

На правах рукописи



ТАРАСОВ Михаил Анатольевич

**ОБОСНОВАНИЕ РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ОРГАНА
ВЫЕМОЧНОЙ МАШИНЫ С ВИБРАЦИОННЫМ ВОЗДЕЙСТВИЕМ
НА МАССИВ ГОРНЫХ ПОРОД**

Специальность 05.05.06 – «Горные машины»

Автореферат
диссертации на соискание учёной
степени кандидата технических наук

Владикавказ 2020

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Северо-Кавказский горно-металлургический институт (государственный технологический университет)» на кафедре «Технологические машины и оборудование».

Научный руководитель:

доктор технических наук, профессор

ДМИТРАК Юрий Витальевич

Официальные оппоненты:

Доктор технических наук, директор горного института, профессор кафедры горных машин и комплексов ФГБОУ ВО «Кузбасский государственный технический университет им. Т.Ф. Горбачёва»

ХОРЕШОК Алексей Алексеевич

Доктор технических наук, проректор по научной работе и инновациям ФГБОУ ВО «Новгородский государственный университет им. Ярослава Мудрого»

ЕФРЕМЕНКОВ Андрей Борисович

Ведущая организация:

**ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»
(г. Екатеринбург)**

Защита состоится 16 июня 2020 г. в 14 часов на заседании диссертационного совета Д 212.246.02 созданного на базе Северо-Кавказского горно-металлургического института (государственного технологического университета) по адресу: 362021 РСО-Алания, г. Владикавказ, ул. Николаева, 44, факс 8(8672) 40-72-03,

E-mail: info@skgmi-gtu.ru или gegelashvili@mail.ru

.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте ФГБОУ ВО «СКГМИ (ГТУ)» по адресу <http://www.skgmi-gtu.ru/ru-ru/postgraduates/dissertation> .

Автореферат разослан 20 апреля 2020 г

Ученый секретарь совета,
доктор технических наук, профессор



Гегелашвили М.В.

Актуальность работы. Приоритетными направлениями развития базовых отраслей промышленности в России, включая горнодобывающую отрасль, в соответствии с Прогнозом долгосрочного социально-экономического развития Российской Федерации на период до 2030 являются выравнивание условий конкуренции российских и иностранных производителей на отечественном рынке и поддержка экспорта отечественной промышленной продукции. В частности, Концепцией РФ предусмотрены снижение энергоёмкости экономики в среднем в 1,6–1,8 раза и уменьшение уровня экологического воздействия в 2–2,5 раза. Эти требования Концепции однозначно обуславливают необходимость увеличения полноты извлечения полезных ископаемых из недр

Стремление добывать конкурентный по цене и качеству уголь на мировом рынке и внутри РФ в последние два десятилетия обусловило преимущественную разработку запасов угля из пластов, мощностью 2,0÷5,0 м с углом падения менее 18°. При этом, по данным ИГД им. А. А. Скочинского, только в пластах с вынимаемой мощностью 0,9÷1,5 м, остаются в недрах до 48 % всех промышленных запасов действующих шахт, при вскрытии и подготовке которых вложены значительные капитальные затраты. Причем, в маломощных пластах сосредоточены, зачастую, высококачественные угли остродефицитных марок. Причиной этого является отсутствие высокотехнологичной выемочной техники, обладающей низкой удельной энергоёмкостью добычи угля из тонких и сверхтонких пластов и способной проходить горные выработки. Кроме того, при проведении горных выработок специального назначения, например, при оконтуривании уранового рудного тела, необходимо применять роботизированные горные машины также обладающие низкой удельной энергоёмкостью, т.к. эффективность технологических процессов в госкорпорации «Росатом» оценивается, в том числе таким понятием, как сквозная себестоимость продукции.

Поэтому создание современной эффективной горной техники для разработки маломощных угольных пластов становится одной из важнейших технологических и экономических проблем действующих угольных предприятий. Головной частью этой проблемы является разработка эффективного выемочного агрегата в составе главного механизированного угледобывающего комплекса.

Актуальной проблемой при разрушении угля, а также довольно крепких горных пород, имеющих крепость до 6÷8 по шкале М. М. Протодяконова, является создание рабочего органа выемочной машины комбинированного действия, сочетающего резание и отрыв горной массы с одновременным вибрационным воздействием его на забой с целью снижения удельной энергоёмкости добычи полезных ископаемых. До настоящего времени составляющие факторы такого органа существовали раздельно: чистое резание – на цепных и шнековых машинах; отрыв и удар – на струговых установках; ударно-вибрационное разрушение при работе отбойного молотка с пневматическим или электрическим приводом.

В данной диссертационной работе рассматривается универсальная выемочная машина, сочетающая преимущества комбайновой и струговой выемки полезного ископаемого с рабочим органом комбинированного действия, сочетающего резание и отрыв горной массы с одновременным вибрационным воздействием на забой. Соответственно для достижения цели исследований возрастает количество параметров,

подлежащих определению и оптимизации. К ним относятся (режимные) частота вращения рабочего органа, скорость подачи выемочной машины на забой, ширина захвата рабочего органа; (конструктивные) диаметр рабочего органа, угол наклона и геометрия расположения резцов и скалывателей на рабочем органе, величина эксцентриситета дебалансного вала; (динамические) частота вращения дебалансного вала, силы резания и скола при отрыве целика, мощность на приводящем и дебалансном валах, удельная энергоёмкость отделения целика. Только определив рациональные значения вышеуказанных параметров, можно сформулировать рекомендации для создания промышленного образца универсальной выемочной машины.

Таким образом, обоснование режимных параметров выемочной машины с вибрационным воздействием рабочего органа на массив горной породы, обеспечивающее снижение энергоёмкости выемочной машины, является актуальной научной задачей.

Цель работы. Снижение энергоёмкости выемочной машины на основе определения рациональных параметров её рабочего органа, оказывающего комбинированное воздействие на забой.

Идея работы. Снижение энергоёмкости работы выемочной машины на основе применения технологии выемки угля в лавах узкими горизонтальными полосами по $0,3\div 0,4$ м при резком (на 15- 20%) увеличении значений режимных параметров выемочной машины и разрушении массива горной породы с наложением на него вибрационных воздействий.

Методы исследований. Для выполнения поставленной цели использовались методы математического моделирования динамических процессов взаимодействия рабочего органа выемочной машины с разрушаемым забоем, физическое моделирование процессов вибрационного резания горной породы, аналитические расчеты.

Основные научные положения, выносимые на защиту, состоят в следующем:

1. Математическая модель функционирования рабочего органа выемочной машины, отличающаяся тем, что она описывает комбинированное воздействие рабочего органа на массив горной породы с учётом наложения вибрационных воздействий на него, а также физико-механические свойства разрушаемого материала и позволяет установить взаимосвязь энергетических и режимных параметров выемочной машины.

2. Суммарная мощность, затрачиваемая на отрыв горной породы, находится в параболической зависимости от скорости подачи рабочего органа выемочной машины, причём рост влияния наложения вибрационных воздействий на разрушаемый забой происходит при скорости подачи более 10 м/мин.

3. Суммарная удельная энергоёмкость разрушения забоя рабочим органом выемочной машины находится в параболической зависимости от ширины захвата выемочной машины, при этом минимальное значение удельной энергоёмкости с учётом наложения вибрационных воздействий на забой достигается при ширине захвата $0,3\div 0,4$ м.

Научная новизна работы.

1. Методика обоснования режимных параметров рабочего органа выемочной машины, сочетающего резание и отрыв горной массы с одновременным вибрационным воздействием на забой, позволяет учесть влияние конструктивных и динамических параметров рабочего органа на энергоёмкость работы выемочной машины.

2. Реализуемый в выемочной машине способ опережающего прорезания в щели с последующим скалыванием его, конструктивные особенности исполнения рабочего органа, а также полученный эффект от вибрационного воздействия рабочего инструмента на разрушаемый породный массив в комплексе обеспечивают существенное снижение удельных энергозатрат на выемку полезного ископаемого и улучшение сортового состава добываемого продукта.

