, V.Ya. Potapov, V.V. Potapov, A.M. Kuznetsov, S.M. Grebenkin

The article discusses the operation of fans in the pneumatic transmission network. To do this, it is necessary to create the required pressure drop with a certain amount of transporting air in the suction pneumatic transport, various blowers such as compressors, fans, blowers, etc. are used.

Keywords: centrifugal fan, power curves, pipeline characteristics, pneumatic transmission, air flow, productivity, absolute speed, speed coefficient.

Остановимся подробнее на простой схеме воздухоподающей машины на базе вентилятора.

Вентиляторы служат для перемещения воздуха, а вместе с ним и материала, в сетях пневматического транспорта путем передачи им механической энергии в виде полного давления от различного рода двигателей. В пневмотранспортных установках чаще всего применяются высоконапорные вентиляторы.

Устойчивость и экономичность работы установок пневмотранспорта определяется крутизной рабочей части напорных характеристик, величиной к. п. д., характером, кривых мощности и способами регулирования вентиляторов [1..3].

Для того, чтобы получить данные о режиме работы вентилятора, необходимо сопоставить требования его внешней сети [1..3]., которые определяются характеристикой трубопровода (рис. 1) возможностями вентилятора, которые определяются его индивидуальной характеристикой.

В системе координат (H, Q) в одном и том же масштабе строят характеристику пневмотрубопровода и характеристику вентилятора. Рабочий режим определится координатами точки пересечения этих характеристик.

В отличие от обычных вентиляционных сетей пневмотранспортные системы не имеют стабильной характеристики $H=MQ^2$, где $M \neq \text{const}$. Поэтому особенностью работы вентилятора в сетях пневмотранспорта, по

сравнению с обычными системами вентиляции является непостоянство рабочего режима вентилятора, перемещение его рабочей точки по индивидуальной характеристике.

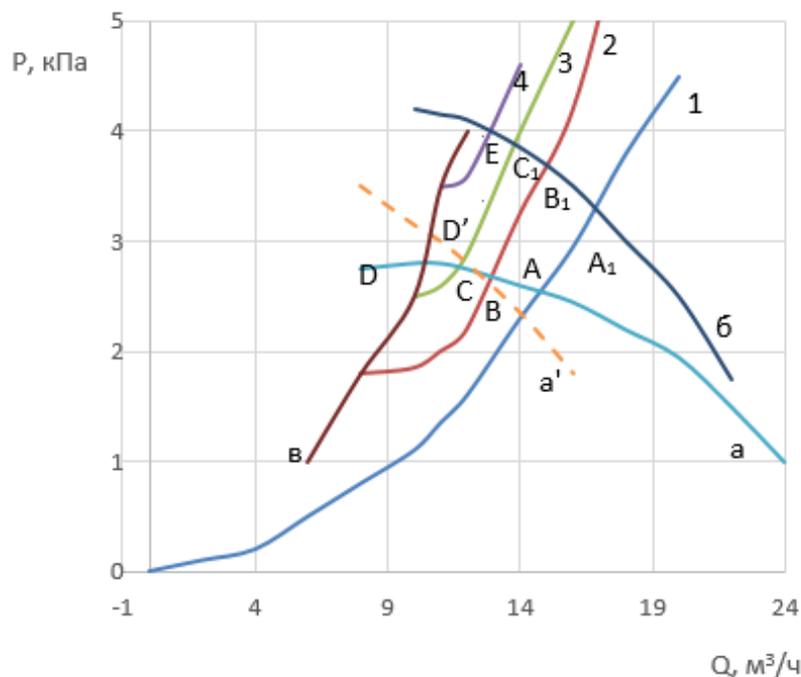


Рис. 1. Работа двух центробежных вентиляторов в сети:
а - характеристика вентилятора I; б - характеристика вентилятора II; в - граница закупорки

Рассмотрим работу вентилятора на пневмотранспортную сеть загрузочного устройства. На рис. 1 построены напорные характеристики этих вентиляторов: характеристика системы I при работе на чистый воздух (кривая 1); при транспортировании материала - кривые 2,3,4 с концентрациями 0,3, 0,5 и 0,8 кг/кг.

Рабочие точки соответственно положению A и A_1 . При транспортировании материала с концентрацией 0,3 кг/кг она переместится в положение B и B_1 .

Работая на чистом воздухе, система имеет наименьшее сопротивление и наибольшую производительность. При транспортировке материала сопротивление системы возрастает ($M=1,65$) и расход воздуха снижается до $12800 \text{ м}^3/\text{ч}$. Коэффициент сопротивления сети $K_c=1,53$. При увеличении концентрации материала ($\mu=0,5 \text{ кг/кг}$) рабочая точка переместится в положение C и C_1 (кривая 3, $M=1,98$).

При незначительном увеличении сопротивления системы точка C сместится в положение D , касаясь характеристики a . В этом случае даже при незначительном повышении концентрации пневмосистемы она закупорится.

Сравнивая вентиляторы I и II и их характеристики можно сделать вывод, что вентилятор в системах может создавать более значительное разрежение, поэтому на сеть 4 (рис. 1) ($\mu=0,8 \text{ кг/кг}$, $M=2,51$) может работать без закупорки при транспортной производительности близкой к макси-

мальной. Следовательно, устойчивый технологический режим пневмосистемы будет при $\mu < \mu_{\max} = 0,8 \div 1$.

При движении двухфазной системы (воздух и материал) аэродинамическое воздействие на тело в воздушном потоке пропорционально набегающей на него скорости или скорости обтекания, так называемой относительной скорости

$$V_{\text{отн}} = V - V_M \quad (1)$$

где V – скорость воздуха, V_M – абсолютная скорость материала.

В пневматических процессах аэродинамические качества учитываются скоростью витания $V_{\text{вит}}$. Под ней понимается частное значение относительной скорости воздушного потока, при котором тело, помещенное в вертикальный воздушный поток, находится в состоянии равновесия $V_M = 0$.

С началом движения тела $V_M > 0$ величина $V_{\text{отн}}$ уменьшается.

При объемном методе определения абсолютная скорость движения частиц равна

$$V_M = G_M / VF \quad (2)$$

где G_M – расход материала, кг/с; F – площадь сечения трубы, м^2 ; V – объемная концентрация для участка трубы длиной L ;

$$V = q_M / FL \quad (3)$$

где q_M – вес материала в объеме FL .

Подставив (2) в (3), получим

$$V_M = G_M L / q_M \quad (4)$$

Опытным путем определялись G_M и q_M .

Результаты некоторых опытов с крупнозернистыми продуктами, содержащими асбест до 3%, приведены в табл. 1.

По полученным данным подсчитан коэффициент скорости материала β_M , показывающий отношение скорости движения материала к скорости воздуха. На рис. 2. графически изображена зависимость β_M от средней скорости воздуха.

Кривые 1, 2, 3, 4, 5 относятся соответственно к классам 0,25-1 мм, 1-3 мм, 3-6 мм, 6-8 мм и 0,54-6 мм.

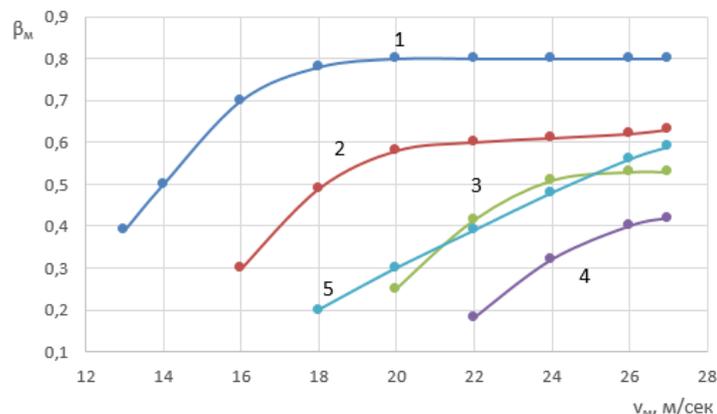


Рис. 2. График зависимости коэффициента скорости материала β_M от средней скорости воздуха

Такие же зависимости приведены на рис. 3. характеризующие скопления свободного асбестового волокна при движении по трубам. Здесь обозначения кривых 1, 2, 3 относятся к флокулам волокна с проекцией поверхности соответственно $(0.4- 0,6) \cdot 10^{-6} \text{м}^2$ (1ч-1,3) $\cdot 10^{-6} \text{м}^2$ (7 ч- 8) $\cdot 10^{-6} \text{м}^2$.

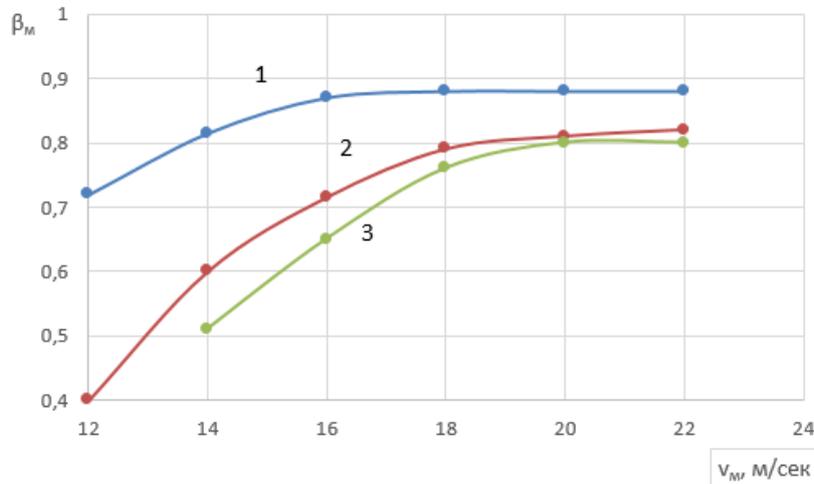


Рис. 3. График зависимости коэффициента скорости материала β_m от средней скорости воздуха при движении по пневмотрубе

Из анализа приведенных зависимостей и таблицы видно, что коэффициент β_m является функцией аэродинамических качеств материала и скорости потока. С уменьшением размера частиц и с возрастанием шероховатости их поверхности коэффициент β_m возрастает. Следовательно, для свободного волокна он всегда больше, чем для крупнозернистых продуктов при одинаковых режимах движения и размерах, и имеет место зависимость $\beta < 1$.

Таблица 1.

Результаты эксперимента по определению скорости транспортируемого материала на горизонтальном участке трубопровода

Средняя скорость воздуха, м/сек	Продукт мм	Расход материала кг/сек	Вес в объеме участка, кг	Объемная концентрация, кг/м ³	Средняя абсолютная скорость частиц, м/сек
26,2	Класс 1-3	0,080	0,03	0,59	17,3
23,3		0,168	0,075	1,47	14,6
19,4		0,083	0,05	0,98	10,8
25,7	Класс 3-6	0,076	0,035	0,69	14,2
24,5		0,184	0,09	1,76	13,3
21,2		0,182	0,15	2,94	7,9
24,0	Класс 6-8	0,103	0,07	1,37	9,6
22,3		0,103	0,10	1,96	6,7
22,9	Класс 25-1	0,052	0,18	0,35	18,8
17,6		0,223	0,11	2,16	13,2

Исследование показало, что в вертикальных трубопроводах скорости асбестосодержащих материалов подчиняются закону распределения, выраженному уравнением.

$$V_m \leq V - V_{\text{вит}} \quad (5)$$

Таким образом, полученные данные позволяют обоснованно производить расчеты параметров пневмотранспорта сыпучих материалов.

Выводы:

1. В качестве воздухоподающей машины предложено в схеме транспортирования использовать центробежный вентилятор, что позволит работать без закупорки пневмосистемы материалом при транспортной производительности близкой к максимальной. Следовательно, устойчивый технологический режим пневмосистемы будет при концентрации материала $\mu < \mu_{\text{max}} = 0,8 \div 1$.

