

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Пермский национальный исследовательский политехнический университет»

На правах рукописи



КУОЗА ВЛАДИСЛАВ ДМИТРИЕВИЧ

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ
ПРОХОДЧЕСКО-ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ ПРИ
НЕПОЛНОМ СЕЧЕНИИ ВЫРАБОТКИ**

Специальность 2.8.8 – «Геотехнология, горные машины»

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук, профессор
Трифанов Геннадий Дмитриевич

Пермь – 2026

ОГЛАВЛЕНИЕ

| | |
|--|----|
| ВВЕДЕНИЕ | 5 |
| ГЛАВА 1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ ПРОХОДЧЕСКО-ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ | 11 |
| 1.1. Характеристика Верхнекамского месторождения калийно-магниевых солей | 11 |
| 1.2. Особенности разработки калийных пластов комбайновым способом выемки | 13 |
| 1.3. Устройства и способы разрушения калийных руд проходческо-очистным комбайном «Урал-20Р» | 17 |
| 1.4. Анализ работы проходческо-очистных комбайнов «Урал-20Р»..... | 24 |
| Выводы по главе 1 | 31 |
| ГЛАВА 2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА РАЗРУШЕНИЯ МАССИВА ИСПОЛНИТЕЛЬНЫМ ОРГАНОМ ПРОХОДЧЕСКО-ОЧИСТНОГО КОМБАЙНА ПРИ НЕПОЛНОМ СЕЧЕНИИ ВЫРАБОТКИ | 32 |
| 2.1. Влияние типа резца на планетарно-дисковом исполнительном органе комбайна | 32 |
| 2.2. Процесс формирования резов планетарно-дискового исполнительного органа..... | 37 |
| 2.3. Математическая модель определения нагрузок в приводной системе планетарно-дискового исполнительного органа при неполном сечении выработки..... | 48 |
| 2.3.1. Определение силовых параметров, действующих на резец исполнительного органа | 48 |

| | |
|--|-----|
| 2.3.2. Определение количества резцов, взаимодействующих с горным массивом..... | 52 |
| 2.3.3. Исследования общей зоны разрушения планетарно-дисковыми органами..... | 59 |
| 2.3.4. Теоретическое определение нагруженности приводной системы исполнительного органа | 61 |
| 2.3.5. Анализ результатов | 63 |
| 2.4. Теоретическое исследование тяговой способности гусеничного органа проходческо-очистного комбайна..... | 72 |
| Выводы по главе 2 | 84 |
| ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ ПРОХОДЧЕСКО-ОЧИСТНОГО КОМБАЙНА ПРИ НЕПОЛНОМ СЕЧЕНИИ ВЫРАБОТКИ | 85 |
| 3.1. Программно-регистрирующий комплекс «ВАТУР»..... | 85 |
| 3.2. Организационно-подготовительные мероприятия проведения эксперимента..... | 89 |
| 3.3. Анализ результатов экспериментальных исследований..... | 91 |
| 3.4. Верификация математической модели..... | 97 |
| Выводы по главе 3 | 99 |
| ГЛАВА 4. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА ПРОХОДЧЕСКО-ОЧИСТНОГО КОМБАЙНА | 100 |
| 4.1. Разработка конструкции приводной системы планетарно-дискового исполнительного органа, разрушающего калийный массив последовательно-шахматными резами..... | 100 |
| 4.2. Разработка конструкции планетарно-дискового исполнительного органа, обеспечивающая повышения тяговой способности гусеничного органа | 104 |

| | |
|---|-----|
| 4.3. Разработка конструкции наклонно-дискового исполнительного органа, обеспечивающая разрушение калийного массива перекрестным резанием. | 110 |
| Выводы по главе 4 | 116 |
| ЗАКЛЮЧЕНИЕ | 117 |
| СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ | 119 |
| ПРИЛОЖЕНИЕ 1 | 132 |
| ПРИЛОЖЕНИЕ 2 | 135 |
| ПРИЛОЖЕНИЕ 3 | 136 |

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Россия является ключевым поставщиком калийных удобрений на мировые рынки. Объемы запасов калийной руды оцениваются в 30 % от мировых. Освоение калийных месторождений осуществляется подземным способом с применением камерной системы разработки и оставлением межкамерных целиков.

Механизированная выемка полезного ископаемого обусловливается широким применением отечественных проходческо-очистных комбайнов с комбинированным планетарно-дисковым исполнительным органом. Уже более 30 лет основным поставщиком комбайнового оборудования является ОАО «Копейский машиностроительный завод» (г. Копейск, Челябинская область). В последнее время на калийных рудниках проходят промышленные испытания проходческо-очистных комбайнов нового типа, оснащенных плоско-дисковым исполнительным органом.

Добыча калийной руды проходческо-очистными комбайнами характеризуется двумя основными вариантами их работы: отработка полного сечения (глухой забой) и неполного сечения выработки. Работа комбайна неполным сечением выработки сопряжена с высокими динамическими нагрузками на приводные системы исполнительных органов, которые до настоящего времени остаются малоизученными.

Технологические параметры выработок, разрабатываемых проходческо-очистными комбайнами неполным сечением, и конструктивные параметры исполнительных органов оказывают существенное влияние на формирование нагрузок на приводные системы породоразрушающих инструментов, гранулометрический состав отбитой руды и энергоэффективность процесса отбойки калийного массива. Таким образом, обоснование технологических параметров выработок и исполнительных органов при работе проходческо-очистных комбайнов неполным сечением выработки является актуальной задачей.