3. В диссертационной работе разработано совершенно новое направление совершенствования горных машин на основе использования безвзрывной скоростной технологии выемки полезных ископаемых узкими ($0,3 \div 0,4$ м) полосами, сочетающей применение струговой технологии выемки и комбайнового способа разрушения массива. При этом резко увеличены режимные параметры выемочной машины (скорость подачи выемочной машины на забой и ширина захвата рабочего органа).

4. Использование принципа вибрационного разрушения полезных ископаемых при их выемке позволило разработать оригинальный рабочий орган выемочной машины и определить дополнительные резервы в применении выемочной машины при проведении подземных горных выработок специального назначения.

5. Исследования механизма комбинированного (с наложением вибраций) воздействия рабочего органа на массив горной породы позволили установить зависимости между динамическими, энергетическими и режимными параметрами выемочной машины.

Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и рекомендаций обеспечиваются

- корректностью сделанных допущений при разработке математической модели функционирования рабочего органа выемочной машины, учитывающей физические свойства горной породы;
- обоснованием необходимого числа опытов при каждом сочетании режимных параметров рабочего органа;
- представительностью экспериментальных физических моделей разработки горных пород с крепостью до 6-8 по шкале М.М. Протодяконова при вибрационном и статическом режимах резания.

Сходимость результатов теоретических и экспериментальных исследований при доверительной вероятности 0,9 составляет 88 %.

Научное значение работы заключается в обосновании параметров выемочной машины с учётом ударно-вибрационного воздействия исполнительного органа на массив горной породы, а именно:

1. Разработана математическая модель функционирования рабочего органа выемочной машины.
2. Получены зависимости между режимными и динамическими параметрами исполнительного органа выемочной машины.
3. Установлено влияние динамических параметров исполнительного органа выемочной машины на энергоёмкость извлечения горной породы.

Практическое значение работы заключается:

1. В разработке универсального испытательного стенда, позволяющего получать истинные величины режимных и энергетических параметров рабочего органа выемочной машины.

2. В выработке рекомендаций для промышленного использования результатов диссертационной работы, в том числе по проведению подземных горных выработок специального назначения и в городском подземном строительстве.

3. В обосновании возможности практического эффективного применения выемочной машины с комбинированным воздействием исполнительного органа на очистной забой для отработки маломощных пластов горных пород.

Реализация результатов работы. Разработанная в диссертации методика расчёта основных параметров выемочной машины принята к использованию на ПАО «ППГХО» при разработке технологии проходки подготовительных выработок на проектируемом объекте «Освоение Аргунского и Жерлового месторождений. Строительство Рудника № 6 ПАО «ППГХО».

Апробация работы. Основные результаты диссертационной работы доложены и одобрены на Международной научно-практической конференции «Неделя горняка –2018» (Москва, МГГУ, 2018 г.), на заседании Научно-технического совета АО «ВНИПИпромтехнологии» (Москва 2019 г.), на научной конференции «Решение экологических, и технологических проблем горных производств на территории России, ближнего и дальнего зарубежья» (Москва, АО «ВНИПИпромтехнологии, 2019 г.), на международной научно-технической конференции «Актуальные проблемы современной науки, техники и образования» (Магнитогорск, ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова», 2019г.), на совместном заседании Научно-технического совета СКГМИ и кафедры «Технологические машины и оборудование» СКГМИ (Владикавказ, 2020 г.)

Публикации. Основное содержание диссертации изложено в 6 работах.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы из 122 наименований . 2 приложений. Текст изложен на 163 страницах и включает 55 рисунков, 8 таблиц

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В настоящее время для выемки угля из тонких и сверхтонких пластов применяются комбайны и резе струги, последние – обычно в пластах с вынимаемой мощностью менее 1,5 м. Каждый из агрегатов имеет свои достоинства и недостатки. Что касается очистных комбайнов, то налицо стремление конструкторов и расчётчиков создать такой исполнительный орган, который бы позволял с максимальной производительностью и минимальной энергоёмкостью отделять от массива горную породу. Например, в современных очистных комбайнах используются шнековые рабочие органы со специальной геометрией установки зубцов, что позволяет осуществлять поэтапный контакт режущего инструмента с забоем.

Струговая выемка – один из наиболее прогрессивных способов добычи угля. По сравнению с выемкой комбайнами при струговой выемке:

- лучше сортность угля, ниже удельные энергозатраты и меньше пылеобразование, так как разрушение угля осуществляется крупным срезом (сколом) и ведется в зоне максимального отжима угля;
- более безопасные условия для отработки пластов, опасных по газу и пыли и особенно по внезапным выбросам угля и газа;

- имеется возможность эффективной выемки весьма тонких пластов мощностью 0,4–0,7 м;
- проще схема организации работ по длине лавы;
- менее сложные средства комплексной механизации и автоматизации производственных процессов в очистном забое.

Кроме того, струговые установки более просты по конструкции и не имеют передачи электроэнергии по силовому гибкому кабелю к движущейся машине.

Применение струговой выемки осложняется и даже становится невозможным при наличии в пласте крупных крепких включений колчедана, кварцита, породных прослоев или у кровли пласта крепкого слоя угля, для разрушения которого необходимо предварительное проведение буровзрывных работ, что осложняет организацию работ в очистном забое. Наличие в нижней части пласта (в земнике) крепкого слоя угля и слабая неровная почва также препятствуют применению струговой выемки.

Национальный научный центр горного производства – институт горного дела им. А.А. Скочинского (ННЦ ГП – ИГД им. А.А. Скочинского) совместно с ОАО «ПНИУИ» разработали принципиально новую отечественную технологию ведения очистных работ, заключающуюся в следующем: выемка угольного пласта осуществляется путём отделения от массива узкой ленты угля шириной 0,25...0,4 м быстroxодной выемочной машиной (БВМ), передвигающейся по очистному забою со скоростью до 40 м/мин. Данная технология позволяет во многом устранить недостатки, присущие комбайновой и струговой технологиям выемки, и вместе с тем совместить положительные качества этих технологий при отработке пологих пластов мощностью 0,9–1,5 м.

Значительный эффект в результате применения предлагаемой технологии может быть получен благодаря применению быстroxодной выемочной машины с малым захватом за счет снижения энергоемкости разрушения угля, почти приближающейся к показателям при струговой выемке, а также снижения энергоемкости при перемещении быстroxодной выемочной машины по ставу конвейера за счет принципа качения, применяемого при её перемещении, вместо применяющегося в узкозахватных комбайнах и стругах способа перемещения трением по скребковому конвейеру.

Необходимо отметить, что применение быстroxодной выемочной машины в составе очистных комплексов позволит более эффективно вести процесс добычи полезного ископаемого, особенно в случае создания исполнительного органа типа "фреза" со сменным режущим инструментом, предназначенным для выемки относительно крепких боковых пород.

Идея формирования структур и схем работы выемочных и транспортных систем предложена и развита Хориным В.А., Мамонтовым С.В., Солодом Г.И., Солодом В.И., Гетопановым В.А., Ковалем П.В., Рачеком В.М., Хорешком А.А., Ефременковым А.Б., Сысоевым Н.И. и другими учёными и позволила на качественно новом уровне обосновать этапы развития средств механизации, решить ряд задач анализа и синтеза систем оборудования, а также установить зависимости, определяющие энергетические и технологические параметры горных машин. Эти зависимости легли в основу наших теоретических исследований по изучению процесса разрушения массива горной породы с наложением вибрационного воздействия на забой.

На основании проведённого анализа конструкций горно-шахтного оборудования а также научных работ, посвящённых исследованию энергетических и силовых параметров горных машин, в диссертационной работе поставлена главная задача исследований – разработка теоретических и экспериментальных основ для создания современной эффективной горной машины для отработки маломощных пластов пород с широким спектром физико-механических характеристик, сочетающей преимущества комбайновой и струговой выемок, с рабочим органом комбинированного принципа

действия и пониженной энергоёмкостью разрушения массива горной породы.

Инновационная идея создания рабочего органа нового типа заключается в использовании в его конструктивной схеме преимуществ и в устранении недостатков струговой и комбайновой выемки полезных ископаемых. На рисунке 1 приведена расчётная схема взаимодействия дискового режущего органа с целиком.