2. При движении двухфазной системы (воздух и материал) были получены зависимости коэффициента скорости материала β_m , являющийся функцией аэродинамических качеств материала и скорости потока. С уменьшением размера частиц и с возрастанием шероховатости их поверхности коэффициент β_m возрастает. Следовательно, для свободного асбестового волокна он всегда больше, чем для крупнозернистых продуктов при одинаковых режимах движения и размерах, и имеет место зависимость $\beta < 1$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Двинянов В.В., Молчанов А.Г. Воздуходувные машины пневмосистем асбестовых фабрик. ВНИИпроектасбест. Добыча и обогащение асбестовых руд. Научные труды, вып. XI, 1971 г. стр. 134-143.
2. Двинянов В.В., Некоторые результаты исследования скоростей движения асбестосодержащих частиц. ВНИИпроектасбест. Добыча и обогащение асбестовых руд. Научные труды, вып. XI, 1971 г. стр. 130-133.
3. Двинянов В.В., Молчанов А.Г. Загрузочные устройства транспортных пневмосистем. Новые достижения в технологии обогащения асбестовых руд. Научные труды, выпуск 13, 1972 г., стр. 138-145.
4. Камерный питатель пневмотранспортной установки. Давыдов С.Я., Косарев Н.П., Валиев Н.Г., Симисинов Д.И., Потапов В.Я., Костюк П.А. Патент на изобретение RU 2537368 C1, 10.01.2015. Заявка № 2013125215/11 от 30.05.2013.
5. Устройство для подъема сыпучих материалов с повышенной концентрацией в газовой смеси. Потапов В.Я., Костюк П.А., Афанасьев А.И., Адам В.Е. Заявка № 2021136417/11 от 10.12.2021.
6. Костюк П.А., Афанасьев А.И., Потапов В.Я., Потапов В.В., Адам В.Е. Имитационная модель пневмоподъемника. В сборнике: Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности. Сборник трудов XVII Международной научно-технической конференции. Под общей редакцией Ю.А. Лагуновой. 2019. С. 192-196.
7. Костюк П.А. Обоснование параметров загрузочного устройства пневмотранспортной системы для перемещения измельченной горной массы. - Автореф. дис. канд. техн. наук Екатеринбург – 2022, С.16.

УДК 629.11

К ВОПРОСУ О ПРИМЕНЕНИИ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ В КОНСТРУКЦИИ ПРИЦЕПОВ ДЛЯ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Ар.Ю. Михеев, студент, **Ю.Н. Строганов**, к.т.н., доцент, **Ан.Ю. Михеев**, аспирант
ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России
Б.Н. Ельцина», г. Екатеринбург, РФ

Развитие конструкции прицепов для легковых автомобилей связаны с несколькими направлениями. Основными являются совершенствование конструкции с целью расширения возможностей использования прицепов или с повышением безопасности эксплуатации автопоезда. С целью повышения безопасности автопоездов конструкцию прицепов дополняют собственной тормозной системой. Авторами предложена концептуальная конструкция тормозной системы прицепа.

Ключевые слова: тормозная система, безопасность движения, автопоезд, эксплуатация.

ON THE ISSUE OF THE USE OF BRAKING SYSTEMS IN THE CONSTRUCTION OF TRAILERS FOR PASSENGER CARS

Ar.Yu. Mikheev, Yu.N. Stroganov, An.Yu. Mikheev

The development of the design of trailers for passenger cars is associated with several directions. The main ones are the improvement of the design in order to expand the possibilities of using trailers or to increase the safety of operation of a road train. In order to improve the safety of road trains, the design of trailers is implemented by its own braking system. The authors proposed a conceptual design of the trailer braking system.

Keywords: braking system, traffic safety, road train, operation.

Основной причиной применения тормозных систем на прицепах является повышение безопасности эксплуатации автопоезда. В данном случае безопасность рассматривается с точки зрения следующих показателей: тормозной путь, тормозные усилия и время остановки.

Как показывают различные испытания [1] в среднем длина тормозного пути автопоезда, движущегося со скоростью 80 км/ч, с прицепом, не оснащенный тормозной системой, больше на 30 %, чем автопоезда с прицепом, оснащенный тормозной системой.

Рассматривая используемые на дорогах общего пользования легковые автопоезда, хочется отметить, что в конструкции прицепов не предусмотрено никаких тормозных систем. Это объясняется рядом причин, основные из которых это увеличение стоимости и некоторые эксплуатационные ограничения.

Эксплуатационные ограничения, как правило, связаны с необходимостью ручного отключения тормоза при движении автопоезда задним ходом.

Предлагается конструкция тормозной системы для прицепа, которая позволит исключить недостаток, связанный с необходимостью принудительного «отключения» тормозной системы автопоезда для предотвращения складывания автопоезда и движения прицепа с заблокированными колесами [2].

Однако, предложенная конструкция имеет в своем составе барабанные тормоза, которые имеют ряд недостатков:

- значительные габариты и вес механизма;
- склонность к перегреву в условиях чрезмерно высоких нагрузок;
- относительно нестабильный коэффициент трения колодок, зависящий от условий окружающей среды;
- неравномерный износ колодок (передняя изнашивается больше);
- при низком качестве материала фрикционных накладок, возможно примерзание их к барабанам;
- при попадании крупных твердых частиц возможно шлифование во время работы.

В конструкции автомобильной техники массово применяются дисковые тормозные механизмы, которые обладают рядом преимуществ:

- лёгкость и простота конструкции;
- простота сборки и низкая стоимость конструкции;
- обеспечивают лучшее охлаждение и эффективность торможения;
- меньшая чувствительность к изменению температуры и влажности элементов;
- простота обслуживания и ремонта;
- просто диагностирования элементов конструкции.

Поэтому была предложена концептуальная конструкция тормозной системы прицепа для легкового автомобиля, показанная на рисунке 1 и рисунок 2.

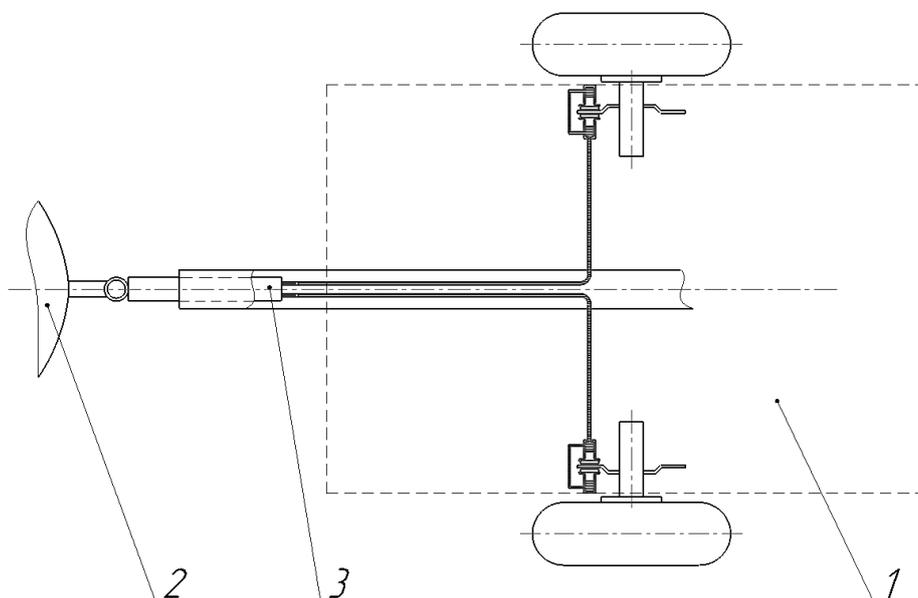


Рис.1. Общий вид тормозной системы одноосного прицепа

Принцип работы тормоза следующий, при начале торможения прицеп 1 накатывается на автомобиль 2, приводя в действие главный тормозной цилиндр 3 прицепа. Гидравлическая жидкость от главного тормозного цилиндра 3 прицепа поступает к рабочим цилиндрам 4 тормозного механизма колеса 5, поршень 6 рабочего цилиндра колеса 5 приводит в действие тормозные колодки 7, которые воздействуя на тормозной диск 8 ко-

леса 5, начинают замедления прицепа. При этом ролики 9 находятся в зацеплении с внешней 10 и внутренней 11 обоймами. Внутренняя обойма 11 жестко соединена с осью колеса 12.

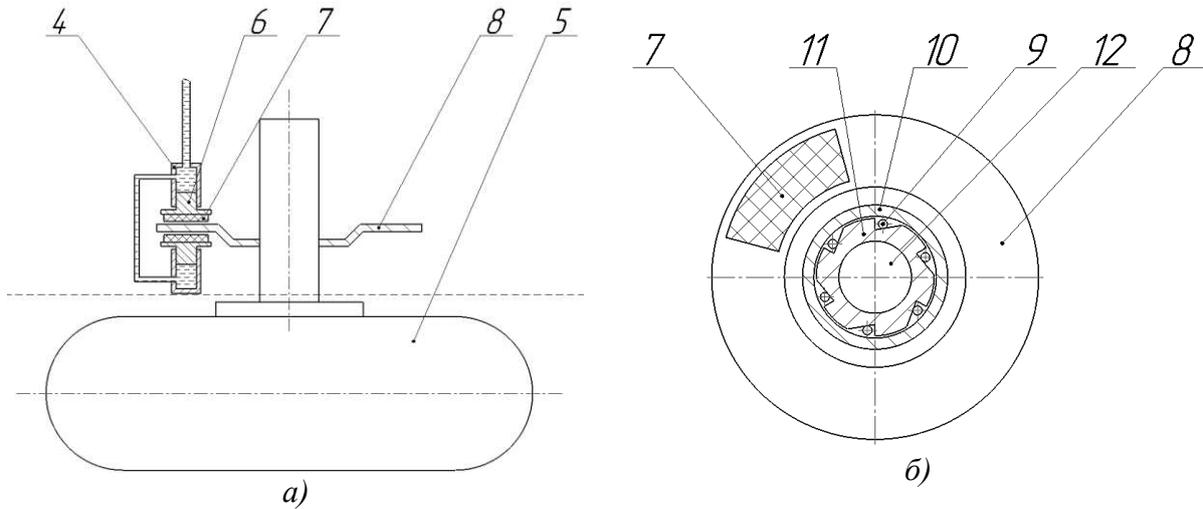


Рис.2. Тормозной механизм колеса прицепа:
а) вид сверху, б) вид сбоку

При движении задним ходом, происходит сближение тягача с прицепом и, аналогично процессу наката прицепа на тягач при движении вперед, осуществляется подача тормозной жидкости к колесным тормозным цилиндрам 4 и происходит перемещение поршня 6 и колодки 7 зажимают тормозной диск 8. При этом стопорные ролики 9 обгонных муфт перекачиваются в превышающие диаметр роликов 9 пазы внутренних обойм 11, не препятствуя свободному вращению внутренних обойм 11 и оси 12, соединенных с ходовыми колесами 5 прицепа 2.

Таким образом, предложенная конструкция снижает эксплуатационные ограничения, связанные с необходимостью отключения тормоза. Помимо этого, применены дисковые тормоза, что отвечает современным требованиям, предъявляемых к конструкциям транспортных средств.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Стуканов В.А. Основы теории автомобильных двигателей и автомобиля: Учебное пособие – М.: ФОРУМ: ИНФРА-М, 2005 - 368 с.
2. Строганов Ю.Н., Михеев Ан.Ю., Сидыганов Ю.Н., Михеев Ар.Ю., Строганова О.Ю., Тормоз наката одноосного прицепа: патент на изобретение. Патент РФ №2805422, 2023.