Степень разработанности темы исследования. Значительный вклад в решение вопросов, связанных с исследованием нагрузок, действующих на приводные системы исполнительных органов, обоснованием рациональных параметров работы добычных комбайнов и повышением показателей их надежности, внесли В.А. Бреннер, В.В. Габов, В.Н. Гетопанов, Л.Б. Глатман, А.В. Докукин, А.Б. Жабин, Э.А. Загривный, С.Л. Иванов, С.К. Кабиев, Л.И. Кантович, Н.Г. Картавый, Ю.Д. Красников, Е.З. Позин, В.М. Рачек, В.И. Солод, Г.И. Солод, С.В. Солод, Л.И. Старков, Н.И. Сысоев, Н.В. Чекмасов, Д.И. Шишлянников, И.Г. Шмакин и др.

Объект исследования – процесс разрушения калийного массива исполнительным органом проходческо-очистного комбайна.

Предмет исследования – конструктивные параметры исполнительных органов проходческо-очистных комбайнов и технологические параметры выработок при работе неполным сечением.

Цель работы заключается в определении основных факторов, влияющих на эффективность работы проходческо-очистных комбайнов при неполном сечении выработки, и обосновании рациональных параметров работы планетарно-дискового исполнительного органа комбайна на основе исследований нагрузок, действующих на его приводную систему.

Идея работы. Определение рациональных технологических параметров работы планетарно-дискового исполнительного органа проходческо-очистного комбайна неполным сечением выработки, зависящих от высоты уступа забоя, и расширение области применения комбайнов снижением вероятности проскальзывания его гусениц.

Задачи исследования

1. Анализ особенностей работы планетарно-дискового органа проходческо-очистного комбайна неполным сечением выработки.
2. Проведение теоретических и экспериментальных исследований работы проходческо-очистного комбайна неполным сечением выработки.
3. Обоснование оптимальных технологических параметров работы

исполнительного органа проходческо-очистного комбайна при неполном сечении выработки.

4. Разработка предложений по перспективным конструкциям исполнительного органа проходческо-очистного комбайна.

Научная новизна исследования

1. Установлена зависимость динамических нагрузок, действующих на приводную систему планетарно-дискового исполнительного органа, от высоты уступа забоя при работе комбайна неполным сечением выработки.

2. Установлено, что проскальзывание гусениц зависит от угла наклона планетарно-дискового исполнительного органа комбайна к его оси. Изменение угла наклона исполнительного органа позволяет расширить область применения комбайна без потери его производительности.

Теоретическая и практическая значимость работы

1. Экспериментально определены нагрузки на приводные системы исполнительного органа комбайна при его работе неполным сечением выработки с различной высотой уступа забоя.

2. Разработана математическая модель определения нагрузок, действующих на приводную систему планетарно-дискового исполнительного органа комбайна при работе неполным сечением выработки, учитывающая высоту уступа забоя, угол поворота планетарного органа и общую зону разрушения двух исполнительных органов.

3. Определен рациональный диапазон высоты уступа забоя при работе проходческо-очистного комбайна неполным сечением выработки, обеспечивающий снижение динамических нагрузок на приводные системы исполнительного органа.

4. Предложена конструкция планетарно-дискового исполнительного органа, позволяющая расширить область применения комбайна за счет снижения проскальзывания его гусениц при движении комбайна в гору или работе неполным сечением выработки.

Методология и методы исследования

Научный анализ и обобщение результатов ранее проведенных исследований в области выбора рациональных параметров исполнительных органов проходческо-очистных комбайнов, аналитические расчеты, экспериментальные исследования нагруженности приводов исполнительного органа при работе неполным сечением выработки.

Соответствие паспорту специальности

Тема исследования соответствует паспорту научной специальности 2.8.8 – «Геотехнология, горные машины»:

п. 15 – Методы и средства повышения эксплуатационных характеристик и надежности горных машин и оборудования, в том числе за счет обоснования рациональных режимов их функционирования на открытых и подземных горных работах.

Положения выносимые на защиту

1. Нагрузки на приводную систему планетарно-дискового исполнительного органа комбайна при работе неполным сечением выработки определяются высотой уступа забоя и количеством резцов, контактирующих с забоем.

2. Рациональный диапазон высоты уступа забоя необходимо определять по критерию минимальных динамических нагрузок, действующих на приводную систему планетарно-дискового исполнительного органа комбайна, и удельного расхода энергии.

3. Изменение угла наклона планетарно-дискового исполнительного органа к оси комбайна по установленной зависимости обеспечивает снижение проскальзывания его гусениц и расширение области применения комбайна.

Степень достоверности и апробация результатов работы

Обоснованность и достоверность положений, выводов и рекомендаций подтверждаются результатами экспериментальных исследований нагруженности планетарно-дискового исполнительного органа проходческо-

очистного комбайна «Урал-20Р» в условиях его эксплуатации на калийных рудниках. Основные выводы теоретических исследований согласуются с общепризнанными представлениями о закономерностях работы приводов выемочных машин.

Основные положения работы, результаты теоретических и экспериментальных исследований докладывались на следующих конференциях: международная научно-практическая конференция «Горная и нефтяная электромеханика» (г. Пермь, 2022, 2023, 2024 гг.), международная научно-техническая конференция «Чтения памяти В.Р. Кубачека» (г. Екатеринбург, 2022, 2023, 2024, 2025 гг.), международный научный симпозиум «Неделя горняка» (г. Москва, 2023, 2024 гг.).