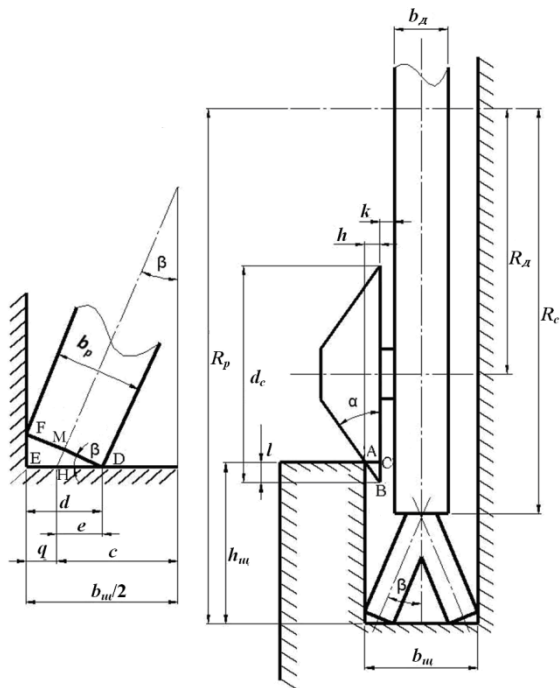


Рис. 1. Расчётная схема взаимодействия дискового режущего органа со скальвателем с целиком горной породы: а) – увеличенная в масштабе схема взаимодействия реза с забоем; б) – общий вид.

R_c, R_d – соответственно расстояния от оси вращения рабочего органа до вершины реза и до оси вращения скальвующего элемента, м;

d_c – диаметр скальвующего элемента, м;

l – расстояние от точки контакта целика со скальвующим элементом до вершины основания скальвующего элемента, м.

h – расстояние от точки контакта целика со скальвателем до его основания, м;

α – угол между образующей скальвателя и его основанием, град.

$b_{щ}$ – ширина щели, м;

b_d – ширина диска, м;

k – расстояние от основания скальвателя до торцевой поверхности диска, м.

β – угол наклона реза, град

b_p – ширина реза, м.

Комбинированный рабочий орган прорезает вдоль забоя опережающую щель с последующим взламыванием образуемых щелью породных целиков. При этом за счет проявления отжима горных пород в призабойной зоне пласта и выбранного

комбинированного способа разрушения снижается удельная энергоёмкость и улучшаются другие показатели работы механизированных выемочных комплексов. Кроме того, наложение вибраций на вращение рабочего органа должно привести к дополнительному снижению энергетических показателей функционирования выемочной машины. Поэтому в данной диссертационной работе поставлены задачи исследования кинематики режущего инструмента рабочего органа выемочной машины при разрушении полезного ископаемого.

На основании проведённых исследований получены выражения, определяющие размер прорезаемой щели, а также величину периодичности скола горной породы одним резцом, что позволило с достаточной степенью точности перейти к математическому моделированию процесса функционирования рабочего органа выемочной машины.

Глубина щели:

$$h_{щ} = R_p - \left(R_c + \frac{d_c}{2}\right) + \left[(R_p - R_d)\operatorname{tg}\beta + \frac{b_p}{2} \left(\frac{2\cos^2\beta - 1}{\cos\beta}\right) - \left(\frac{b_d}{2} + k\right)\right] \operatorname{ctg}\alpha. \quad (1)$$

Ширина щели:

$$\frac{b_{щ}}{2} = (R_p - R_d)\operatorname{tg}\beta + \frac{b_p}{2} \left(\frac{2\cos^2\beta - 1}{\cos\beta}\right), \text{ м.} \quad (2)$$

Период скола горной породы:

$$T_{ск} = 0,6 \frac{R_p - \left(R_c + \frac{d_c}{2}\right) + \left[(R_p - R_d)\operatorname{tg}\beta + \frac{b_p}{2} \left(\frac{2\cos^2\beta - 1}{\cos\beta}\right) - \left(\frac{b_d}{2} + k\right)\right] \operatorname{ctg}\alpha}{V_n}, \text{ с.} \quad (3)$$

По данным выражениям построены зависимости между кинематическими и конструктивными параметрами рабочего органа выемочной машины. В частности на рисунках 2 и 3 приведены зависимости периодичности скола целика горной породы от скорости подачи выемочной машины и угла скола целика. Анализ зависимостей показывает, что они носят гиперболический характер. Причём с увеличением глубины щели время между сколами растёт. Анализ зависимости периода скола от угла скола показывает, что после достижения величины угла скола 30 градусов угол скола практически не оказывает влияния на период скола. Поэтому не имеет смысла изготавливать скалыватель с углом скола больше 30 градусов. Причём этот факт особенно хорошо проявляется с увеличением скорости подачи выемочной машины.

Одним из основных условий эффективности разрушения массива является оптимальное расположение резца и скалывателя относительно друг друга на рабочем органе.

В этой связи были рассчитаны траектории движения резца и скалывателя, которые совершают плоскопараллельное движение (вращение и поступательное перемещение) и описывают трахоиду (рис. 4). Были составлены уравнения движения резца и скалывателя:

$$\begin{cases} X_p = R_p \sin \varphi + V_n t, \\ Y_p = R_p \cos \varphi, \end{cases} \quad (4)$$

$$\begin{cases} X_c = \left(R_c + \frac{d_c}{2}\right) \sin(\varphi + \alpha) + V_n t, \\ Y_c = \left(R_c + \frac{d_c}{2}\right) \cos(\varphi + \alpha). \end{cases} \quad (5)$$

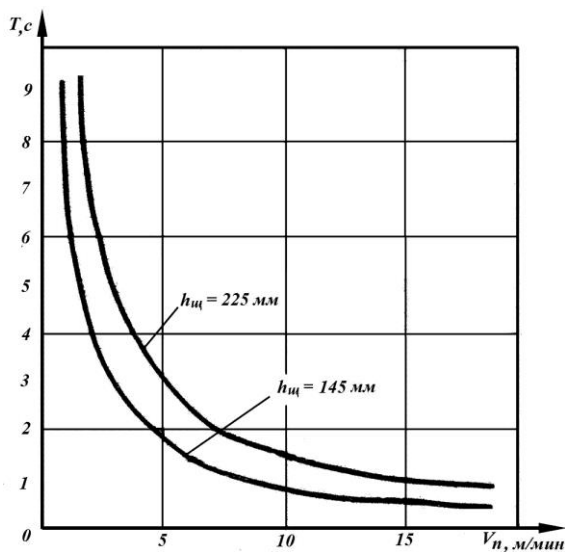


Рис. 2. Зависимости периодичности скалывания элементов целика от скорости подачи.

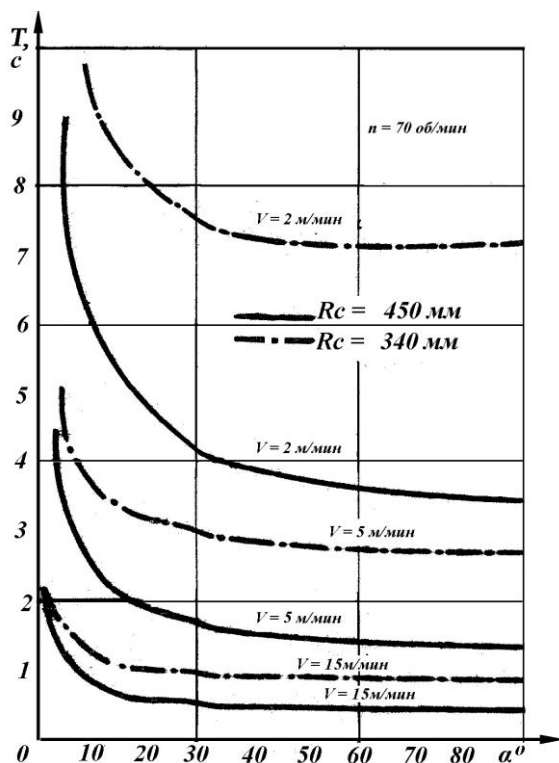


Рис. 3. Зависимости периодичности скалывания элементов целика от конструктивного угла скалывателя.