УДК 622.684

ЗАВИСИМОСТЬ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КАРЬЕРНЫХ АВТОСАМОСВАЛОВ ОТ ГЛУБИНЫ КАРЬЕРА

О.С. Некрасова¹, аспирант, А.П. Комиссаров^{1,2}, проф., д-р техн. наук.

¹ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ

²ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», г. Екатеринбург, РФ

Современное состояние и развитие транспортных систем карьеров в перспективе свидетельствуют о том, что автомобильный транспорт остается одним из основных видов карьерного транспорта. Вместе с тем, существующая тенденция применения на карьерах мощных автосамосвалов большой грузоподъемности, позволяющих существенно снизить себестоимость автотransпортов и повысить производительность труда, осложняется необходимостью выемки дополнительных объемов вскрыши для размещения транспортных коммуникаций значительных параметров. Размещение вскрывающих выработок ведет к выполаживанию бортов карьеров по сравнению с их устойчивыми значениями. Одним из направлений решения указанной проблемы является переход с определенной глубины на автосамосвалы меньшей грузоподъемности.

Ключевые слова: транспортная система карьера, автомобильный транспорт, транспортные коммуникации.

DEPENDENCE OF THE MAIN PARAMETERS OF QUARRY DIP TRUCKS ON THE DEPTH OF THE QUARRY

O.S. Nekrasova, A.P. Komissarov

The current state and development of quarry transport systems in the future indicate that road transport remains one of the main types of quarry transport. At the same time, the current trend of using powerful heavy-duty dump trucks in quarries, which can significantly reduce the cost of trucking and increase labor productivity, is complicated by the need to excavate additional volumes of overburden to accommodate transport communications of significant parameters. The placement of opening workings leads to a flattening of the pit sides in comparison with their stable values. One of the directions for solving this problem is the transition from a certain depth to dump trucks with a lower carrying capacity.

Keywords: quarry transport system, road transport, transport communications.

Характерной особенностью современного периода добычи полезных ископаемых открытым способом является увеличение глубины разработки месторождений и усложнение горно-геологических условий месторождений. Сложность профиля глубоких карьеров для различных видов полезных ископаемых предъявляют определенные требования к техническим характеристикам карьерных автосамосвалов, в частности, к параметрам двигателя. Разновидность типов съездов в глубоких карьерах и сложность их профиля требует обеспечения универсальных тягово-энергетических характеристик карьерных самосвалов, которые могут изменяться (регулироваться) по мере разработки карьера.

Технология ведения горных работ предусматривает установление зон эксплуатации карьерного автотранспорта, которые различаются расстоянием транспортирования и высотой подъема горной массы [7].

Таким образом, по мере разработки карьера и изменения зон эксплуатации карьерного автотранспорта меняются требования, предъявляемые к характеристикам энергетических установок карьерных автосамосвалов, в частности, к параметрам двигателей и внешней скоростной характеристики двигателя. Выбор формы скоростной характеристики напрямую зависит от горнотехнических условий эксплуатации и вида месторождения.

Следует отметить, что выбор формы скоростной характеристики двигателя является комплексной задачей, так как каждый эксплуатационный режим работы двигателя имеет свою специфику, отличается по своим параметрам и вносит определенный вклад в интегральные показатели топливной экономичности и токсичности отработавших газов.

В конечном счете, при эксплуатации автосамосвалов на глубоких карьерах необходимо разработать критерии эффективности эксплуатации для каждой зоны эксплуатации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бахтурин Ю.А. Современные тенденции развития карьерного транспорта // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2009- № 7 – С. 403-414.
2. Васильев М.В. Транспорт глубоких карьеров. М., Недра, - 1983-206 с.
3. Кузнецов Д.В., Одаев Д.Г., Линьков Я.Е. Особенности выбора технологического автотранспорта для разработки глубоких карьеров Севера // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал) – 2017- № 5 – С. 54 - 65.
4. Новиков А.Н., Новиков И.А., Загородний Н.А., Семькина А.С. Разработка научно – методических подходов для повышения эффективности эксплуатации карьерного транспорта // Вестник Сиб АДИ. 2020 - № 7 (6) – С. 690 – 703.
5. Самолазов А.В., Паладеева Н.И., Беликов А.А. Основные тенденции развития экскаваторно-автомобильных комплексов // Горная промышленность. – 2009 - № 4 – С. 20-23.
6. Тарасов П.И., Хазин М.Л., Фефелов Е.В., Фурзиков В.В. Проектирование двигателей для карьерных самосвалов с учетом горнотехнических условий эксплуатации // Горная промышленность. – 2017 - № 6 – С. 60-63.
7. Фурзиков В.В., Хазин М.Л. Обоснование скоростной характеристики двигателя карьерного автосамосвала. Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности. Сборник трудов XXI Международной научно – технической конференции «Чтения памяти В.Р. Кубачека. 2023 – С. 419 – 422.

УДК 622:271

ДИАЛЕКТИКА ОБЕСПЕЧЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ДВИЖЕНИЯ (Д) АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ (АТС) НА МЕСТОРОЖДЕНИЯХ ПОЛЕЗНЫХ ИСКОПАЕМЫХ (МПИ)

Т.А. Ткачева, доц., канд. техн. наук

ФГБОУ ВО «Московский политехнический университет», г. Москва, Россия

Показано, что диалектически обеспечение безопасности движения АТС связано с: изменчивостью скорости реализации добычных процессов в разных пространствах МПИ (разрезах и карьерах); оптимальным использованием АТС; согласованностью ведения социально-трудовых процессов; учётом территориальной активности автотранспортного движения в районах расположения МПИ.

Ключевые слова: обеспечение безопасности движения АТС, диалектика, скорость, автотранспортные средства, разрез, карьер, МПИ, оптимальность, социально-трудовые процессы.

DIALECTICS OF ENSURING TRAFFIC SAFETY (D) OF MOTOR VEHICLES (ATS) AT MINERAL DEPOSITS (MFI)

T.A. Tkacheva

The work shows that dialectically ensuring the safety of the movement of vehicles is associated with: variability in the speed of implementation of mining processes in different spaces of mineral mining operations (open-pit mines and quarries; optimal use of vehicles; consistency in the conduct of social and labor processes; taking into account the territorial activity of motor transport traffic in the areas where mining operations are located.

Keywords: ensuring traffic safety of vehicles, dialectics, speed, vehicles, open-pit mine, quarry, mineral mining, optimality, social and labor processes.

Движение или (перемещение) АТС на МПИ, а конкретно на разрезах и карьерах само по себе сложнейший, хотя постоянно исследуемый процесс многими промышленными, академическими и вузовскими научными школами, но и в настоящее время требует нового рассмотрения. В историко-лингвистическом плане подробное рассмотрение движения АТС на разрезах и карьерах представляется как связанные факты

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{‘Движение АТС’} \rightarrow \text{‘Останов’} \\ \text{‘Останов’} \rightarrow \text{‘Движение АТС’} \end{array} \right. \quad (1)$$

Детальное рассмотрение логической структуры (1) создаёт новые возможности расширенного понимания сущности безопасной эксплуатации АТС на разрезах и карьерах.

АТС, участвующие в эксплуатационных процессах на МПИ при погрузке и разгрузке подготовленной для экскавации горной массы (г.м.) не имеют одинаковых по воздействию влияющих на них факторов. При этом нормирование хотя и имеет место, но для разных условий (ПРИРОДНЫХ, климатических, сезонно-синоптических, технологических и др.) не имеет необходимой точности. Кроме того, важно учитывать всю полноту конструктивных особенностей каждой единицы АТС как в целом, так и их ча-

стей, устройств, узлов, деталей. Любое движение АТС это – нагрузка (часто не известная) на все конструктивные элементы АТС. Вот поэтому необходимы новые теоретические разработки как для процесса “ДВИЖЕНИЯ”, так и “БЕЗОПАСНОСТИ” АТС в районах расположения МПИ, например, [1-2].

Обеспечение безопасности движения АТС связано с:

- изменчивостью скорости реализации добычных процессов (РДП) в разных пространствах МПИ (разрезов и карьеров), т.е. в забоях (з), на перегрузке (п), складах (с), вскрыше (в) и т.д., где работают АТС. Численные значения этих скоростей РДП существенно различаются.

Скорость РДП обозначим как $V_{РДП}$, тогда

$$V_{РДП} = \begin{cases} F_z(X_z, Y_z, Z_z) \\ F_p(X_p, Y_p, Z_p) \\ F_c(X_c, Y_c, Z_c) \\ F_v(X_v, Y_v, Z_v) \\ \dots \end{cases} \quad (2)$$

- необходимостью оптимального использования АТС (маршрутизация движения в процессах экскавации г.м. и перевозке в районе МПИ);

- согласованностью ведения социально-трудовых процессов (учёт и повышение квалификации всех работающих на месторождении);

- полнотой учёта территориальной активности автотранспортного движения в районах расположения МПИ(в различных частях ведения экскавационных работ, в которых используются комплексы ГО «Экскаваторы, бульдозеры и АТС») существует некоторая функциональной зависимости активности и безопасности движения АТС (рис.1).

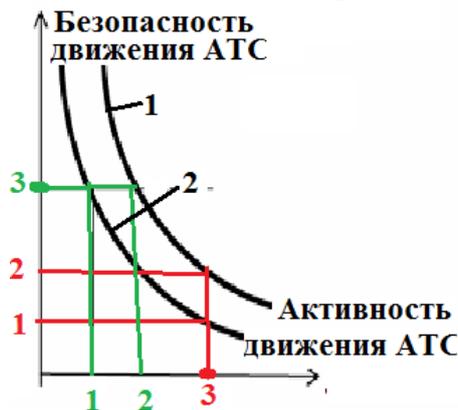


Рис.1. Варианты функциональной зависимости активности и безопасности движения АТС.

Анализ функциональной зависимости активности и безопасности АТС (рис.1) показывает, что для функции ‘1’ двум уровням активности движения АТС соответствует один уровень безопасности. А для функции ‘2’ двум уровням безопасности движения «1 и 2» возможен уровень активности АТС (точка 3 на оси абсцисс).

Итак, для повышения уровня безопасности движения АТС на МПИ необходимо:

1. Создавать новые базы данных по 'Безопасности движения АТС' в логике 'Движение АТС' → 'Останов' [3].
2. Проводить аналитические исследования всей полноты конструктивных особенностей каждого АТС [4].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности "Правила безопасности при ведении горных работ и переработке твердых полезных ископаемых">VII. Ведение горных работ открытым способом>Требования к эксплуатации технологического автомобильного транспорта. Зарегистрировано в Минюсте России 21.12.2020 N 61651
2. Приказ Ростехнадзора от 08.12.2020 N 505 Об утверждении Федеральных норм и правил в области промышленной безопасности Правила безопасности при ведении горных работ и переработке твердых полезных ископаемых.
3. Материалы «Международного научного симпозиума Неделя Горняка 2024. Секция «Информационные технологии в горном деле». М.: МИСиС. – 2024.
4. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики: Учеб. Для втузов/С.М. Тарг. - 20-е изд., стер. М.: Высш. шк.,2010. 416 с

УДК 629.1

ОСНОВНЫЕ ВИДЫ ФУТЕРОВОК КУЗОВОВ КАРЬЕРНЫХ САМОСВАЛОВ

С.А. Хорошавин^{1,2}, доцент, Е.С. Трошкова², магистрант.

¹ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ

²ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», г. Екатеринбург, РФ

Описано назначение футеровки кузовов самосвалов, приведены примеры материалов, используемых для отделки и их характеристики. Приведены ключевые факторы, влияющие на снижение затрат при использовании поликерамопласта для футеровки кузовов.

Ключевые слова: карьерный самосвал, горная порода, футеровка кузова, поликерамопласт, производительность карьерных самосвалов.