Личный вклад соискателя. Проведен анализ особенностей разработки калийных пластов комбайновым способом выемки, проведен анализ конструкций породоразрушающих инструментов и режимов работы проходческо-очистных комбайнов. Сформулированы цель и задачи исследований. Построена математическая модель определения нагрузок, действующих на приводную систему планетарно-дискового исполнительного органа комбайна при работе неполным сечением выработки. Проведены теоретические исследования возникновения проскальзывания гусениц комбайна в зависимости от высоты уступа забоя и угла наклона проходимой выработки. Разработана методика и проведены экспериментальные исследования по определению действующих нагрузок на приводные системы породоразрушающих органов проходческо-очистного комбайна «Урал-20Р». Предложены параметры высоты уступа забоя с целью снижения динамических нагрузок на планетарно-дисковый исполнительный орган и конструкция исполнительного органа с целью снижения проскальзывания гусениц комбайна при работе неполным сечением выработки.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 10 работ, в том числе 3 статьи в рецензируемых научных изданиях ВАК, 7 статей в прочих изданиях. Получено 3 патента на изобретение.

Структура и объем работы

Диссертация состоит из введения, четырёх глав, четырёх приложений, общим объемом 136 страниц печатного текста, содержит 11 таблиц и 56 рисунков, список литературы из 107 наименований.

ГЛАВА 1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ ПРОХОДЧЕСКО-ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ

1.1. Характеристика Верхнекамского месторождения калийно-магниевых солей

Крупнейшими поставщиками калийно-магниевых удобрений на мировой рынок являются Канада (31 %), Россия (20 %) и Беларусь (16 %) [107]. Россия представлена двумя основными месторождениями – Верхнекамское (более 90 %) и Гремячинское. Среди перспективных месторождений выделяют Непское и Эльтонское [11].

Верхнекамское месторождение калийно-магниевых солей (ВМКМС), чья площадь охватывает 3,7 тыс. км² [37], располагается в Пермском крае. Основная часть залежи залегает на левом берегу реки Камы и имеет форму асимметричного овала, достигая в длину (с севера на юг) 206 километров, а в ширину (с запада на восток) — 56 километров.

ВМКМС является крупнейшим месторождением на Евразийском континенте с геологическими запасами каменной соли 4,65 трлн тонн, сильвинита – 113 млрд тонн и карналлитовой руды – 96,4 млрд тонн. Годовой объем добычи минеральных удобрений составляет 30 млн тонн, основная часть которых экспортируется во многие страны мира (около 92 %). На внутреннее потребление промышленности и сельского хозяйства Российской Федерации остается около 8 % [79].

Из сочетания галита с сильвинитом и галита с карналлитом образуются породы, имеющие своеобразные структуры, обусловленные различием в форме хлоридов натрия NaCl, калия KCl и магния MgCl₂. Верхнекамская соляная залежь представлена покровной каменной солью, толщей калийных солей (сильвинитовая и сильвинито-карналлитовая зоны) и подстилающей каменная соль (таблица 1.1) [63]. Зоны калийных солей насчитывают 15 различных пластов, из которых рабочими являются «Красный-II», «АБ» и «В».

Таблица 1.1 – Состав калиных солей ВМКМС

| Место-рождение | Порода | Содержание компонентов, % | | | | |
|----------------|-------------------|---------------------------|-----------|-------------------|-------------------|------------------------|
| | | KCl | NaCl | MgCl ₂ | CaSO ₄ | Нераствори-мый остаток |
| Верхне-камское | Сильвинит красный | 19,7–42,9 | 51,6–77,2 | 0,2–0,4 | 1,3–2,5 | 1,1–4,6 |
| | Сильвинит пестрый | 20,8–38,7 | 54,5–76,7 | 0,1–1,2 | 0,9–2,3 | 0,9–6,3 |
| | Карналлитовая | 13,4–20,6 | 33,0–53,6 | 14,5–19,0 | 0,8–1,6 | 1,3–4,5 |
| | Каменная соль | Следы | 94,0–97,5 | 0,2–0,3 | 2,2–3,5 | 0,5–30,5 |

Ключевым промышленным горизонтом Верхнекамского месторождения, содержащим наибольшую долю балансовых запасов, выступает пласт «Красный-II». Его строение характеризуется ритмичным переслаиванием богатого сильвинита и каменной соли, содержащей тонкие прослои и включения сильвинитовой руды. Мощность горизонта изменяется в интервале от 4,4 до 7,0 м при средней величине 4,6 м. Углы падения составляют до 15° в продольном и до 10° в поперечном простирании [75]. Газоносность пласта не превышает 1,5 м³/м³, при этом гнездовые скопления газа являются редкими [42, 22]. Основные физико-механические свойства пласта «Красный-II» представлены в таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Физико-механические свойства пласта "Красный II"

| Параметр | Величина |
|--|-----------|
| Сопротивляемость резанию A_r , Н/мм | 350–490 |
| Плотность в массиве ρ , т/м³ | 2,1 |
| Предел прочности при одноосном сжатии σ , МПа | 30,5–39,5 |
| Коэффициент крепости по шкале М.М. Протоdjяконова $f_{кр}$ | 3,5–4 |
| Контактная прочность p_k , МПа | 274–294 |
| Коэффициент трения μ_t | 0,3 |
| Абразивность a , мг/км | 34,3–41,9 |
| Коэффициент вязкости ψ_0 , град. | 25–30 |
| Коэффициент Пуассона ν | 0,31 |
| Модуль Юнга E , ГПа | 11,1 |

Сопrotивляемость резанию пласта «Красный-II» составляет 350-490 Н/мм, предел прочности на одноосное сжатие около 30 МПа в трех различных направлениях [28], абразивность породы составляет 34,3 – 41,9 мг/км [68]. В разрушенном состоянии соляные породы относятся к рядовым насыпным грузам, слеживаемость практически отсутствует. Данные факторы определили возможность эффективного применения горных проходческо-очистных комбайнов в качестве основного способа отработки пластов при камерной системе разработки. Существенным преимуществом такого типа разработки является отсутствие отжима пород, свойственного угольным очистным забоям [20, 70].