В результате совместного решения выражений (4) и (5) были найдены зоны оптимального расположения скалывателя на рабочем органе и сделан вывод о том, что главным условием эффективного разрушения массива угля является такой режим работы рабочего органа, когда траектория скалывателя не опережает траекторию реза, т. е. в этом случае скалыватель будет работать на отрыв целика (будет скалывать, т. е. исполнять свою прямую функцию), а не как режущий элемент. В противном случае резко снизится эффективность работы рабочего органа из-за снижения скорости подачи, роста тяговых усилий на внедрение скалывателя в целик.

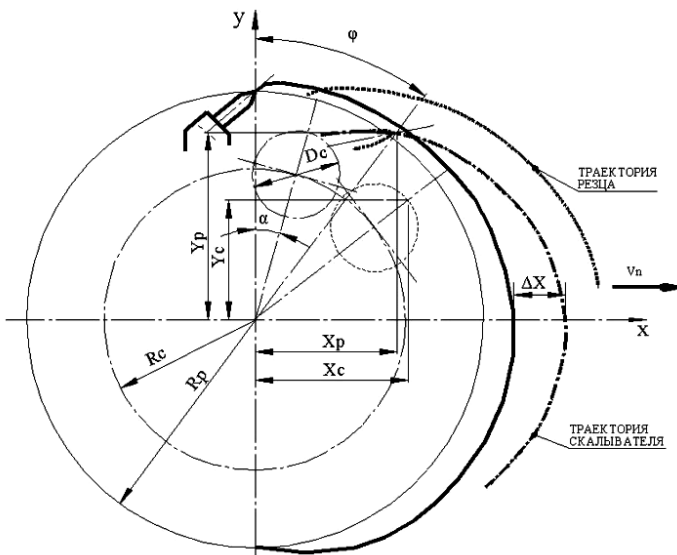


Рис. 4. Траектории движений реза и скалывателя.

Помимо кинематических параметров рабочего органа были получены выражения, позволяющие установить взаимосвязи энергетических и режимных параметров рабочего органа выемочной машины. В частности были получены выражения для усилия, необходимого для отрыва целика:

$$P = \frac{\sigma_{omp} \pi^2 D b_{ц}^2}{2 \cdot 12 \cdot h_{ц}} = \frac{\sigma_{omp} \pi^2 D b_{ц}^2}{24 h_{ц}}, \quad (6)$$

силы трения скалывающего элемента о целик:

$$F_{mp} = \frac{\sigma_{omp} \pi^2 D b_{ц}^2 f_{mp}}{24 h_{ц}}, \quad (7)$$

усилия на подачу (внедрение) скалывающего элемента:

$$T_{ск} = 0,6 \frac{R_p - (R_c + \frac{d_c}{2}) + [(R_p - R_c) \operatorname{tg} \beta + \frac{b_p}{2} (\frac{2 \cos^2 \beta - 1}{\cos \beta}) - (\frac{b_{\phi}}{2} + k)] \operatorname{ctg} \alpha}{V_n}, \quad (8)$$

мощности, затрачиваемой на отрыв целика:

$$N_{отр} = N_{тр.отр} + N_{п.отр} = \frac{\sigma_{omp} \pi^2 D b_{ц}^2 V_n}{2 \cdot 24 \cdot 1000 \cdot n h_{ц}^2} (f_{mp} V_{ск} + \frac{V_n}{60} \operatorname{tg} \alpha). \quad (9)$$

мощности, расходуемой на трение скалывающего элемента:

$$N_{mp.omp} = \frac{\sigma_{omp} \pi^2 D b_{ц}^2 f_{mp} V_{ск} V_n}{2 \cdot 1000 \cdot 24 \cdot n h_{ц}^2}, \quad (10)$$

мощности, расходуемой на подачу выемочной машины:

$$N_{\text{п.отр}} = \frac{\sigma_{\text{отр}} \pi^2 D b_{\text{ц}}^2 \text{tg} \alpha V_n^2}{2 \cdot 1000 \cdot 24 \cdot 60 \cdot n h_{\text{ц}}^2}, \quad (11)$$

производительности по разрушению целиков:

$$Q = \frac{60 b_{\text{ц}} D V_n \gamma}{10^4} = \frac{6 b_{\text{ц}} D V_n \gamma}{10^3} \quad (12)$$

и удельной энергоёмкости процесса отрыва целика от массива горной породы:

$$W = \frac{\sigma_{\text{отр}} \pi^2 b_{\text{ц}}^2}{288 \cdot n h_{\text{ц}}^2 \gamma} \left(f_{\text{тр}} V_{\text{ск}} + \frac{V_n}{60} \text{tg} \alpha \right), \quad (13)$$

где $\sigma_{\text{отр}} = \sigma_{\text{раст}}$ – временное сопротивление угля растяжению, Н/м².

$f_{\text{тр}}$ – коэффициент трения металла по породе.

D – диаметр рабочего органа, м.

V_n – скорость подачи, м/мин.

$V_{\text{ск}}$ – скорость скалывателя, м/с

n – частота вращения рабочего органа, с⁻¹

В результате проведённых исследований был сделан вывод о том, что удельная энергоёмкость процесса отрыва имеет линейную зависимость, причем энергоёмкость, расходуемая на подачу, растёт значительно медленнее энергоёмкости на трение и имеет такое же соотношение, как и мощности. Например, при ширине целика 20 см энергоёмкость на трение составит ~0,16 кВт·ч/т, а на подачу ~0,016 кВт·ч/т, т. е. в 10 раз энергоёмкость на трение будет превышать энергоёмкость подачи.

Ширина захвата выемочной машины играет ключевую роль в определении производительности всего механизированного комплекса. Поэтому в настоящей работе были проведены теоретические исследования по определению оптимальной величины ширины захвата выемочной машины. В результате было составлено выражение удельной энергоёмкости разрушения массива:

$$W_{\Sigma} = \frac{10^3 \left[\frac{\sigma_{\text{отр}} \pi^2 D V_n}{2 \cdot 24 \cdot 1000 \cdot n h_{\text{ц}}^2} \left(f_{\text{тр}} V_{\text{ск}} + \frac{V_n}{60} \text{tg} \alpha \right) (B_3 - b_{\text{ц}})^2 + N_{\text{рез}} \right]}{6 B_3 D V_n \gamma}. \quad (14)$$

и получено выражение для оптимальной величины ширины захвата:

$$B_{\text{опт}} = \sqrt{b_{\text{ц}}^2 + \frac{2 \cdot 24 \cdot 1000 \cdot n h_{\text{ц}}^2 N_{\text{рез}}}{\sigma_{\text{отр}} \pi^2 D V_n \left(f_{\text{тр}} V_{\text{ск}} + \frac{V_n}{60} \text{tg} \alpha \right)}}, \text{ м.} \quad (15)$$

Подставив найденное выражение в формулу суммарной мощности резания, получим выражение мощности, в которое входят практически все режимные и технологические параметры выемочной машины:

$$N_{\Sigma} = \frac{\sigma_{\text{отр}} \pi^2 D V_n}{2 \cdot 24 \cdot 1000 \cdot n h_{\text{ц}}^2} \left(f_{\text{тр}} V_{\text{ск}} + \frac{V_n}{60} \text{tg} \alpha \right) \times \\ \times \left(\sqrt{b_{\text{ц}}^2 + \frac{2 \cdot 24 \cdot 1000 \cdot n h_{\text{ц}}^2 N_{\text{рез}}}{\sigma_{\text{отр}} \pi^2 D V_n \left(f_{\text{тр}} V_{\text{ск}} + \frac{V_n}{60} \text{tg} \alpha \right)}} - b_{\text{ц}} \right)^2 + N_{\text{рез}}, \text{ кВт.} \quad (16)$$

После проведения исследований кинематики режущего инструмента при разрушении полезного ископаемого и установления взаимосвязи энергетических и ре-

Таким образом, разработана математическая модель функционирования рабочего органа выемочной машины, отличающаяся тем, что она описывает комбинированное воздействие рабочего органа на массив горной породы с учётом наложения вибрационных воздействий на него, а также физико-механические свойства разрушаемого материала и позволяет установить взаимосвязь энергетических и режимных параметров выемочной машины, что является первым научным положением, защищаемым в данной диссертационной работе.