MAIN TYPES OF LININGS FOR MARINE DUMP TRUCKS BODIES

S.A. Khoroshavin, E.S. Troshkova

The purpose of the lining of dump truck bodies is described, examples of materials used for finishing and their characteristics are given. The key factors influencing cost reduction when using polyceramic plastic for body lining are given.

Keywords: mining dump truck, rock, body lining, polyceramic plastic, productivity of mining dump trucks

При транспортировке и разгрузке самосвалами влажных и склонных к налипанию продуктов (таких как песок, глина, уголь и др.) возникает ситуация налипания, примерзания материалов к кузовам. Если не проводить чистку, существует большая вероятность в неэффективном использовании грузоподъемности самосвалов. Так же постоянные ударные нагрузки и напряжение при загрузке и укладке тяжелого, абразивного материала могут вызвать серьёзные повреждения кузова и самосвала в целом. Всё это приводит к снижению производительности и увеличению себестоимости конечного продукта.

Футеровка кузова самосвала – это нанесение защитного слоя на внутренние поверхности кузовов для предохранения от возможных механических и абразивных повреждений. Для футеровки применяют следующие материалы: металл, высокомолекулярный полиэтилен, резину, полиуретан, техническую керамику, эластомеры. Наличие защитного слоя повышает производительность спецтехники и существенно продлевает её эксплуатационный ресурс.

Основная проблема износа кузовов самосвалов - это износ на истирание и разрыв хвостовика кузова любого карьерного самосвала (рис. 1) [1].

Показанный на рис. 1 вид износа подлежит ремонту путём частичной замены хвостовика кузова при помощи наваривания пластин из износостойкой стали. Другой важный вопрос износа кузова карьерного самосвала – износ дна кузова ударом загружаемой горной породы. Постоянно возникают вмятины в днище кузова, которые необходимо ремонтировать путём наваривания футеровочных пластин в форме «ёлочки».



Рис. 1. Износ дна кузова карьерного самосвала

Сталь – материал износостойкий, но при этом сложный и дорогой в установке, имеет большую массу, что снижает общую грузоподъемность самосвала. Один из самых легких металлов, используемых для футеровки кузовов самосвалов – алюминий. Его легкость обуславливает более низкую массу конструкции, что положительно сказывается на грузоподъемности и потребляемом топливе. Дополнительным преимуществом алюминия является его высокая коррозионная стойкость. Алюминиевые панели не ржавеют под воздействием влаги и агрессивных сред, что позволяет увеличить срок службы кузова самосвала и достичь более высокого уровня надежности. Использование алюминия для футеровки кузова самосвала также позволяет снизить шум и вибрацию, вызванные движением и перевозкой грузов. Это создает более комфортные условия для водителя и снижает уровень шума, который может воздействовать на окружающую среду [2].

Использование резиновой футеровки (рис. 2) обеспечивает защиту кузова самосвала, во много раз превосходящее по износостойкости стальную футеровку. Кроме того, высококачественная резиновая футеровка гасит ударную нагрузку гораздо эффективнее стальной футеровки, что обеспечивает снижение шума и вибрации и повышение безопасности работы в целом. Низкая масса резиновой футеровки обеспечивает повышение грузоподъемности самосвала на 3% - 5% в сравнении с металлическими футеровками [1]. Резиновые футеровки легко и быстро монтируются, легкие, но не устойчивы к высоким ударным нагрузкам, ограничены температурным режимом.

Современная российская разработка – поликерамопласт. Это композитный материал на основе сверхвысокомолекулярного полиэтилена и модифицирующих добавок. Он многофункционален, обладает антиадгезионными свойствами, с низким коэффициентом трения, эффектом самосмазывания и высокой ударопрочностью. Крепится этот материал на винты-саморезы, на сварные шайбы, на шпильки, может быть изготовлен с клеящейся поверхностью, при различных геометрических параметрах элементов (рис. 3).



Рис. 2. Резиновые футеровочные плиты



Рис. 3. Композитный материал

Использование поликерамопласта для футеровки кузова позволяет не только сохранить конструкции от разрушения, коррозии, абразивного износа, но и повысить производительность оборудования, увеличивая скорость транспортируемого материала, исключая налипание (рис. 4).



а



б

Рис. 4. Кузов самосвала:

а) без применения поликерамопласта; б) с применением поликерамопласта

Срок службы материала зависит от перевозимой породы и обычно составляет не менее 1 года. Окупаемость затрат на него при этом 1,5 - 2 месяца. Используя данный тип футеровки можно существенно снизить уровень вибрации, шума и ударного действия, уменьшить количество ремонтных работ и соответственно, простоев техники, сократить траты на сервисное и техническое обслуживание ремонтных работ и соответственно, простоев [3].

В работе рассмотрены основные виды футеровок кузовов карьерных самосвалов: металлические, резиновые и композитные (поликерамопласт). Поликерамопласт совмещает в себе преимущества металлических и резиновых футеровок: высокая прочность и износостойкость материала при низкой массе и стоимости.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кулешов А. А., Егоров А. Н., Зырянов И. В., Мариев П.Л. Карьерный автотранспорт: состояние и перспективы. — СПб.: Наука, 2004. - 429 с.
2. Обзор грузовых автомобилей // Вести НГИЭИ. 2013. — № 2. - С. 66-84.
3. Футеровка вагонов, думпкаров, кузовов самосвалов <https://polyceramoplast.ru/technology/19-Futerovka-vagonov-dumpkarov-kuzovov-samosvalov> 2024г.

УДК 656.073

ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО И АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА ПРИ ПРЯМОМ ВАРИАНТЕ ПЕРЕГРУЗКИ КОНТЕЙНЕРОВ

С.А. Хорошавин^{1,2}, доцент, Ю.А. Борисова¹, магистрант.

¹ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ

²ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», г. Екатеринбург, РФ

Описана технология перегрузки контейнера с железнодорожного транспорта на автомобильный при прямом варианте стыковки транспорта, исключая выгрузку на контейнерный терминал. Указаны преимущества такого метода. Выполнен краткий обзор перегрузочных устройств.

Ключевые слова: *перегрузочный процесс, прямой вариант, ричстакер, контейнерная площадка, погрузо-разгрузочные работы, козловой кран.*

THE INTERACTION OF RAIL AND ROAD TRANSPORT IN THE DIRECT OPTION OF CONTAINER TRANSSHIPMENT

S.A. Khoroshavin, Yu.A. Borisova

The technology for reloading a container from rail to road transport with a direct transport connection option, excluding unloading at a container terminal, is described. The advantages of this method are indicated. A brief overview of reloading devices has been completed.

Keywords: *transshipment process, direct option, reach stacker, container platform, loading and unloading operations, gantry crane.*

Большая доля грузовых перевозок осуществляется с участием двух и более видов транспорта. Только автомобильный транспорт и отчасти железнодорожный могут доставлять грузы «от двери до двери». Все грузы, перерабатываемые на местах общего пользования железнодорожного транспорта, завозятся и вывозятся автотранспортом.

Перегрузочный процесс (перегрузка) – один из этапов доставки грузов от отправителя до получателя, применяется при смене одного вида подвижного состава на другой, а также среды, в которой осуществляется перевозка. Процесс взаимодействия видов транспорта сложен и многообразен. Он включает решение различных вопросы организации работы транспорта: согласование места размещения и параметров транспортных узлов, параметров подвижного состава, номенклатуру грузов и условия их перевозки, перегрузки и хранения, планирование перевозок и организацию грузопотоков, обмен информацией, правовое нормирование [1].

Оптимальный способ перегрузки контейнеров в пункте стыкования видов транспорта – прямой вариант, исключая выгрузку на контейнерную площадку (терминал / склад). В данном случае контейнер перегружается только один раз, что значительно снижает себестоимость перевозки на данном этапе транспортировки. Для перегруза крупнотоннажных контейнеров с железнодорожного транспорта на автомобильный применяют козловые краны (рис. 1) и ричстакеры.



Рис. 1. Козловой кран



Рис. 2. Ричстакер

Козловой кран (рис. 1) имеет надёжную сварную пространственную конструкцию коробчатого сечения, рассчитанную на практически безостановочную работу, основой которой являются две главные пролетные балки, которые опираются на опоры (жёсткую и гибкую). Для возможности выноса контейнера за пределы пролетной конструкции, у крана имеются консоли. Для обеспечения перемещения контейнера без поворота балки крана максимально разнесены между собой. Вдоль главных балок пролетного строения размещены галереи с перильным ограждением.

Опоры крана опираются на ходовые тележки балансирующего типа с шарнирным соединением, обеспечивающим равномерную нагрузку на крановый путь. Колеса крана двухребордные, оборудованы метельниками, для защиты от попадания под них посторонних предметов.

Буксовый узел колеса имеет возможность регулировки в двух осях, что позволяет продлить срок их службы. В движение кран приводится при помощи мотор-редукторов с дисковыми тормозами. Не менее половины колес приводные.

К преимуществам козловых кранов для погрузки контейнеров стоит отнести их экономическую эффективность, безопасность и надёжность, а также возможность автоматизации погрузочно-разгрузочного процесса.

Недостатки козловых кранов при погрузке контейнеров: мертвые зоны между ног крана сужают зону перемещения груза; высота подъема груза ограничена высотой ног крана, при этом чем больше высота подъема, тем дороже кран; козловые краны чувствительны к ветровым нагрузкам; высокая сложность эксплуатации и механизмов, связанная с их эксплуатацией на открытых площадках.

Ричстакер (рис. 2) работает с контейнерами грузоподъемностью от 15 до 45 тонн. Вес самого погрузчика варьируется в пределах от 39 и до 89 тонн. Конструктивно ричстакер представляет собой силовую раму на автомобильном шасси, на раме установлена телескопическая стрела с двойными гидроцилиндрами, навесное оборудование - спредер на конце стрелы, и противовес, расположенный внутри рамы. Отличие от вилочного погрузчика заключается в наличии телескопической стрелы, а не рамной; отличие от автокрана - отсутствие выдвигаемых опор, необходимых для устойчивой работы с грузом. Рама ричстакера является основным элемен-

том, от которого зависят подъемные и маневренные характеристики машины. Конструкция рамы - балочная, при расчете особое внимание уделяется устойчивости и сопротивлению кручения ричстакера. Грузоподъемная стрела представляет собой конструкцию из высокопрочной стали с минимальным количеством сварных швов при максимальной прочности. Стрела состоит из двух секций: внутренней и наружной. Для поворота контейнеров используется поворотное устройство, которое закреплено во внутренней секции стрелы. Оно состоит из верхней и нижней станин, которые соединены между собой мощными подшипниками [2].

На рис. 3 приведен пример контейнерной площадки шириной 73 м и длиной грузового фронта 200 м. Условно (без соблюдения масштаба) изображены ричстакер и автопоезд; темными стрелками показан маршрут ричстакера с контейнером от вагона до автомобиля, белыми стрелками - обратный путь ричстакера [3].