Слоистое строение промышленных пластов определяет изменчивость в сопротивляемости резанию породы. При этом отсутствие трещиноватости позволяет рассматривать калийный массив как изотопное тело [24]. Такое допущение упрощает определение силовых и энергетических параметров работы горных комбайнов.

1.2. Особенности разработки калийных пластов комбайновым способом выемки

Обводненность вышележащих слоев породы Верхнекамского месторождения обуславливает необходимость безопасной разработки калийного массива. Нарушение сплошности покрывающих пород может привести к быстрому затоплению рудника. Во избежание этого на калийных рудниках в основном применяется только камерная система разработки пластов, при которой вышележащая толща пород поддерживается регулярно оставляемыми ленточными целиками («жесткими» или «податливыми»). Недостатком такой системы являются значительные потери полезного ископаемого в недрах, достигающие 50 – 65 %.

Очистные работы при камерной системе разработки предполагают отработку пластов в несколько ходов по высоте. Ширина и поперечное сечение камеры определяется устойчивостью породного массива, глубиной ведения горных работ и мощностью пласта. Под необходимые условия выбирается

типоразмер выемочного комбайна. Длина камеры находится в пределах 150 – 220 м. Ширина междукamerных целиков должна обеспечивать безопасность ведения горных работ и определяться на основе анализа напряжённо-деформированного состояния массива и расчётов на прочность [2]. Количество дополнительных ходов по высоте определяется мощностью пласта и технологией проходки очистной выработки. В литературных источниках приводятся различные наименования дополнительного хода по высоте: подрубка [45], неполное сечение [63]. На рисунке 1.1 представлены технология и параметры проходки очистных выработок калийного рудника.

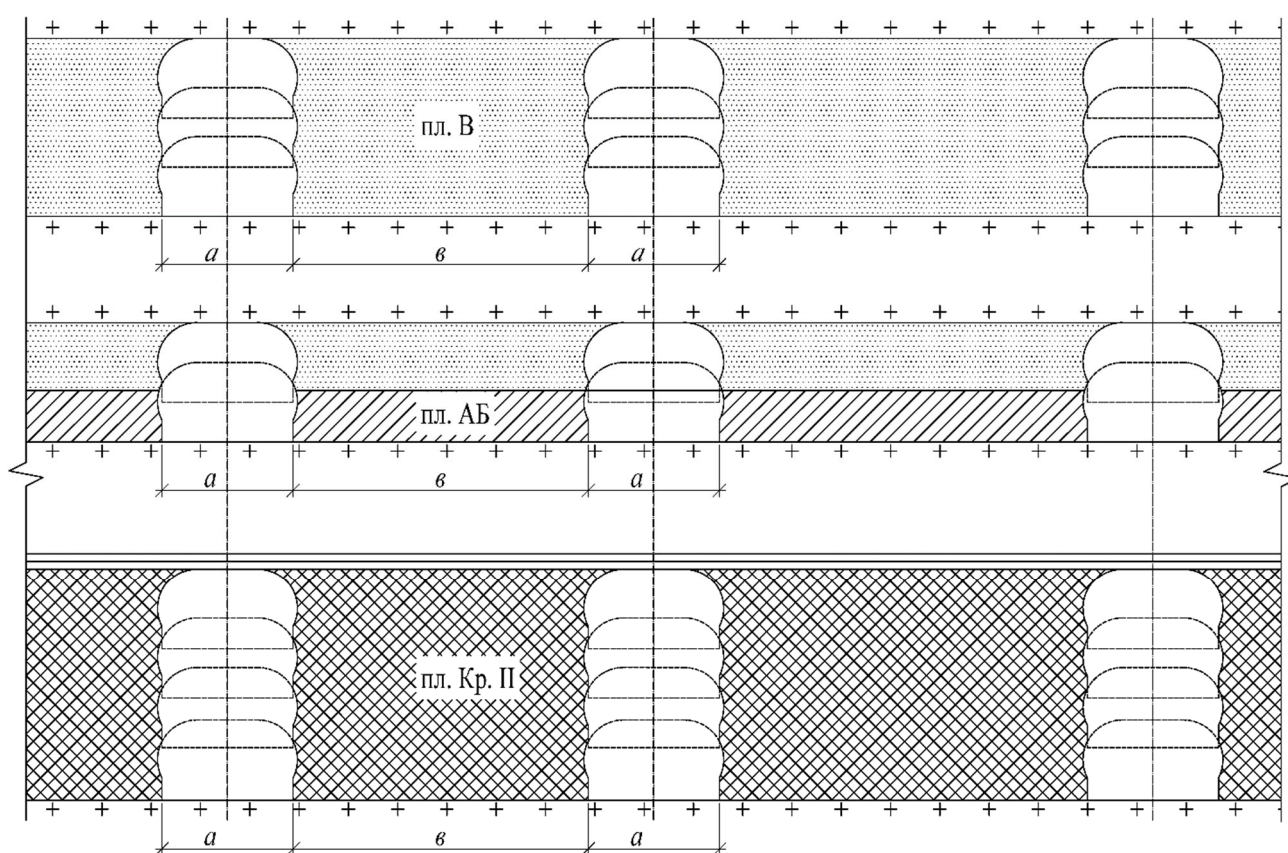


Рисунок 1.1 – Технология и параметры проходки выработок при очистной выемке калийной руды: a – ширина камеры; b – ширина междукamerного целика.