Из анализа зависимостей суммарной мощности от скорости подачи выемочной машины (рисунок 6), построенных по выражению (9), можно отметить, что суммарная мощность, затрачиваемая на отрыв горной породы, находится в параболической зависимости от скорости подачи выемочной машины, причём влияние наложения вибрационных воздействий на разрушаемый забой начинает существенно сказываться при скорости подачи более 10 м/мин, что является вторым научным положением, защищаемым в данной диссертационной работе.

Составляющая этой мощности $N_{тр.отр}$, расходуемая на трение скалывающего устройства о целик, также линейно растёт с увеличением скорости подачи. Мощность на подачу $N_{п.отр}$ изменяется по параболическому закону. Причем, в диапазоне скоростей от 0 до 20 м/мин мощность на подачу $N_{п.отр}$ изменяется медленнее мощности $N_{тр.отр}$, расходуемой на трение скалывающего устройства. Так, при $v_n = 12$ м/мин мощность на подачу составит ~ 1 кВт, соответственно на трение – ~ 11 кВт.

Отдельно были получены и исследованы зависимости удельной энергоёмкости от ширины захвата рабочего органа (рисунок 7), построенных по выражению (14), при сопротивляемости резанию 100 и 300 Н/мм. Зависимости в диапазоне величины захвата 0,2...0,4 м имеют четко выраженные минимумы энергозатрат. При этом при прочих равных условиях наложение вибраций существенно снижает величину суммарной мощности.

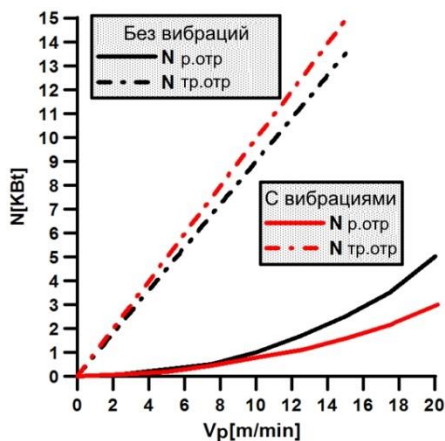


Рис. 6. Зависимости суммарной мощности от скорости подачи.

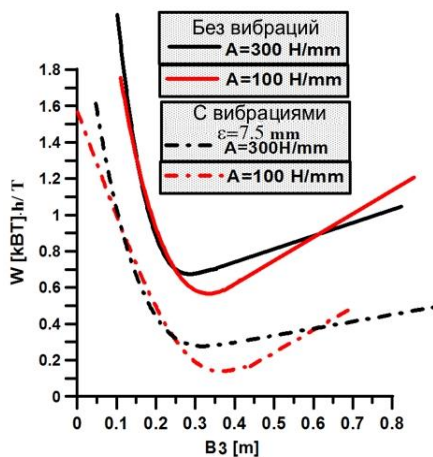


Рис. 7. Зависимости удельной энергоёмкости от ширины захвата рабочего органа.

Расчетами установлено, что разрушение забоя щелевым способом менее энергоемко, чем сплошное резание.

Таким образом, проведённые исследования показали, что **суммарная удельная энергоёмкость разрушения забоя рабочим органом выемочной машины находится в параболической зависимости от ширины захвата выемочной машины, при этом минимальное значение удельной энергоёмкости с учётом наложения вибрационных воздействий на забой достигается при ширине захвата 0,35–0,4 м**, что является третьим научным положением, защищаемым в данной диссертационной работе. Причем быстрое снижение удельной энергоёмкости происходит при малых значениях ширины захвата, затем кривая энергоёмкости при минимальном значении выполаживается, а далее с увеличением ширины захвата происходит рост энергоёмкости, так как меняется соотношение разрушаемых объемов и мощностей отрывом и резанием с изменением ширины захвата.

Для экспериментального определения параметров процесса резания полезных ископаемых с помощью созданного макета рабочего органа выемочной машины был разработан экспериментальный стенд, предназначенный для проведения исследований с целью получения статистических данных о конструктивных, кинематических и энергетических параметрах рабочего органа при разрушении различных пород, работающего без вибрации и с использованием вибрационного воздействия на разрушаемый материал.

Экспериментальный стенд разработан на базе токарно-винторезного станка типа «163» (с поперечной механической подачей суппорта), на котором закреплена



Рис. 8. Иллюстрация кинематики рабочего органа и принципа его действия: 1 – рабочий орган;

2 – карданный вал; 3 – опорная втулка;

4 – эксцентриковый вал; 5 – патрон шпинделя; 6 – резец;

7 – породный блок; 8 – короб породного блока;

9 – скалыватель; 10 – суппорт.

конструкция, имитирующая разрушаемый забой и включающая короб породного блока для размещения породных блоков, состоящих из материалов, которые по своим физико-механическим свойствам могут быть близки к различным полезным ископаемым (например, угольный, известняковый, гипсовый, газобетонный, пенобетонный, газосиликатный блоки). Рабочий орган приводится во вращение электродвигателем посредством карданного вала (рисунок 8). Рабочий орган свободно вращается на эксцентриковом валу, закрепленном в шпинделе станка. Эксцентриковый вал приводится во вращение отдельным электродвигателем, благодаря чему создаются радиальные колебания рабочего органа с заданной амплитудой. Перемещение закрепленного образца испытуемого материала осуществляется посредством электродвигателя суппорта (подачи).

Для определения интервалов варьирования основных факторов (режимных параметров выемочной машины), определяющих последующие целевые функции – суммар-

ную мощность приводов; соотношения ширины и высоты целика, образуемого в ходе нарезания щелей в породном блоке; удельных энергозатрат – была проведена серия ориентирующих опытов. Во внимание принимались результаты теоретических расчетов по разработанной нами математической модели. Изменение некоторых функций имеет ярко выраженный экстремальный, а изменение других имеет монотонный характер. Поэтому основной целью опытных работ являлась проверка качества разработанной математической модели.

Ориентирующие эксперименты показали необходимость вертикального перемещения (двойной амплитуды) колебаний рабочего органа 3,0; 6,0; 10,0; 15,0 мм.



Рис. 9. Общие виды эксцентриковых валов с эксцентриситетами 1,5; 3,0; 5,0; 7,5 мм.

Поэтому были спроектированы, изготовлены и испытаны сменные эксцентриковые валы с эксцентриситетами 1,5; 3,0; 5,0 и 7,5 мм (рисунок 9).

На рисунке 10 представлен общий вид узла крепления рабочего органа на карданном валу. Обращает на себя внимание тот факт, что вибрации передаются вращающимся эксцентриковым валом рабочему органу через латунную втулку 3.

На рисунке 11 представлен породный блок после воздействия на него рабочего органа. Хорошо видны 2 зоны. Зона 1 характеризуется полным скалыванием целика. В этой зоне осуществлялось комбинированное воздействие (резание плюс вибрации) на породный блок. Целики, находящиеся в зоне 2, не сколоты, а в породном блоке хорошо видны нарезанные щели. В этой зоне осуществлялось резание породного блока (без наложения вибрационного воздействия).



Рис. 10. Общий вид узла крепления рабочего органа на карданном валу:

1 – карданный вал; 2 – опорная втулка; 3 – латунная втулка.

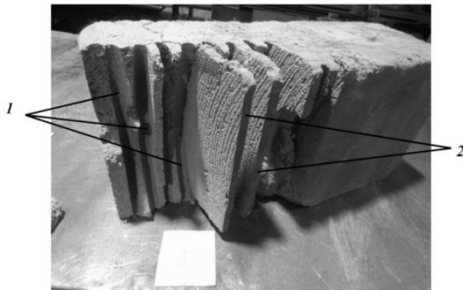


Рис. 11. Общий вид породного блока после воздействия на него рабочего органа:

1 – зона комбинированного воздействия; 2 – зона резания (без наложения вибрационного воздействия).