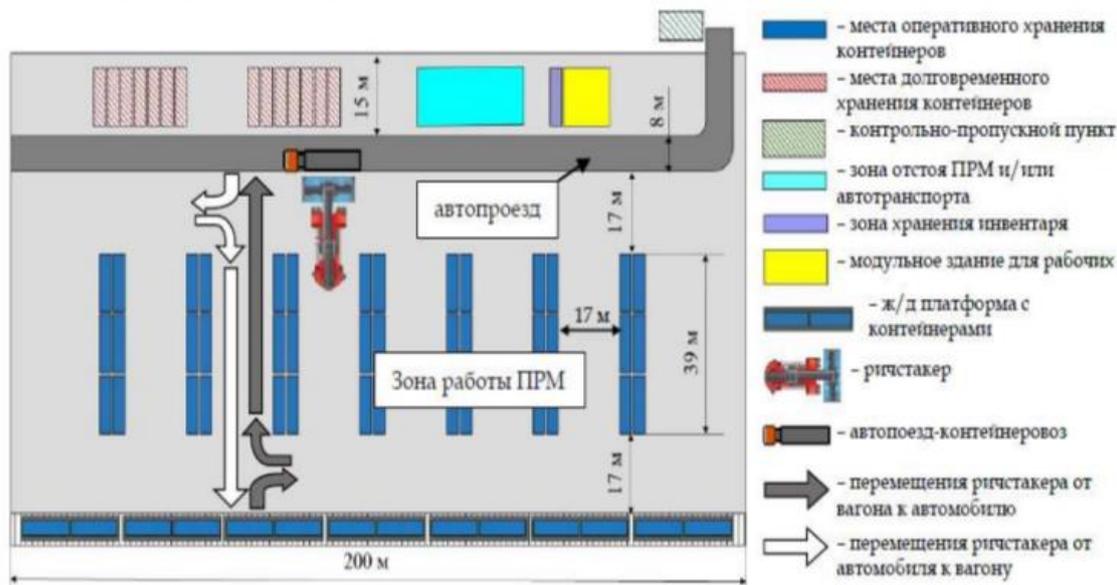


Рис. 3. Схема контейнерной площадки длиной 200 м

Ричстакеры обладают рядом технических преимуществ при использовании их для погрузки контейнеров: способны быстро перегружать контейнеры и прицепы; используются для обработки грузов в любых транспортных узлах с любыми условиями: в портах, на предприятиях, железнодорожных станциях и прочее; позволяют перегружать любые виды контейнеров, в том числе рефрижераторные, если их вес менее 45 тонн.

К недостаткам можно отнести высокие требования к дорожному полотну, в том числе и углу наклона поверхности, при котором возможна работа ричстакера.

Рассмотрена технология перегрузки контейнера с железнодорожного транспорта на автомобильный по прямому варианту. Возможность взаимодействия двух видов транспорта позволяет решить следующие задачи:

- обеспечение минимальных простоев вагонов и автомобилей под грузовыми операциями;

- определения оптимального плана централизованного завоза-вывоза грузов и оптимальных маршрутов следования автомашин;
- оптимизации использования автотранспорта в плане сокращения порожнего пробега, простоя в ожидании обработки, улучшения использования его грузоподъемности, целесообразности задержки транспортных средств.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Телегина В.А. Взаимодействие видов транспорта при грузовых перевозках: учеб. пособие / В.А. Телегина. – Хабаровск: Изд-во ДВГУПС, 2013. – 90 с.
2. Макарова, Э. С. Ричстакер — универсальный инструмент в погрузочно-разгрузочных операциях / Э. С. Макарова. — Текст: непосредственный // Молодой ученый. — 2017. — № 2 (136). — С. 162-165.
3. Киселева Е.В., Широкопад О.А. Взаимодействие видов транспорта: определение продолжительности грузовых операций с транспортной единицей и необходимого количества перегрузочных средств» / Е.В. Киселева, О.А. Широкопад. - Владивосток: Изд-во Дальневост. федерал. ун-та, 2022. – 25 с.

УДК 629.02

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ КРЕПЛЕНИЯ НАВЕСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ АВТОМОБИЛЯ КАМАЗ-43118

С.А. Хорошавин^{1,2}, доцент, Д.В. Шубин¹, магистрант.

¹ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ

²ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», г. Екатеринбург, РФ

В работе рассмотрены конструкции устройств для навешивания оборудования на грузовой автомобиль. Проведен анализ существующих конструкций монтажных плит, выявлены их основные достоинства и недостатки, произведен конструкторский и технологический расчет, проверены возможности базового автомобиля.

Ключевые слова: грузовой автомобиль, навесное оборудование, снеговой отвал.

IMPROVEMENT OF THE ATTACHMENT SYSTEM OF THE KAMAZ-43118 VEHICLE

S.A. Khoroshavin, D.V. Shubin

The work examines the design of devices for mounting equipment on a truck. An analysis of existing mounting plate designs was carried out, their main advantages and disadvantages were identified, design and technological calculations were made, and the capabilities of the base vehicle were tested.

Keywords: truck, attachments, snow dump.

Одной из существующих проблем, стоящей перед коммунальными службами является рост расходов на зимнее обслуживание дорог. В нынешних экономических условиях необходимо обеспечить надлежащий уровень обслуживания дорог при одновременном снижении расходов.

Существует множество снегоуборочных машин - от сверхмассивных с боковыми крыльями для аэропортов до машин для рассыпки реагентов и песка, незаменимых на автомагистралях. Производители несут ответственность за плуги, предназначенные для уборки снега, грейдер, который сгребает снег для установки под транспортным средством, а также за разработку и установку устройств для реагентов. Между тем, существует ряд форм плугов в зависимости от использования которых, кузова этих транспортных средств необходимо соответствующим образом модифицировать [1].

Современный рынок предлагает широкий ассортимент различных комбинированных дорожных машин, систем крепления навесного оборудования, а также самого навесного оборудования. Но большинство производителей не стремятся к унификации в данной сфере. Поэтому не представляется возможным на монтажную плиту одного производителя установить навесное оборудование другого. Такой стандарт существует в странах Европейского союза под номером EN 15432F1. В нем закреплен стандарт на монтажные пластины для крепления навесного оборудования, которое устанавливается спереди.

На каждом предприятии, выпускающими коммунальное оборудование используют свою монтажную плиту. Способ монтажа у всех отличается, в большинстве конструкций приходится либо резать бампер базового автомобиля, либо применять сварку. В данной работе предполагается спроектировать способы крепления без вмешательства в конструкцию автомобиля и крепления с помощью метизов. Представим изображение существующих конструкций.

Плита монтажная КурганДорМаш (рис. 1).

Необходимый инструмент, оборудование и приспособления:

- грузоподъемное устройство тельфер, кран балка и т.п.
- сварочный аппарат для сварки в среде защитных газов по ГОСТ 14771-76, либо установка ручной дуговой сварки по ГОСТ 5264-80;
- высокомоментная электро или пневмодрель для сверления отверстий диаметром до 15 мм включительно;
- набор свёрл, в том числе диаметром 13.0; 15.0;
- набор гаечных ключей;
- штангенциркуль и линейка 1 м [2.]

Существующие разработки обладают простой конструкцией, но в то же время высокой стоимостью. Конструкцию крепления навесного оборудования можно удешевить, при этом повысив характеристики. Далее планируется проработка конструкции на основе разработок предприятий, с внесением некоторых доработок и проведением конструкторских расчетов.

Навесное оборудование на автомобиль КамАЗ-43118 (рис. 2) применяется механизации дорожных работ, в частности, патрульное содержание дорог при толщине снежного покрова до 0,3 м плотностью до 400 кг/м³.

Целью выполнения опытно-конструкторской работы является разработка конструкции системы крепления навесного оборудования.

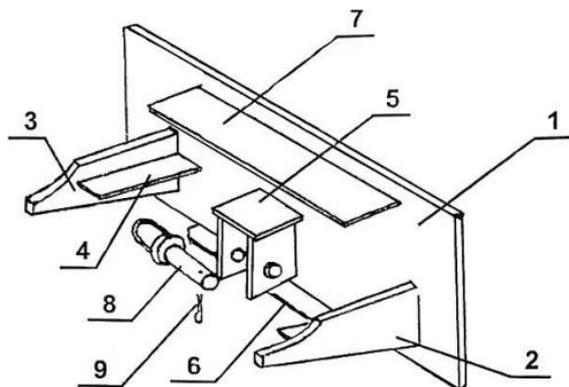


Рис. 1. Плита КурганДорМаш

1 – плита; 2 – кронштейн передний (правый); 3 – кронштейн передний (левый); 4 – ребра; 5 – пластина опорная (верхняя); 6 – пластина опорная (нижняя); 7 – кронштейн (средний); 8 – палец; 9 – шплинт



Рис. 2. Грузовой автомобиль КАМАЗ-43118

Эффективность рабочего органа, в качестве которого используется снеговой отвал, определяется возможностью резки и транспортирования снежных масс, которые скапливаются на полотне дороги. [3]

Характеристики определяются формой и размерами рабочего органа, углами установки рабочего органа, относительно оси дороги.

Основные параметры: угол захвата α , угол резания γ , угол врезания β .

Угол захвата α на практике составляет $50-60^\circ$, значительное влияние на него оказывают свойства снежных масс, из-за которых он может уменьшаться до $30-45^\circ$. Угол резания γ оптимально назначается в пределах $25-35^\circ$, на него влияет сопротивление резанию, на практике значения варьируется от 35 до 40° . Угол врезания β зависит от применяемой технологии и от тяговых возможностей, которыми обладает базовый автомобиль.

При удалении с полотна дороги уплотненного снега, высота которого достигает 20 см, наиболее эффективно использовать зубчатый нож. Для расчетов рассмотрим комбинированный отвал, который при необходимости используется и с техпластинами из резины (их можно поднять и использовать металлические ножи). Зубчатые ножи позволяют интенсивно разрезать снежную массу большой высоты, при этом угол резания не превышает 45° . Для производства ножей используется сталь 65Г и 70Г, а также из Ст.5 с применением технологии наплавки режущей кромки износостойким сплавом.

Работа машины, оснащенной навесным оборудованием для снегоочистки, связана с преодолением сопротивлений, которые возникают при взаимодействии отвала со снежными массами. Определив это сопротивление, можно выяснить соответствуют ли тяговые характеристики автомобиля выполнению этой работы.

В результате проведенных расчетов и анализа, была предложена конструкция крепления навесного оборудования на базовый автомобиль КамАЗ-43118, монтажная плита, входящая в конструкцию при изменении па-

раметров кронштейнов, может быть использована на любой конструкции аналогичной базовому автомобилю. Итогом проектирования будет являться конструкция, потенциально имеющая широкий спектр применения, обладающая низкой стоимостью, относительно аналогичных типов машин, и улучшенными характеристиками, в частности, патрульная машина для уборки снега с параметрами:

- производительность - 12,6 т/ч;
- максимальная мощность - 193 кВт;
- максимальная рабочая скорость - 30 км/ч;
- ширина обрабатываемой полосы - 2800 мм.