Анализ отечественного и зарубежного опыта развития горной промышленности в условиях калийных месторождений показал, что наиболее эффективным является комбайновый метод добычи калийных руд с использованием мощного выемочного и доставочного оборудования.

Комбайновые комплексы включают комбайн и оборудование для доставки отбитой руды к приемному отверстию рудоспуска (гезенку). Длительность разгрузки самоходного вагона зависит от вместительности его кузова, производительности скребкового конвейера и диаметра гезенка. Конфигурация комплекса: комбайн, бункер-перегрузатель, самоходный вагон (рисунок 1.2). Такой состав показывает наибольшую производительность и до определенного расстояния устраняет простои комбайна при ожидании вагона. После достижения критической величины доставки руды выполнение сбойки и комплектация состава комплекса дополнительным вагоном позволяют повысить производительность комбайна в два раза [58, 52].

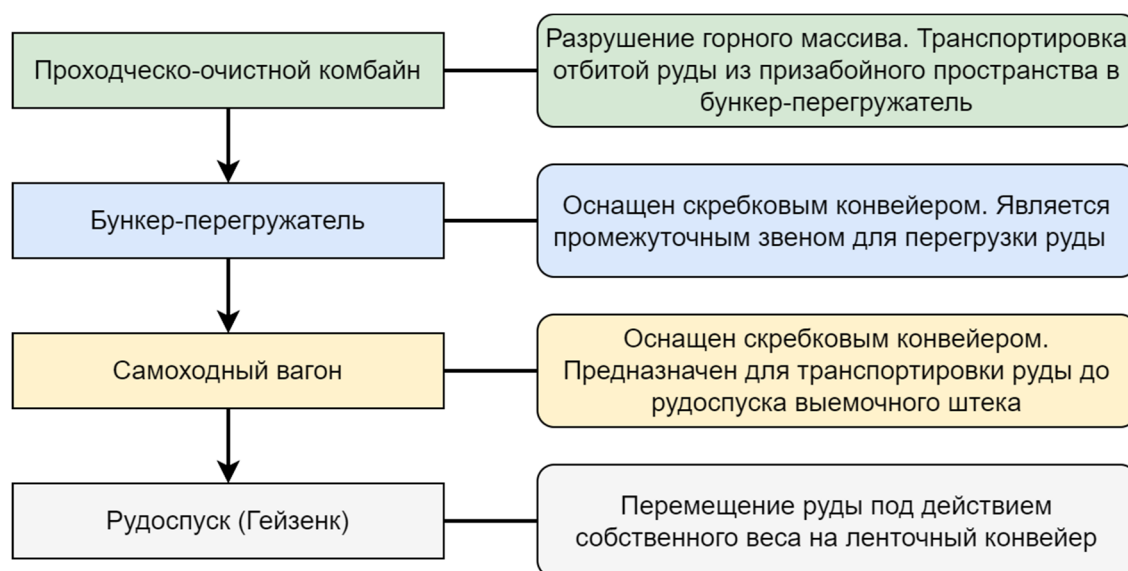


Рисунок 1.2 – Схема транспортировки руды при камерной системе разработки пластов

Выделяют три основных этапа работы комплекса: зарубка комбайна, проходка выработки и отгон комбайна. Каждый из этапов отличается условиями работы комплекса, его составом и обязанностями обслуживающего персонала.

Под зарубкой понимают движение комбайна на забой на длину, необходимую для размещения оборудования комплекса и осуществления всех вспомогательных операций. При зарубке, как правило, комплекс работает без бункера-перегрузателя. Руда от комбайна поступает непосредственно в самоходный вагон, который отвозит ее и разгружает в приемное устройство рудоспуска. Средняя производительность комплекса при зарубке существенно

ниже, чем при проходке, по причине простоя комбайна в ожидании вагона, пониженной скорости подачи комбайна на забой и неполной загрузки вагона.

Время, затраченное на зарубку, зависит от способа ее осуществления и типа комбайна. Комбайн может располагаться либо по оси проводимой выработки, либо под углом к ней. Первый способ применим, если выработка имеет специально подготовленные ниши или ширина выработки достаточна для размещения комбайна. Во втором случае комбайн совершает ряд последовательных подходов к забою, постепенно разворачиваясь и устанавливаясь по оси проводимого хода.

Размеры сопряжения очистной камеры с выемочным штреком (площадь, длина, пролет, радиус) определяются габаритами комбайна и его компоновочной схемой. Комбайны с поворотным конвейером грузчика имеют радиус поворота 8 – 12 м.

Проходка характеризуется проведением выработки на заданную длину в полном составе комплекса с осуществлением всех необходимых операций. При проходке бункер-перегрузатель соединен с комбайном. Руда накапливается в количестве, соответствующем грузоподъемности самоходного вагона. Во время загрузки вагона машинист останавливает подачу комбайна на забой и отключает конвейер грузчика. Для повышения производительности комплекса, на практике, машинисты, после начала выгрузки руды из бункера-перегрузателя в вагон, не останавливают комбайн и некоторое время продолжают подачу руды в бункер-перегрузатель.