Кинематическая схема станда следующая: в патроне станка зажимались сменные эксцентриковые валы с эксцентриситетами 1,5, 3,0, 5,0 и 7,5 мм; на эксцентриковую часть вала надевались рабочие органы различных типов. Эксцентриковые валы и рабочие органы, а также поперечная подача испытуемого материала, имели независимые приводы. Линейные скорости и частоты вращения регулировались с

помощью частотных преобразователей. Измерение параметров осуществлялось посредством ваттметров, мультиметров и другого лабораторного цифрового измерительного оборудования, соединенного в единый комплекс с персональным компьютером. Обработка результатов велась с помощью современного программного обеспечения GRAPHER 2.0.

Рабочие органы выполняются диаметрами 300, 400 и 500 мм. При этом скорость вращения шпинделя регулируется с целью обеспечения линейной скорости резания в пределах от 5,0 до 10,0 м/с. Скорость подачи суппорта определяется в процессе резания (она должна быть на порядок ниже скорости резания) и регулируется преобразователем частоты тока электродвигателя суппорта.

Перед началом разрушения блоков суппорт подводят в зону вращения рабочего органа. Ширина прорезаемой щели – до 30 мм. Мелкие фракции разрушаемого материала ссыпаются по наклонной плоскости стенда в противоположную от оператора сторону.

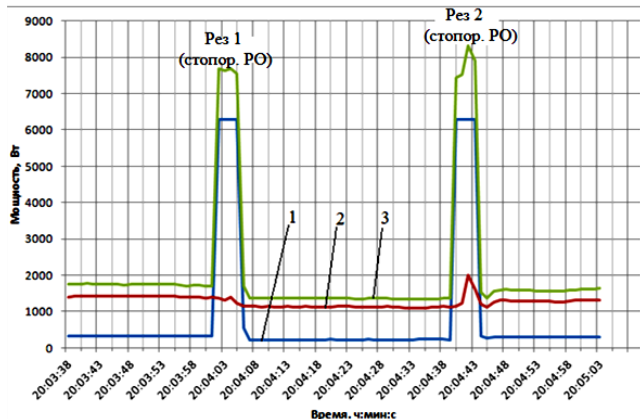
Анализ зависимостей, представленных на этом рисунке, свидетельствует о том, что разница (в 5 раз) частот вращения валов вибровозбудителя и рабочего органа становится достаточной для эффективного отделения целика от забоя.

На рисунке 12 представлены зависимости мощности и тока на валу рабочего органа от времени при встречном вращении и частоте вращения рабочего органа (по току) 20 Гц, вибровозбудителя 50 Гц. Анализ зависимостей, представленных на рисунке 13, свидетельствует о том, что разница (в 2,5 раза) частот вращения валов вибровозбудителя и рабочего органа недостаточна для эффективного отделения целика от забоя, даже несмотря на повышенную амплитуду колебаний (эксцентриситет) рабочего органа.

тет) рабочего органа.

Рис. 12. Зависимости мощности от времени при разрушении целика в рабочем режиме

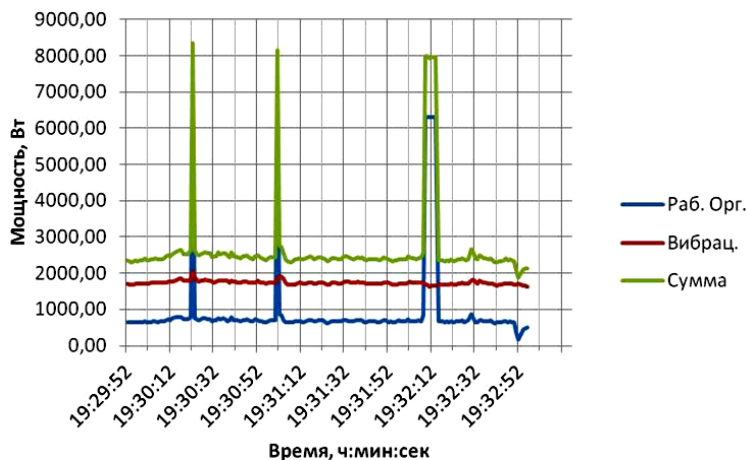
при встречном вращении (эксцентрик 5 мм, известная, подача 7 мм/сек, частота вращения рабочего органа 20 Гц, вибровозбудителя 50 Гц): 1 – электродвигатель привода рабочего органа; 2 – электродвигатель привода вибровозбудителя; 3 – суммарная характеристика.



Большое значение для задания формы кривой мощности резания имеет величина эксцентриситета, или амплитуда колебаний, вала вибровозбудителя. На рисунке 13 представлены зависимости мощности и тока на валу рабочего органа от времени при встречном вращении и частоте рабочего органа 20 Гц, вибровозбудителя 100 Гц, эксцентрик 5 мм. Анализ зависимостей, позволяет сделать вывод о том, что при эксцентриситете вала вибровозбудителя 5 мм время воздействия рабочего органа на забой до полного отделения от него целика меньше, чем при эксцентриситете

1,5 мм, что свидетельствует о меньшей энергоёмкости процесса при эксцентриситете 5 мм.

Рис. 13. Зависимости мощности от времени при разрушении целика в рабочем режиме (три скола), при встречном вращении (эксцентрик 5 мм, известняк, подача 20 мм/сек, частота вращения рабочего органа 20 Гц, вибровозбудителя 100 Гц).



Как показали исследования, для материалов различной прочности весьма важно условие направления вращения рабочего органа и вала вибровозбудителя. Сонаправленное вращение обоих валов значительно уменьшает частоту колебаний рабочего органа, что оказывает негативное влияние на динамические параметры процесса отделения подрезанной полосы от забоя и в значительной мере увеличивает энергоёмкость этого процесса. Так, например, отдельно были проведены замеры мощности на валу вибровозбудителя при встречном и сонаправленном вращениях рабочего органа и вала вибровозбудителя при одинаковых равных прочих условиях. Установлено, что при встречном вращении валов мощность на валу вибровозбудителя выше, а частота воздействий рабочего органа на целик значительно выше, чем при сонаправленном вращении валов. Кроме того, анализируя форму кривой мощности, можно отметить, что время воздействия рабочего органа на забой до полного отделения от него целика меньше при встречном вращении валов, чем при сонаправленном, что свидетельствует о меньшей энергоёмкости процесса при эксцентриситете 5 мм.

Специально были получены и исследованы зависимости суммарной мощности от скорости подачи выемочной машины. Форма данных зависимостей, а также уравнения регрессии, по которым они были построены практически совпадает с кривыми, представленными на рисунке 6. Это позволяет сделать вывод о том, что **суммарная мощность, затрачиваемая на отрыв горной породы, находится в параболической зависимости от скорости подачи выемочной машины, причём влияние наложения вибрационных воздействий на разрушаемый забой начинает существенно сказываться при скорости подачи более 10 м/мин**, что экспериментально подтверждает второе научное положение, сформулированное в теоретической части исследований и защищаемое в данной диссертационной работе.

Составляющая этой мощности $N_{тр.орг.}$, расходуемая на трение скалывающего устройства о целик, также линейно растет с увеличением скорости подачи. Мощность на подачу $N_{п.орг.}$ изменяется по параболическому закону. Причем, в диапазоне скоростей от 0 до 20 м/мин мощность на подачу $N_{п.орг.}$ изменяется медленнее мощности

$N_{тр.отр}$, расходуемой на трение скалывающего устройства. Так, при $v_n = 12$ м/мин мощность на подачу составит ~ 1 кВт, соответственно на трение – ~ 11 кВт.

На энергоёмкость отделения целиков H_w существенное влияние оказывают параметры их поперечного сечения b и h (ширина и глубина щели соответственно) и их соотношение b/h .

В расчётах принималась глубина щели целика $h = 0,06$ м, ширина целика изменялась дискретно в диапазоне $b = 0,024 \dots 0,06$ м. Анализ зависимостей, представленных на рисунке 14, показывает, что удельные энергозатраты на отрыв целика находятся в квадратичной зависимости от величины отношения ширины целика к его высоте. При этом минимальные значения энергозатрат при выбранном значении h находятся в диапазоне $b/h = (0,65 \dots 0,85)$. Следует, однако, отметить, что найденный минимум энергозатрат зависит от многих естественных факторов, особенно от крепости горной породы, и от горно-технических условий разрабатываемого пласта.