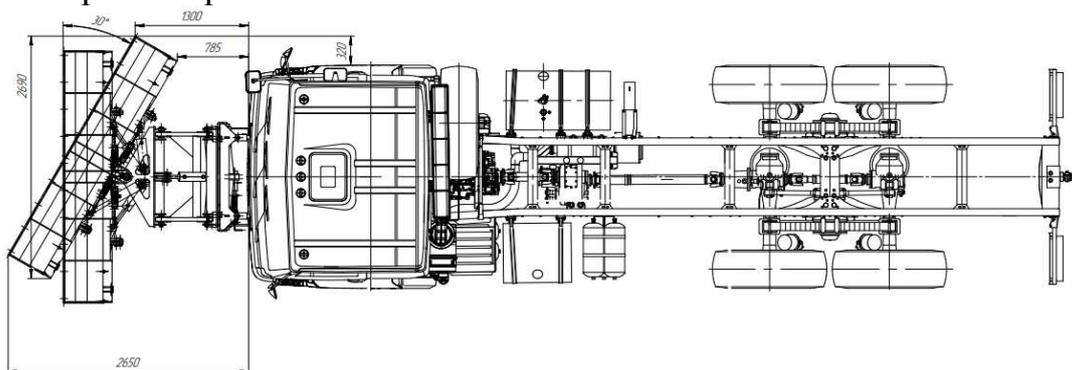


Рис. 3 - КАМАЗ-43118 с навесным оборудованием

Разрабатываемая конструкция даст возможность быстрой установки отвала только на время проводимых работ без дополнительных средств механизации, а также возможность уменьшения количества работников необходимых для навешивания отвала. Уменьшение количества работников, в свою очередь, уменьшит травматизм среди них. Установка без средств механизации позволит снизить стоимость монтажа изделия.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Борисов В. В. Системы удаления снега / В. В. Борисов; В. В. Борисов // Строительные материалы, оборудование, технологии XXI века. - 2007. - N 3. - С. 50-51
2. [электронный ресурс] Режим доступа: <https://sweeper.ru/ump-1>
3. Шасси КАМАЗ-43118. — Текст : электронный // официальный сайт ПАО "КАМАЗ" : [сайт]. — URL: <https://kamaz.ru/production/serial/shassi/shassi-kamaz-43118/>

ОГЛАВЛЕНИЕ

Пленарное заседание

1. ОДА ГМК. Жиганов А.А. ФБГОУ ВО Уральский государственный горный университет.....	4
2. КАФЕДРА ГОРНЫХ МАШИН И КОМПЛЕКСОВ – 90 ЛЕТ НА РЫНКЕ ГОРНЯЦКИХ ЗНАНИЙ! Ю.А. Лагунова, ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, Россия	5
3. ПАМЯТЬ ЖИВЕТ. Коллектив кафедры горных машин и комплексов	11
4. СТУДЕНЧЕСКИЕ СОРЕВНОВАНИЯ ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО МАСТЕРСТВА. Н. В. Савинова, ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ	13
<u>Секция 1. Машины и оборудование для открытых и подземных горных работ.....</u>	19
1. АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ПРИВОДЕ СООСНЫХ РОТОРОВ ПРОХОДЧЕСКОГО КОМБАЙНА. Г.А. Басалай. Белорусский национальный технический университет, Минск, Беларусь	20
2. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ СТЕРЖНЕВОГО РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА. Р.Р. Аббаров, А.П. Комиссаров, ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ.....	24
3. АНАЛИЗ КОНТРОЛЯ ДВИЖЕНИЙ РАБОЧЕГО ОРГАНА ЭКСКАВАТОРА. Ш. Бугебрин, Ю.А. Казаков, ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский горный университет императрицы Екатерины II», г. Санкт-Петербург, Россия.....	27
4. ПОТЕНЦИАЛ ЦИФРОВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ В ПОВЫШЕНИИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ГОРНОТРАНСПОРТНЫХ МАШИН. В. С. Великанов, М. Д. Лукашук, В. А. Курнеев, А. Д. Лукашук. ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина», ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ...	30
5. ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ НАГРУЗОК НА КОЛЬЦЕВЫЕ ОБДЕЛКИ ТОННЕЛЕЙ МЕЛКОГО ЗАЛОЖЕНИЯ. М.Н. Волков, В.Я. Потапов, В.В. Потапов, ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ.....	35
6. ОСОБЕННОСТИ ТЕХНОЛОГИИ ОТРАБОТКИ ЦЕЛИКОВ УГОЛЬНЫХ ШАХТ. В.В. Габов, Ж. М. Гаращенко, ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский горный университет императрицы Екатерины II», г. Санкт-Петербург, Россия	40
7. ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА КОПАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА. С. Г. Губанов, Н.Г. Веревошкин, Е.С. Богданова, Университет науки и технологий	43

МИСИС, г. Москва, Россия	
8. РАСЧЕТ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА ЩИТОВОГО ПРОХОДЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА РОТОРНОГО ТИПА. С. Г. Губанов, А.А. Кириченко, Е.С. Богданова, Национальный исследовательский технологический университет “МИСиС”, г. Москва, Россия	47
9. АНАЛИЗ БУЛЬДОЗЕРНОГО ПАРКА В РОССИИ. В.Г. Дмитриенко, Д.О. Фенина, С.Н. Козырев, ФГБОУ ВО «Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова», г. Белгород, Россия	50
10. ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОЭЛЕВАТОРНЫХ УСТАНОВОК ДЛЯ УДАЛЕНИЯ ШЛАМОВЫХ СМЕСЕЙ ИЗ ВОДОСБОРНЫХ ЕМКОСТЕЙ ШАХТ И РУДНИКОВ. А. В. Долганов, В.Я. Потапов, В.В. Потапов, Т. И. Юсупов, Р.В. Соколов. ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ	54
11. ОБОСНОВАНИЕ И РАСЧЕТ ПОТЕРЬ ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК. А.В. Долганов, В.Я. Потапов, В.В. Потапов, Е.И. Юркова, А.Д. Симисин, ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ.....	60
12. УНИВЕРСАЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ КОРЧЕВАНИЯ ДРЕВЕСНЫХ ВКЛЮЧЕНИЙ. А. И. Жигульская, Ю.А. Казаков, А.В. Михайлов. Тверской государственный технический университет, г. Тверь, Санкт-Петербургский горный университет императрицы Екатерины II, г. Санкт-Петербург, Россия.....	66
13. ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ КОНСТРУКЦИЙ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ФРЕЗЕРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ. Б.Ф. Зюзин, А.И. Жигульская, А.И. Чиркунов, ФГБОУ ВО «Тверской государственный технический университет», г. Тверь, РФ.....	70
14. ОБЗОР ПРОХОДЧЕСКИХ КОМБАЙНОВ, ПРИМЕНЯЕМЫХ НА ШАХТАХ КУЗБАССА. И.В. Козлов, К.А. Ананьев, Научно-исследовательская лаборатория цифровой трансформации предприятий минерально-сырьевого комплекса, г. Кемерово, ФГБОУ ВО «Кузбасский государственный технический университет имени Т. Ф. Горбачева», г. Кемерово, Россия.....	74
15. ОБ ОЦЕНКЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССА НАБОРА ГОРНОЙ МАССЫ КАРЬЕРНЫМИ ЭЛЕКТРИЧЕСКИМИ ЭКСКАВАТОРАМИ. В. Колпаков, Д.А. Шибанов, ФГБОУ ВО «Санкт-петербургский горный университет императрицы Екатерины II», г. Санкт-Петербург, Россия.....	78
16. РАЦИОНАЛЬНЫЕ АЛГОРИТМЫ УПРАВЛЕНИЯ СИСТЕМОЙ ПРОИЗВОДСТВА СЖАТОГО ВОЗДУХА. В. Ф. Копачев, Е. А. Копачева. ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ.....	81

17. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ СПОСОБ ДОБЫЧИ ТОРФА В РОССИИ. Л.В. Копенкина, ФГБОУ ВО «Тверской государственной технической университет», г. Тверь, РФ.....	85
18. МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ПРОХОДЧЕСКО-ОЧИСТНОГО КОМБАЙНА ПРИ НЕПОЛНОМ СЕЧЕНИИ ЗАБОЯ. В. Д. Куоза. ФГАОУ ВО «Пермский национальный исследовательский политехнический университет», Пермь, Россия.....	89
19. РАЗРАБОТКА ЭЛЕКТРОИЗМЕРИТЕЛЬНОЙ СХЕМЫ ДЛЯ ПОДКЛЮЧЕНИЯ КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНОЙ АППАРАТУРЫ ГИДРОМОЛОТА ВКП.250. К.Б. Кызыров, А.А. Митусов, О.С. Решетникова, Карагандинский технический университет имени Абылкаса Сагинова, г. Караганда, Казахстан; Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова, г. Барнаул, РФ.....	93
20. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПРИНЦИПА ПРИРОДОПОДОБНОЙ СОРАЗМЕРНОСТИ В СОЗДАНИИ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ ДЛЯ АППАРАТОВ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ. В.Н. Макаров, В.Н. Баландин, Н.В. Макаров, А.А. Арсланов, З.В. Бочаров. ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ; АО «Костанайские минералы», г. Костанай, Р. Казахстан.....	96
21. МЕТОДОЛОГИЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОБЩЕЙ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВЕРТИКАЛЬНЫХ ШАХТНЫХ СУШИЛЬНЫХ ПЕЧЕЙ. В.Н. Макаров, В.Н. Баландин, Н.В. Макаров, А.А. Арсланов, З.В. Бочаров. ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ; АО «Костанайские минералы», г. Костанай, Р. Казахстан.....	100
22. ТОПОЛОГИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОМАССОБМЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ. В.Н. Макаров, В.Н. Баландин, М.В. Молчанов, А.М. Бельских, С.Д. Сухомлин. ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ; АО «Костанайские минералы», г. Костанай, Р. Казахстан; АО «Уралмеханообр», г. Екатеринбург, Россия.....	104
23. МЕТОДОЛОГИЯ ПРИРОДОПОДОБНОЙ СОРАЗМЕРНОСТИ В СОЗДАНИИ ВЫСОКОНАПОРНЫХ ШАХТНЫХ ТУРБОМАШИН. В.Н. Макаров, А.С. Нурхожаев, Е.О. Чураков, А.М. Бельских, С.Д. Сухомлин. ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ, АО «Костанайские минералы», г. Костанай, Р. Казахстан.....	108
24. ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ АЛМАЗНО-КАНАТНОГО РАСПИЛИВАНИЯ КРЕПКИХ ГОРНЫХ ПОРОД. А.А. Пецык, М.В. Секретов, Н.А. Селиванов, Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС», г. Москва.....	112

25. ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА МАКСИМАЛЬНЫХ СТАТИЧЕСКИХ НАГРУЗОК ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ КАРЬЕРНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЭКСКАВАТОРОВ. П.А. Побегайло. Независимый исследователь, Москва, Россия.....	115
26. О НЕКОТОРЫХ ИТОГАХ ИССЛЕДОВАНИЙ ДИНАМИКИ КАРЬЕРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ С ГИДРАВЛИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ. П.А. Побегайло, А.Н. Ильина, Независимый исследователь, Москва, РФ; ФГБОУВО МАИ (НИУ), Москва, РФ.....	122
27. ОНТОЛОГИЧЕСКАЯ ИНЖЕНЕРИЯ КАРЬЕРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ: ТЕКУЩЕЕ СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА. П.А. Побегайло, Д.Ю. Крицкий, А.Н. Ильина, Е.С. Сазанкова. Независимый исследователь, Москва, АО "СУЭК-КРАСНОЯРСК", Красноярск, РФ; ФГБОУВО МАИ (НИУ), Москва, НИТУ МИСиС, Москва, РФ.....	124
28. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СРЕДНЕЙ МОЩНОСТИ СРЕЗКИ ДЕРЕВА. В.Ф. Сеницын, Л.В. Копенкина, ФГБОУ ВО «Тверской государственный технический университет», г. Тверь, РФ	128
29. МОРФОЛОГИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПАРАМЕТРОВ КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА ДЛЯ ВЫЕМКИ ТОРФЯНОГО СЫРЬЯ. А.И. Смирнов, ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский горный университет императрицы Екатерины II», г. Санкт-Петербург, Россия.....	132
30. О МЕТОДОЛОГИИ СВЯЗИ СВОЙСТВ «ЦЕЛИКОВ» С ПОКАЗАТЕЛЯМИ НАДЕЖНОСТИ ГОРНОЙ ТЕХНИКИ (ГТ). Т.А. Ткачева, ФГБОУ ВО «Московский политехнический университет», г. Москва, Россия	135
31. АНАЛИЗ ПРИЧИН АВАРИЙ НА ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВКАХ. Г.Д. Трифанов, В.Ю. Зверев, ФГАОУ ВО «Пермский национальный исследовательский политехнический университет», г. Пермь, Россия.....	137
32. УСЛОВИЯ ПРИМЕНЕНИЯ КАРЬЕРНЫХ НАКЛОННЫХ КАНАТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК. М.А. Чендырев. ФГБУН Институт горного дела Уральского отделения Российской академии наук (ИГД УрО РАН), г. Екатеринбург.....	140
33. ИСТОРИЯ РАЗВИТИЯ И ПЕРСПЕКТИВЫ НА БУДУЩЕЕ ГОРНОСПАСАТЕЛЬНЫХ РОБОТОВ. Чжэн Дундун, Ю.А. Лагунова, ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», г. Екатеринбург, РФ	144
34. О ВЗАИМОВЛИЯНИИ ДВИГАТЕЛЕЙ ПОДЪЕМА И НАПОРА ЭКСКАВАТОРА ЭКГ-18Р В ПРОЦЕССЕ КОПАНИЯ. Е.И. Шешукова, С.Л. Иванов. ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский горный университет императрицы Екатерины II», г. Санкт-Петербург, РФ..	149
35. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ РЕЗЦОВ	153