Отгон комбайна является заключительным этапом работы комплекса. Он сопровождается перемещением всего оборудования комплекса до выемочного штрека и его подготовку к последующей зарубке. Самоходный вагон используется для транспортировки кабелей комбайна, вентиляционного рукава и бункера-перегрузателя из забоя. Комбайн приводят в транспортное положение и своим ходом перемещают к новому месту работы.

Зарубку производят в заранее заданном месте и направлении, обеспечив минимальное обнажение кровли выработки в зоне разворота комбайна. Проходка

ведется в соответствии с требованиями техники безопасности и горно-геологическими условиями, выдерживая заданное направление хода в плане и по профилю. Важно следить за креном комбайна и своевременно его устранять. Наличие поперечных углов наклона пласта и почвы выработки приводит к увеличению угла наклона одного из бортов бункера-перегрузателя и вагона, вследствие чего их фактическая емкость уменьшается, а длительность загрузки вагона возрастает на 10 – 20 %.

Работа комбайнового комплекса при камерной системе разработки калийных пластов осложнена многими факторами с точки зрения безопасности ведения горных работ и работы оборудования комплекса [19]. Особенности проведения выработок в несколько ходов и вариативность условий работы комплекса отражаются на производительности и режимах работы комбайновых комплексов [51].

Как следует из рисунка 1.1, для отработки пласта по высоте комбайн проходит очистную выработку в несколько приемов. При втором и последующих проходах сечение выработки меньше сечения породоразрушающего исполнительного органа комбайна, и выемка руды осуществляется уступом забоя по высоте [53].

1.3. Устройства и способы разрушения калийных руд проходческо-очистным комбайном «Урал-20Р»

На рудниках Верхнекамского месторождения калийно-магниевых солей основные горные работы (очистные и подготовительные) ведутся с применением буровых горных комбайнов. Наибольшее распространение получила модель проходческо-очистного комбайна «Урал-20Р» [73, 71, 72]. Комбайн предназначен для проходки выработок овально-арочной формы по пластам мощностью от 3,1 до 3,7 м при углах падения до $\pm 12^\circ$, сопротивляемостью резанию до 450 Н/мм.

Конструктивная схема комбайна «Урал-20Р» (рисунок 1.3) включает следующие ключевые узлы (рисунок 1.3):

- сдвоенный планетарно-дисковый исполнительный орган, оснащенный двумя планетарными модулями 1, 2. Разрушение забоя осуществляется двумя парами крупных периферийных резцовых дисков 3, 4 и двумя центральными забурниками роторного типа 5;
- верхнее отбойное устройство 6, ответственное за формирование кровли выработки;
- бермовый орган 7, обеспечивающий выравнивание почвы и подрезку углов выработки.
- гусеничное шасси 8, предназначенное для перемещения комбайна в рабочих и маневровых режимах.

Функции погрузки и транспортировки отбитой горной массы реализованы с помощью:

- бермового органа 7, комплектованного шнеками и боковыми фрезами для подбора руды;
- грузчика 9, представляющего собой раму комбайна со встроенным скребковым конвейером для перегрузки породы в транспортные средства.

Дополнительное оснащение комбайна включает электрогидравлическую систему управления, аппаратуру бурения шпуров 10 и комплекс средств пылеподавления.