На рисунке 15 представлены зависимости суммарной потребляемой мощности на отрыв целика от его ширины $b_{ц}$. Зависимости построены получены для условий: $A = 100$ Н/мм, $\sigma_{сж} = 12$ МПа, $\sigma_{раст} = 0,38$ МПа, $f_{мп} = 0,3$, $v_n = 12$ м/мин.

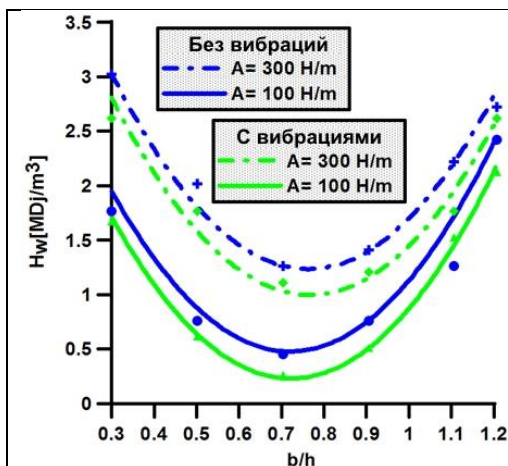


Рис. 14. Зависимости удельных энергозатрат от отношения ширины целика к его высоте.

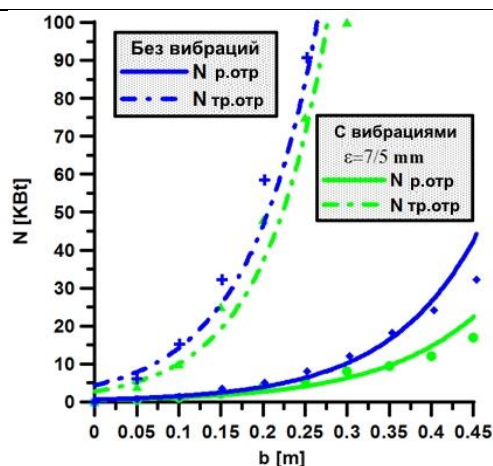


Рис. 15. Зависимости мощности от ширины целика.

Из зависимостей следует, что суммарная мощность отрыва $N_{отр}$ и мощность, расходуемая на трение скалывающего элемента по целику $N_{тр.отр}$, имеет параболический характер и растет быстрее изменяемого параметра $b_{ц}$.

При этом при прочих равных условиях наложение вибраций существенно снижает величину суммарной мощности.

Отдельно исследовались зависимости удельной энергоёмкости от ширины захвата рабочего органа при сопротивляемости резанию 100 и 300 Н/мм. Зависимости в диапазоне величины захвата $0,2 \dots 0,4$ м имеют четко выраженные минимумы энергозатрат. При этом при прочих равных условиях наложение вибраций существенно снижает величину суммарной мощности. Форма данных зависимостей, а также

уравнения регрессии, по которым они были построены практически совпадает с кривыми, представленными на рисунке 6. Таким образом, проведённые исследования показали, что суммарная удельная энергоёмкость разрушения забоя рабочим органом выемочной машины находится в параболической зависимости от ширины захвата выемочной машины, при этом минимальное значение удельной энергоёмкости с учётом наложения вибрационных воздействий на забой достигается при ширине захвата 0,35–0,4 м, что экспериментально подтверждает третье научное положение, сформулированное в теоретической части исследований и защищаемое в данной диссертационной работе.

В данной диссертационной работе также проведено сравнение теоретических и экспериментальных зависимостей. В качестве примера сравним теоретические и экс-

периментальные зависимости удельной энергоёмкости от ширины захвата рабочего органа (рисунок 16). Обращает на себя внимание тот факт, что на экспериментальной кривой минимум величины удельной энергоёмкости смещён в сторону большего значения ширины захвата рабочего органа. Этот факт можно объяснить наличием дефектов и трещин в структуре забоя, а также проявлением влияния эффекта отжима горной породы в призабойном пространстве. Вместе с тем числовые значения, отложенные по осям координат, определяющих теоретические и экспериментальные зависимости, практически идентичны. Это говорит о хорошей сходимости результатов теоретических и экспериментальных ис-

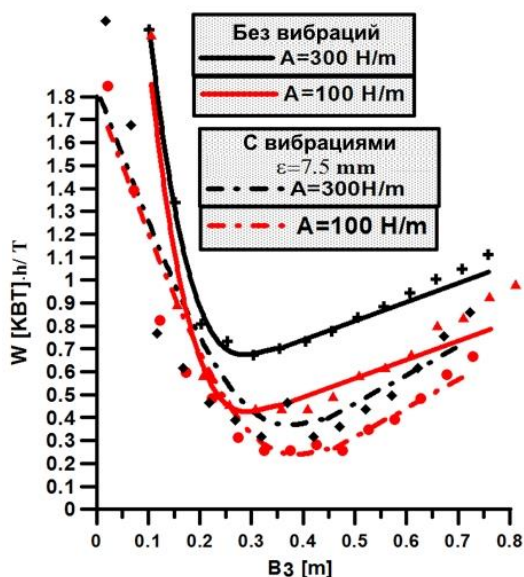


Рис. 16. Сравнение теоретических и экспериментальных зависимостей удельной энергоёмкости от ширины захвата рабочего органа.

следований.

Сравнительный анализ теоретических и экспериментальных зависимостей показал адекватность разработанных математических моделей реальным динамическим процессам, протекающим при функционировании рабочего органа выемочной машины. Сходимость результатов теоретических и экспериментальных исследований при доверительной вероятности 0,93 составила 87 %.

Проведённые теоретические и экспериментальные исследования функционирования рабочего органа выемочной машины позволили разработать методику расчёта кинематических, динамических и энергетических параметров выемочной машины. Разработка методики стала возможной с созданием универсального экспериментального стенда, и опытно-промышленного образца выемочной машины, что

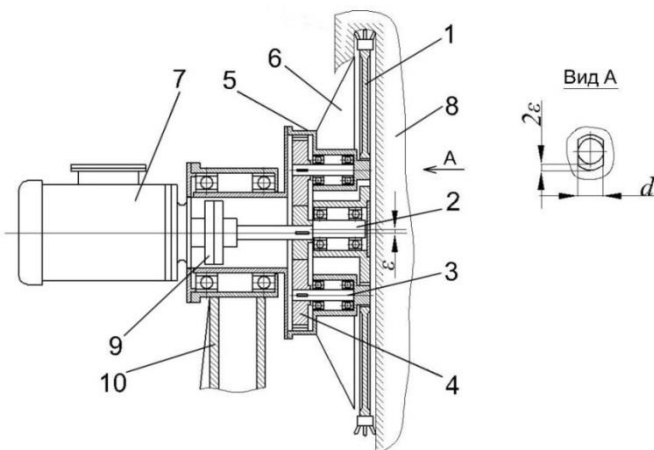
позволило произвести качественный и количественный анализ процессов, происходящих при функционировании рабочего органа выемочной машины, и на этом основании определить значения вышеуказанных параметров, при которых достигается минимальная удельная энергоёмкость разрушения массива горной породы.

Основным объектом исследований в данной диссертационной работе являлся рабочий орган выемочной машины. На основании проведённых теоретических и экспериментальных исследований функционирования рабочего органа выемочной машины было сконструировано и изготовлено для разрушения горных пород с различными физико-механическими свойствами три оригинальных варианта макетов рабочих органов для и поданы заявки на изобретения.

Один из таких вариантов опытно-промышленного образца рабочего органа выемочной машины показан на рисунке 17. Разработанная в диссертации методика расчёта основных параметров выемочной машины принята к использованию на ПАО «ППГХО» при разработке технологии проходки подготовительных выработок на проектируемом объекте «Освоение Аргунского и Жерлового месторождений. Строительство Рудника № 6 ПАО «ППГХО».

Рис. 17. Опытно-промышленный образец рабочего органа выемочной машины.