ПРОХОДЧЕСКИХ И ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ. Д.И. Шишляников, Д.С. Грибов, К.А. Просовский, Д.А. Ситников, А.С. Кычёва, ФГАОУ ВО «Пермский национальный исследовательский политехнический университет», г. Пермь, АО «ВНИИ ГАЛУРГИИ», г. Санкт-Петербург, РФ	
36. РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ ПЛОСКОГО ПЛАНЕТАРНО-ДИСКОВОГО ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА КОМБАЙНА ДЛЯ ДОБЫЧИ КАЛИЙНОЙ РУДЫ. Д.И. Шишляников, Д.А. Лосев, А.В. Сенькин, И.Х. Тюбеев, А. Е. Суханов. ФГАОУ ВО «Пермский национальный исследовательский политехнический университет», г. Пермь, АО «ВНИИ ГАЛУРГИИ», г. Санкт-Петербург, РФ	156
37. АНАЛИЗ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ЧАСТИЦУ ТОРФА В ПРОЦЕССЕ ВСАСЫВАНИЯ СОПЛОМ ТОРФЯНОЙ ПНЕВМОУБОРОЧНОЙ МАШИНЫ. Д.М. Щербакова, А.Л. Яблонев. Тверской государственной технический университет, г. Тверь, РФ...	159
38. КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ОРГАНОВ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ СБОРЩИКОВ МОРСКИХ ПРИДОННЫХ ТВЕРДЫХ ПОЛЕЗНЫХ ИСКОПАЕМЫХ. Д.А. Юнгмейстер, М.П. Смоленский, Санкт-Петербургский горный университет императрицы Екатерины II, г. Санкт-Петербург, Россия.....	162
39. ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТОРФЯНОГО БРОВКОРЕЗА ПУТЕМ ОПТИМИЗАЦИИ ЭНЕРГОЗАТРАТ ПРИ ФРЕЗЕРОВАНИИ. А.Л. Яблонев, Д.М. Щербакова, А.И. Пружинин, А.И. Смазнова, Тверской государственной технический университет, г. Тверь, Россия.....	166
40. КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ ДЛЯ РАЗРАБОТКИ ПЛОДОРОДНЫХ ПЛАСТОВ НА СТАРОБИНСКОМ МЕСТОРОЖДЕНИИ КАЛИЙНЫХ СОЛЕЙ. Н.А. Расторгуев, Н.А. Каток; Г.А. Басалай. Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Беларусь....	170
<i>Секция 2. Машины и оборудование обогатительных фабрик</i>	174
1. ИЗМЕЛЬЧЕНИЕ ГОРНОЙ ПОРОДЫ В РОТОРНОМ ЦЕНТРОБЕЖНОМ ДЕЗИНТЕГРАТОРЕ. А. И. Афанасьев, В.Я. Потапов, В.В. Зубов, А.А. Чиркова, В.В. Потапов, ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ	175
2. ПОТЕНЦИАЛ СОТРУДНИЧЕСТВА РОССИИ И КИТАЯ В ГОРНОПРОМЫШЛЕННОЙ ОБЛАСТИ НА ФОНЕ САНКЦИЙ. Е.А. Девяткин, ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ	179
3. МОДЕЛЬ ДИСПЕРГИРОВАНИЯ ТОРФЯНОЙ СТРУКТУРЫ ПРИ ПЕРЕМЕШИВАНИИ. Б.Ф. Зюзин, А.И. Жигульская, С.А. Рыльский, ФГБОУ ВО «Тверской государственной технический университет», г. Тверь, РФ.....	181

4. ИСКУССТВЕННЫЙ ИНТЕЛЛЕКТ В ПРОЕКТИРОВАНИИ КАМЕРЫ ДРОБЛЕНИЯ КОНУСНОЙ ДРОБИЛКИ. Ю.А. Лагунова, Н.Р. Ибраева, Аль Саади Сайф Кузай Шрайда. ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ; ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», г. Екатеринбург, РФ; НАО «Карагандинский технический университет имени Абылкаса Сагинова», Казахстан, г. Караганда.....	185
5. МОБИЛЬНЫЙ МОДУЛЬ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ ТОРФЯНОГО СЫРЬЯ В СОСТАВЕ ПОЛЕВОГО КОМПЛЕКТА ОБОРУДОВАНИЯ. Ю.А. Казаков, Г.С. Козачков, ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский горный университет императрицы Екатерины II», г. Санкт-Петербург, Россия	189
6. ЗАКОНОМЕРНОСТИ ВЛИЯНИЯ УДАРНЫХ НАГРУЗОК НА ВЫБОР ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ БУНКЕРА. Е.Д. Кардашин, ФГБУН Институт горного дела Уральского отделения Российской академии наук (ИГД УрО РАН), г. Екатеринбург, РФ.....	192
7. СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ГРОХОТОВ. В. А. Майнингер, Е. Б. Волков, ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ...	196
8. ОБЗОР РЫНКА ДРОБИЛЬНО-РАЗМОЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ. С.А. Майоров, Д.О. Шпанькова. ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ	204
9. РАСЧЕТ ЧИСЛА УПОРОВ НА ВАЛКЕ ДРОБИЛКИ, РАБОТАЮЩЕЙ НА СДВИГ. А.Г. Никитин, Н.М. Курочкин, Сибирский государственный индустриальный университет, г. Новокузнецк, РФ.....	208
10. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ДАННЫЕ РАБОТЫ КЛАССИФИКАТОРА НОВОЙ КОНСТРУКЦИИ, УСТАНОВЛЕННОГО ПОСЛЕ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ ДРОБИЛКИ. Ю.А. Лагунова, С.Л. Разбитнов, ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», ФГАОУ ВО «УрФУ им. первого Президента РФ Б. Н. Ельцина», г. Екатеринбург, РФ, ООО «Грубберский щебеночный завод», РФ.....	212
11. АНАЛИЗ ОБЪЕКТОВ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ, НАПРАВЛЕННЫХ НА ПОВЫШЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ЩЕКОВЫХ ДРОБИЛОК . А.Г. Никитин, В.А. Лубин, Сибирский государственный индустриальный университет, г. Новокузнецк, РФ.....	217
12. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК РЕЖИМА ЭКСПЛУАТАЦИИ ВАЛКОВОЙ ДРОБИЛКИ, ПОДВИЖНЫЙ ВАЛОК КОТОРОЙ ОСНАЩЁН ВИБРОГАСИТЕЛЕМ (ГПД). Ю.А. Пожидаев, В.Я. Потапов, В.С. Бочков, В.В. Потапов, К.В. Бочкова. ООО «Научная инжиниринговая компания «Адаптивная механи-	221

ка», г. Магнитогорск, Россия; ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ.....

Секция 3. Геологоразведочное и нефтегазовое оборудование **227**

1. ПУТИ МОДЕРНИЗАЦИИ БАЛКИ НАПРАВЛЯЮЩЕЙ БУРОВОЙ УСТАНОВКИ С ЦЕЛЬЮ СНИЖЕНИЯ ВЕСА.
Р.Г. Ахтямов, ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ..... **228**

2. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ БУРОВОГО ИНСТРУМЕНТА, ПРИМЕНЯЕМОГО В НЕФТЕГАЗОВОЙ ОТРАСЛИ. А. Боева. ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский горный университет императрицы Екатерины II», г. Санкт-Петербург, Россия **232**

3. ПОВЫШЕНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОБОРУДОВАНИЯ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕЙ СТАНЦИИ.
М.И. Вотинов. ФГАОУ ВО «Пермский национальный исследовательский политехнический университет», г. Пермь, Россия **236**

4. ВОЗМОЖНОСТИ ИМПОРТОЗАМЕЩЕНИЯ НЕФТЕГАЗОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ ПРИ РЕАЛИЗАЦИИ ТЕМПЕРАТУРНОГО И АКУСТИЧЕСКОГО ОПТОВОЛОКОННОГО МОНИТОРИНГА СКВАЖИН. С.В. Галкин, Н.Ю. Колычева, Л.Т. Колычева. ФГАОУ ВО «Пермский национальный исследовательский политехнический университет»; ² ООО «МИП-Прогноз-РНМ»; ³ ООО «Бионорика», г. Пермь, Россия **240**

5. ПУТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПОДГОТОВКИ ГАЗА НА УРЕНГОЙСКОМ МЕСТОРОЖДЕНИИ. М.Б. Зайцев, Л.А. Гаврилова, ООО «Газпром добыча Уренгой», ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ..... **244**

6. МОДЕРНИЗАЦИЯ ЛОНЖЕРОНОВ ОСНОВАНИЯ ВЛБ БУРОВОЙ УСТАНОВКИ БУ 3000/200 ЭУК-1М. А.С. Сидоров, ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ **247**

7. ВЫДЕЛЕНИЕ ТРЕЩИН ПО ОТРАЖЕННЫМ ВОЛНАМ СТОУНЛИ. Н.Ю. Чистяков, С.В. Белов, И.Ю. Колычев, ООО предприятие "ФХС-ПНГ", г. Пермь, ФГАОУ ВО «Пермский национальный исследовательский политехнический университет», г. Пермь, Россия **251**

8. ПЕРСПЕКТИВНЫЙ ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД ШТАНГОВЫХ СКВАЖИННЫХ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК. Д.И. Шишляников, С.А. Фролов, В.К. Картавец, Д.И. Дремина, Ю.Г. Коротков, ФГАОУ ВО «Пермский национальный исследовательский политехнический университет», г. Пермь, Россия **255**

<u>Секция 4. Вопросы моделирования и расчеты сложных технических систем.....</u>	259
1. ПРОФИЛИРОВАНИЕ ЛОПАТОЧНЫХ ВЕНЦОВ ОСЕВОГО ВЕНТИЛЯТОРА С ПОМОЩЬЮ ГЕНЕТИЧЕСКОГО АЛГОРИТМА И АР1 КОМПАС-3D. Э. Р. Акчурин. АО «АМЗ «Вентпром», г. Артёмовский	260
2. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА. В. С. Шестаков, П. Г. Безкорвайный, И.В. Телиман. ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, Россия; НАО «Карагандинский технический университет имени Абылкаса Сагинова», Казахстан, г. Караганда..	263
3. ОПТИМИЗАЦИЯ СТРЕЛЫ ДРАГЛАЙНА. С. Ю. Брозовский, В. С. Шестаков, ОАО «Трансмаш», г. Екатеринбург, Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия	268
4. ИССЛЕДОВАНИЕ УПРУГО-ДЕМПФИРУЮЩЕГО УСТРОЙСТВА С РЫЧАЖНЫМ МЕХАНИЗМОМ В ПРИВОДЕ ПОДЪЕМА КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА. И.В. Зырянов, А.А. Иов, И.А. Иов, Е.С. Долгих. Политехнический институт (филиал) СВФУ, г. Мирный, ООО «СЛСи-Джи Эйч», г. Москва, Иркутский национальный исследовательский технический университет, г. Иркутск, РФ	272
5. МОДЕЛИРОВАНИЕ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ НА ОСНОВЕ ПРЕДЕЛЬНЫХ ИНВАРИАНТОВ ДИСТОРТНОСТИ. Б.Ф. Зюзин, А.И. Жигульская, А.С. Оганесян, Тверской государственный технический университет.....	276
6. ВЛИЯНИЕ КАРСТОВЫХ ПРОВАЛОВ НА НАГРУЖЕННОСТЬ ТРУБ ГАЗОПРОВОДОВ. М.Р. Дускаев, В. С. Шестаков, ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ	280
7. МОДЕЛИ ДЕЛЕНИЯ СТРУКТУРНЫХ СИСТЕМ. Б.Ф. Зюзин, А.И. Жигульская, Д.А. Иванов, ФГБОУ ВО «Тверской государственный технический университет», г. Тверь, РФ.....	283
8. ВОЗМОЖНОСТИ ПРОГРАММЫ SIMULINK ДЛЯ СОЗДАНИЯ ЦИФРОВОГО ДВОЙНИКА БЕСПИЛОТНОГО ЛЕТАТЕЛЬНОГО АППАРАТА БЛИЖНЕГО ДЕЙСТВИЯ. А.А. Каргин, А.Ю. Муйземнек, ФГБОУ ВО «Пензенский государственный университет», г. Пенза, Россия	287
9. ОЦЕНКА ГРАНУЛОМЕТРИЧЕСКОГО СОСТАВА ИЗВЕСТНЯКА С ПОМОЩЬЮ СИСТЕМЫ «ГРАНИКС». В.Н. Круглов. ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», Екатеринбург, Россия	291
10. РАСЧЕТ АЭРОДИНАМИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСЕВОГО ВЕНТИЛЯТОРА ВСТРЕЧНОГО ВРАЩЕНИЯ	295

МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ. В.Ю. Кузнецов, Д.В.Кутаев, АО «АМЗ «Вентпром», г. Артёмовский, Россия.....	
11. О ВЛИЯНИИ УГЛА РЕЗАНИЯ НА СИЛУ РЕЗАНИЯ ПРИ КОПАНИИ ГРУНТА КОВШОМ ЭКСКАВАТОРА. А.К. Муравский, ФГАОУ ВО «Пермский национальный исследовательский политехнический университет», г. Пермь, Россия	299
12. АКСИОМАТИКА МОДЕЛИРОВАНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПРОЦЕССОВ ГОРНОЙ ТЕХНИКИ (ГТ). Т.А. Ткачева, ФГБОУ ВО «Московский политехнический университет», г. Москва, Россия.....	303
13. РАСЧЕТ НАГРУЗКИ НА СДВОЕННОЕ КОЛЕСО ТОРФЯНОЙ УБОРОЧНО-ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ. А.Л. Яблонев, А.А. Алексеев, Д.М. Щербакова, Тверской государственный технический университет, г. Тверь, Россия.....	305
14. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ТРУБОПРОВОДОВ В САЕ. А.А. Коминов, Н. В. Савинова. ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ.....	309
15. АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТРЕХОПОРНОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО МЕХАНИЗМА ШАГАНИЯ. Н.М. Суслов, С.А.Чернухин, ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ.....	313
<u>Секция 5. Проблемы материаловедения, производства и конструирования в машиностроении.....</u>	316
1. АНАЛИЗ ПРИЧИН РАЗРУШЕНИЯ ДНИЩА КОВША ЭКСКАВАТОРА. С.В. Белов, А.П. Комиссаров, ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ.....	317
2. ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ОБОЛОЧЕК ИЗ ПОЛИМЕРНЫХ СЛОИСТЫХ КОМПОЗИТОВ, ИМЕЮЩИХ НЕНУЛЕВУЮ ГАУССОВУ КРИВИЗНУ. Е.Д. Карташова, А.Ю. Муйземек, ФГБОУ ВО «Пензенский государственный университет», г. Пенза, Россия	320
3. НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПРИ ОРЕБРЕНИИ МЕДНЫХ ТРУБ МАСЛООХЛАДИТЕЛЕЙ. А.Н. Михайлов, С.Б. Котляров, В.Б. Котляров, Б.С. Котляров. Донецкий национальный технический университет, г. Донецк, ДНР.....	324
4. ИСПЫТАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО УСТРОЙСТВА ПОВЕРХНОСТНО-ПЛАСТИЧЕСКОГО УПРОЧНЕНИЯ ПРИ ОБРАБОТКЕ СЛОЖНЫХ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ. А.Н. Михайлов, А.В. Анастасьев, Н.С. Пичко, Донецкий национальный технический университет, г. Донецк, ДНР; Филиал Ухтинского государственного технического университета в г. Усин-	330

ске, Усинск, Россия	
5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНТАКТНОЙ ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ ШАРОШЕЧНОГО ДОЛОТА. Д.И. Симисинов, А.Д. Симисинов, С.Г. Фролов, ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, Россия.....	334
6. СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ФУТЕРОВКИ ИЗ ВЫСОКОПРОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К СКИПАМ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК. А.Ю. Фролова, Т.К. Гамзатов. НИТУ «МИСиС», г. Москва, Россия	337
7. ПРИМЕНЕНИЕ ЛАЗЕРНОЙ НАПЛАВКИ В РЕМОНТЕ ГОРНЫХ МАШИН. М. Л. Хазин, С. А. Волегов. ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ.....	340
8. ВЫСОКОСКОРОСТНАЯ ОБРАБОТКА ЗАГОТОВОК ИЗ АЛЮМИНИЕВЫХ СПЛАВОВ МНОГОЛЕЗВИЙНЫМ ИНСТРУМЕНТОМ. Ю.Р. Шмакова, М.А. Адмакин, А.Д. Халимоненко, А.С. Кузьмина. АО «Диаконт», г. Санкт-Петербург; ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский горный университет императрицы Екатерины II», г. Санкт-Петербург, Россия.....	344
9. ТЕМПЕРАТУРА ФОРМОВАНИЯ ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИТОВ В УСЛОВИЯХ ДЕЙСТВУЮЩИХ ПРОИЗВОДСТВ. Д.В. Зайцев, Ю.В. Холодников. ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург; ООО СКБ «Мысль», г. Екатеринбург, Россия.....	348
<u>Секция 6. Ремонт, сервисное обслуживание и диагностика горного оборудования.....</u>	351
1. ПОКАЗАТЕЛИ И КРИТЕРИИ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ГОРНОТРАНСПОРТНОГО ОБОРУДОВАНИЯ. Л.И. Андреева, Челябинский филиал Института горного дела УрО РАН, г. Челябинск, Россия.....	352
2. МЕТОДЫ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ СРОКОВ ОТКАЗА ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ ГОРНОЙ ТЕХНИКИ. Л.И. Андреева, Челябинский филиал Института горного дела УрО РАН, г. Челябинск, Россия.....	357
3. ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ МОДЕЛИ ОЦЕНКИ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ РИСКОВ. Б.Ф. Зюзин, А.И. Жигульская, О.А. Сугян, ФГБОУ ВО «Тверской государственный технический университет», г. Тверь, Россия	363
4. ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ И РЕМОНТ ГОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ПЛАВУЧЕГО КОМПЛЕКСА С УЧЕТОМ СПЕЦИФИКИ ЕГО ЭКСПЛУАТАЦИИ В АРКТИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ. А.С. Корогодин, С.Л. Иванов, ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский горный университет императрицы Екатерины II»,	367

г. Санкт-Петербург, Россия.....	
5. ПЛАНИРОВАНИЕ МНОГОФАКТОРНОГО ЭКСПЕРИМЕНТА ПО ИССЛЕДОВАНИЮ НАДЕЖНОСТИ ХОДОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА.	
В.В. Макарова, Ю.А. Лагунова, ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», г. Екатеринбург, Россия.....	371
6. АНАЛИЗ ОСНОВНЫХ ДЕФЕКТОВ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ ЭКСКАВАТОРА ЭКГ-20. Р.Ш. Набиуллин, ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, Россия	376
7. ОСОБЕННОСТИ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ КАРЬЕРНОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА В УСЛОВИЯХ РУДНИКА БУХАДРА. Абдельвахаб Агагена, К.С. Репкина, ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский горный университет Императрицы Екатерины II», г. Санкт-Петербург, Россия.....	381
8. АНАЛИЗ ПРИЧИН НЕИСПРАВНОСТИ КЛАПАНОВ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ. О. В. Сокерина, М.Л. Хазин, С.А. Волегов. ФГБОУ ВО "Уральский государственный горный университет", г. Екатеринбург, Россия.....	385
9. СУЩНОСТЬ КОЭФФИЦИЕНТА ГОТОВНОСТИ ГОРНОЙ ТЕХНИКИ КАК МНОГОЦЕЛЕВОЙ ПОКАЗАТЕЛЬ. Т.А. Ткачева, ФГБОУ ВО «Московский политехнический университет», г. Москва, Россия	389
10. МОНИТОРИНГ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ШАРОВЫХ МЕЛЬНИЦ. С.А. Шишак, В.С. Бочков, В.Л. Лядский, ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ.....	391
<i>Секция 7. Карьерный транспорт и транспорт нефти и газа...</i>	395
1. ИДЕНТИФИКАЦИЯ МАТЕРИАЛЬНЫХ ПОТОКОВ КРУПНОГО АСБЕСТОВОГО ГОРНО-ОБОГАТИТЕЛЬНОГО КОМБИНАТА. А.А. Жилинков. ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина», г. Екатеринбург, Россия.....	396
2. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ НАКОНЕЧНИКОВ ВЫНОСНЫХ ОПОР АВТОГИДРОПОДЪЕМНИКА. А.Е. Калянов, А.С. Головырский, ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет» г. Екатеринбург, РФ.....	400
3. РАБОТА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ В СЕТЯХ ПНЕВМОТРАНСПОРТА. П.А. Костюк, В.Я. Потапов, В.В. Пота-	404

пов, А.М. Кузнецов, С.М. Гребенкин, ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ.....	
4. К ВОПРОСУ О ПРИМЕНЕНИИ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ В КОНСТРУКЦИИ ПРИЦЕПОВ ДЛЯ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ. Ар.Ю. Михеев, Ю.Н. Строганов, Ан.Ю. Михеев, ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», г. Екатеринбург, РФ.....	409
5. ЗАВИСИМОСТЬ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КАРЬЕРНЫХ АВТОСАМОСВАЛОВ ОТ ГЛУБИНЫ КАРЬЕРА. О.С. Некрасова, А.П. Комиссаров. ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», г. Екатеринбург, Россия	412
6. ДИАЛЕКТИКА ОБЕСПЕЧЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ДВИЖЕНИЯ (Д) АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ (АТС) НА МЕСТОРОЖДЕНИЯХ ПОЛЕЗНЫХ ИСКОПАЕМЫХ (МПИ). Т.А. Ткачева, ФГБОУ ВО «Московский политехнический университет», г. Москва, Россия.....	414
7. ОСНОВНЫЕ ВИДЫ ФУТЕРОВОК КУЗОВОВ КАРЬЕРНЫХ САМОСВАЛОВ. С.А. Хорошавин, Е.С. Трошкова. ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», г. Екатеринбург, Россия.....	417
8. ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО И АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА ПРИ ПРЯМОМ ВАРИАНТЕ ПЕРЕГРУЗКИ КОНТЕЙНЕРОВ. С.А. Хорошавин. Ю.А. Борисова. ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ; ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», г. Екатеринбург, РФ	420
9. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ КРЕПЛЕНИЯ НАВЕСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ АВТОМОБИЛЯ КАМАЗ-43118. С.А. Хорошавин, Д.В. Шубин. ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, РФ; ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», г. Екатеринбург, РФ.....	423

Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сборник трудов XXII 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 18.03.2024 г. Бумага «Svetocopy» Формат 60×84 1/16
Ризография Печ. л. 27,43 Уч.-изд.л. Тираж 50 экз.

Кафедра горных машин и комплексов

620144, г. Екатеринбург, пер. Университетский, 3

Уральский государственный горный университет

E-mail: Yu.Lagunova@mail.ru