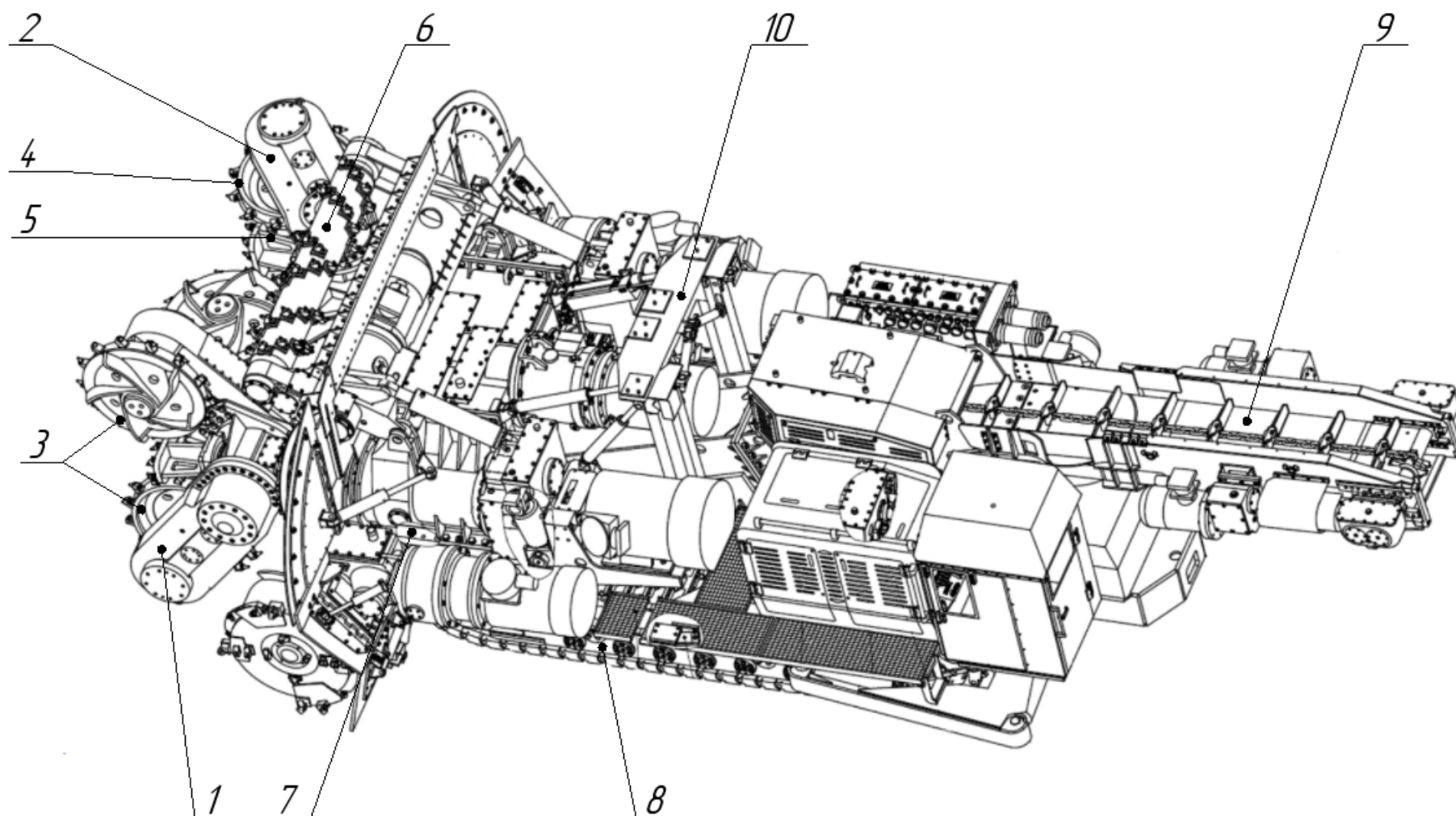


Рисунок 1.3 – Общий вид проходческо-очистного комбайна «Урал-20Р»

Основным породоразрушающим инструментом комбайна «Урал-20Р» является сдвоенный планетарно-дисковый исполнительный орган (рисунок 1.4), включающий:

- редуктор раздаточный правый 1 и левый 2;
- редуктор исполнительного органа правый 3 и левый 4;
- редуктор переносного вращения 5;
- четыре резцовых диска 6;
- два забурника 7;
- электродвигатель привода переносного вращения исполнительного органа 8;
- электродвигатели привода резцовых дисков правый 9 и левый 10.

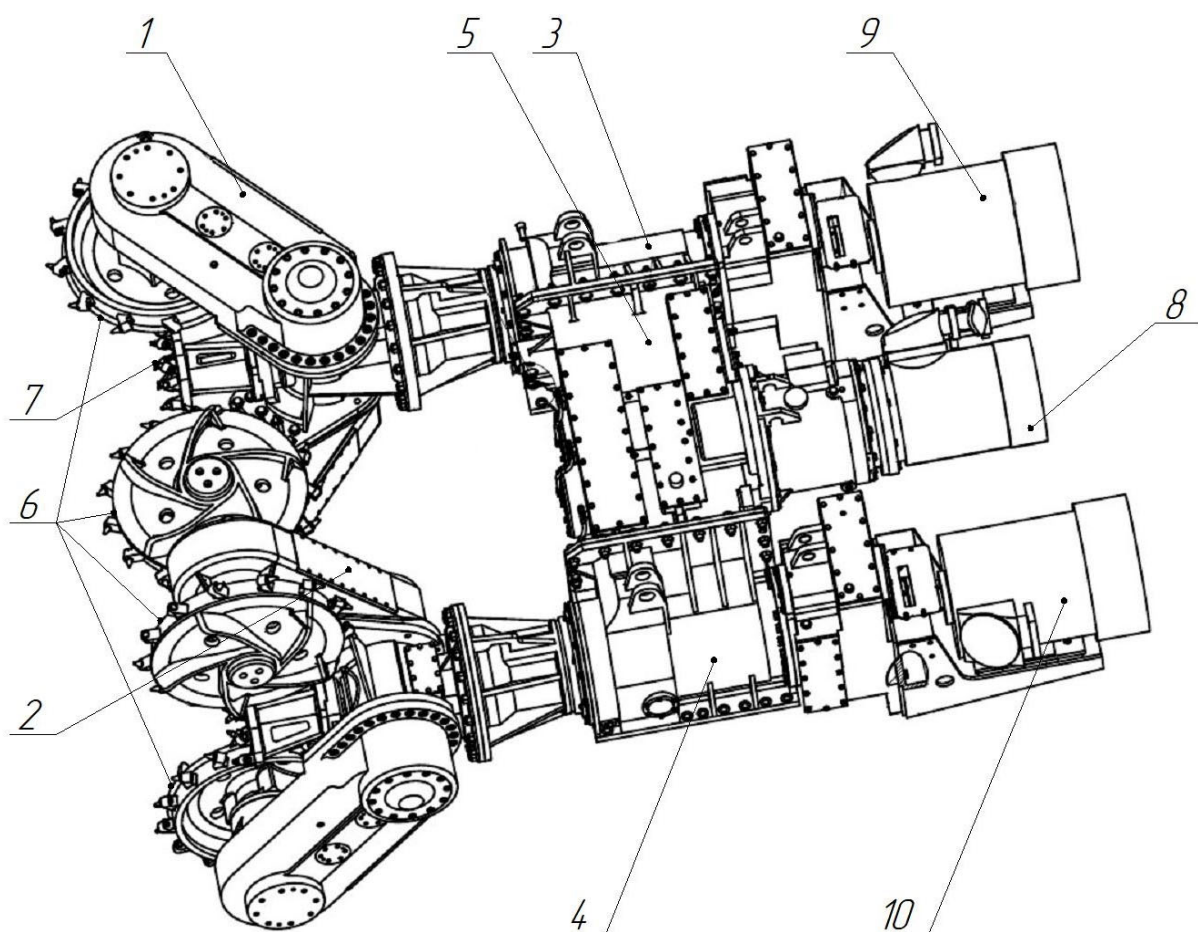


Рисунок 1.4 – Планетарно-дисковый исполнительный орган
комбайна «Урал-20Р»