1 - рабочий орган, 2 - эксцентрик, 3 - вал сателлита, 4 - сателлит, 5 - водило, 6 - скалыватель, 7 - электродвигатель, 8 - массив полезного ископаемого, 9 - муфта, 10 - опора рабочего органа



ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертационной работе на основании выполненных исследований осуществлено решение важной научно-технической задачи по обоснованию режимных параметров выемочной машины с вибрационным воздействием рабочего органа на массив горной породы, имеющей большое значение для горнодобывающей и строительной отраслей промышленности.

Основные научные выводы и результаты диссертационной работы заключаются в следующем:

1. Установлено, что наибольшая эффективность отделения горных пород выемочными горными машинами может быть достигнута при использовании технологии отделения от массива полезного ископаемого (породы) сверхузкими полосами (до 0,4 м) и разрушения породного массива щелевым способом с наложением вибрационных воздействий на забой, заключающимся в прорезании вдоль забоя опере-

жающей щели с последующим взламыванием образуемого щелью породного целика, благодаря чему происходит снижение удельных энергозатрат на разрушение и улучшение сортового состава отделенной от массива породы.

2. Сделана оценка вибрационного разрушения горных пород и выбраны параметры вибрационных воздействий для дальнейших исследований с целью снижения энергоёмкости рабочего процесса.3.

Разработана математическая модель функционирования рабочего органа выемочной машины, отличающаяся тем, что она описывает комбинированное воздействие рабочего органа на массив горной породы с учётом наложения вибрационных воздействий на него, а также физико-механические свойства разрушаемого материала и позволяет установить взаимосвязь энергетических и режимных параметров выемочной машины.

4. Установлено, что суммарная мощность, затрачиваемая на отрыв горной породы, находится в параболической зависимости от скорости подачи выемочной машины, причём влияние наложения вибрационных воздействий на разрушаемый забой начинает существенно сказываться при скорости подачи более 10 м/мин.

5. Доказано, что суммарная удельная энергоёмкость разрушения забоя рабочим органом выемочной машины находится в параболической зависимости от ширины захвата выемочной машины, при этом минимальное значение удельной энергоёмкости с учётом наложения вибрационных воздействий на забой достигается при ширине захвата 0,35–0,4 м.

6. На основании анализа работы скалывающих элементов установлено, что зависимость периодичности скола целиков от скорости подачи имеет гиперболический характер, выполаживание происходит при скорости подачи 6–10 м/мин. При скоростях свыше 10 м/мин происходит практически непрерывный процесс скола и снижается динамика работы рабочего органа.

7. Анализ полученных уравнений мощности и энергоёмкости для комбинированного способа разрушения забоя показал целесообразность и эффективность снижения ширины захвата и увеличения скорости подачи. Для крепких углей использование этого способа разрушения наиболее эффективно.

8. При разрушении (скалывании) отрезаемых дисками целиков с помощью клиновых устройств (конических шарошек) удельные энергозатраты обусловлены силами трения о целик при вращении диска рабочего органа и при перемещении его со скоростью подачи, а величины сил трения связаны с напряжениями в породе при ее скалывании.

9. При одних и тех же кинематических параметрах при встречном вращении валов рабочего органа и вибровозбудителя относительная скорость вращения больше, что при прочих равных условиях обеспечивает более интенсивное воздействие на породу, вследствие чего мощность, затрачиваемая на разрушение горной породы, меньше.

10. Величина снижения удельных энергозатрат при вибрационном резании зависит от коэффициента изменения мощности, частоты вращения вала вибровозбудителя, инициирующего радиальные колебания рабочего органа, и частоты вращения вала рабочего органа, а также отношения величины эксцентриситета и толщины стружки, отделяемой резцом.

11. Зависимости коэффициента изменения мощности от угловой скорости вращения рабочего органа, полученные при различных значениях эксцентриситетов вала вибровозбудителя (амплитудах колебаний), имеют максимумы, соответствующие минимальным удельным энергозатратам. Наибольшие максимумы получены при значении эксцентриситета 7,5 мм, а наименьшие – 1,5 мм, т. е. влияние вибраций увеличивается с ростом эксцентриситета или амплитуды колебаний рабочего органа и резцов. При значении эксцентриситета вибровозбудителя $\varepsilon = 1,5$ мм влияние вибрационного резания практически было незначительным.

12. Рекомендуется для повышения энергоэффективности вибрационного резания рабочим органом выемочной машины принимать амплитуду колебаний рабочего инструмента больше максимальной толщины стружки, отделяемой режущим инструментом рабочего органа.

13. Эффект уменьшения удельных энергозатрат при вибрационном резании может быть достигнут только при радиально направленных колебаниях рабочего органа выемочной машины.

14. На основе аналитических исследований получены исходные рекомендации по геометрическим, кинематическим, силовым и энергетическим параметрам клиновых устройств для скалывания межщелевых породных целиков.

15. Сравнительный анализ теоретических и экспериментальных зависимостей показал адекватность разработанных математических моделей реальным динамическим процессам, протекающим при функционировании рабочего органа выемочной машины. Сходимость результатов теоретических и экспериментальных исследований при доверительной вероятности 0,93 составила 87 %.

Разработанная в диссертации методика расчёта основных параметров выемочной машины принята к использованию на ПАО «ППГХО» при разработке технологии проходки подготовительных выработок на проектируемом объекте «Освоение Аргунского и Жерлового месторождений. Строительство Рудника № 6 ПАО «ППГХО». В частности, были использованы рекомендации по применению в качестве горнопроходческого оборудования выемочной машины с вибрационным воздействием рабочего органа на массив горной породы. Внедрение результатов диссертационной работы делает возможным уменьшение энергозатрат на производство горных работ за счёт снижения энергоёмкости выемочной машины, которая обеспечивается заданием рациональных параметров рабочего органа с комбинированным воздействием его на очистной забой.

По теме диссертации опубликованы следующие работы.

Публикации в изданиях, рекомендованных ВАК РФ:

1. **Тарасов М.А.** Моделирование параметров функционирования выемочной машины с вибрационным воздействием на горные породы // Устойчивое развитие горных территорий. 2019. №1. С. 85-97.(индексирована в базах Scopus)

2. Дмитрак Ю.В., Выхребенец А.С., **Тарасов М.А.**, Маслов М.И. Разработка экспериментального стенда функционирования рабочего органа выемочной машины. Сборник научных работ преподавателей и аспирантов СКГМИ (ГТУ). М.: Издательство «Горная книга». Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал).-2018.-№4 (специальный выпуск 12), с.17-28.

3. Дмитрак Ю.В., Выскребенец А.С., **Тарасов М.А.** (АО «ЦПТИ»). Определение энергетических параметров рабочего органа выемочной машины при комбинированном способе разрушения массива горной породы. Сборник научных работ преподавателей и аспирантов СКГМИ (ГТУ). М.: Издательство «Горная книга». Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал).-2018.-№4 (специальный выпуск 12), с.28-38-28.

4. Дмитрак Ю.В., Выскребенец А.С., **Тарасов М.А.** (АО «ЦПТИ»). К вопросу определения мощности на валу рабочего органа выемочной машины. Сборник научных работ преподавателей и аспирантов СКГМИ (ГТУ). М.: Издательство «Горная книга». Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал).-2018.-№4 (специальный выпуск 12), с.57-67.

Публикации в других изданиях:

5. **Тарасов М.А.** Быстроходная выемочная машина с исполнительным органом, оказывающим комбинированное воздействие на очистной забой Актуальные проблемы современной науки, техники и образования: тезисы докладов 77-й международной научно-технической конференции. Магнитогорск: Изд-во Магнитогорск. гос. техн. ун-та им. Г.И. Носова, 2019. Т.1. 619 с.

6. **Тарасов М.А.**, д.т.н. Дмитрак Ю.В. Некоторые вопросы применения быстроходной выемочной машины при отработке тонких пластов и проходке горных выработок. Материалы международной научно-технической конференции Решение экологических и технологических проблем горного производства на территории России, ближнего и дальнего зарубежья. Сборник научных трудов «ВНИПИпромтехнологии». 2019. С.26–29.