Функционирование исполнительного органа основано на комбинации двух видов вращения: относительного, при котором резцовые диски вращаются вокруг собственной оси, и переносного, осуществляемого вокруг продольной оси машины. Разрушение массива производится резцовыми дисками при их относительном и переносном движениях.

Планетарно-дисковые исполнительные органы комбайна вращаются в противоположных направлениях [89]. Левый исполнительный орган вращается по часовой стрелке при наблюдении на комбайн с передней стороны. Резцовые диски вращаются по направлению к периферийной части забоя. Резцедержатели на резцовых дисках всегда ориентированы в направлении относительного и переносного движения.

Разрушение массива осуществляется последовательными радиальными резами с переменной глубиной и шагом резания. Мгновенные значения этих параметров резания изменяются в зависимости от углов поворота диска и водила. Они определяются следующими выражениями [30]:

$$h = \frac{10^3 V_{\kappa} \sin(\varphi)}{Z_{\text{д}} n_{\text{пер}}}, \quad (1.1)$$

$$t = \frac{2\pi(\sqrt{R_{\text{ав}}^2 + A^2} - R_{\text{д}} \cos(\varphi))}{Z_{\text{р}} i}, \quad (1.2)$$

где V_{κ} – скорость подачи комбайна на забой, м/мин; $Z_{\text{д}}$ – число резцовых дисков на исполнительном органе, шт.; $n_{\text{пер}}$ – частота переносного вращения исполнительного органа, об/мин; φ – угол поворота резцового диска, градус; $R_{\text{д}}$ – радиус резцового диска исполнительного органа, мм; $R_{\text{ав}}$ – расстояние от оси вращения диска до оси вращения водила, мм; A – смещение плоскости диска относительно оси вращения, мм; i – отношение частоты относительного вращения дисков к частоте переносного вращения исполнительного органа [89].

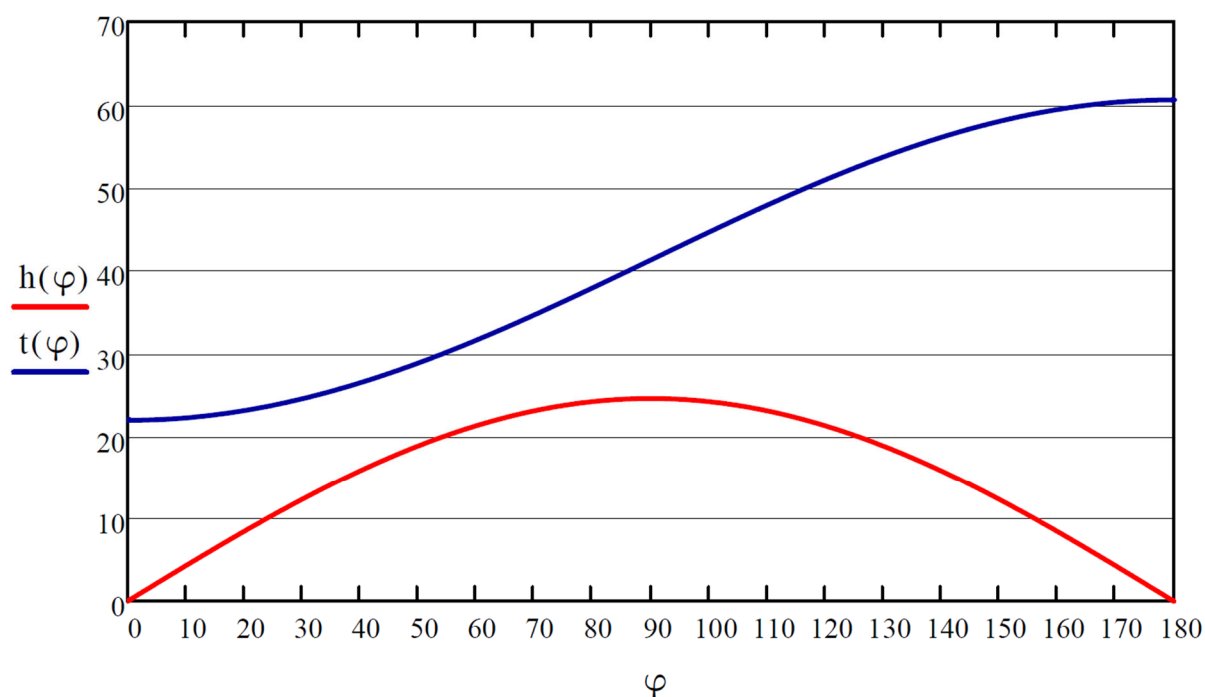


Рисунок 1.5 – Зависимость глубины и шага резания
от угла поворота резцового диска

В зависимости от модификации комбайна резцовые диски оснащены тангенциальными резцами РС-14У или поворотными резцами ПС1-8У. Движение одиночного резца планетарно-дискового исполнительного органа в пространстве определяется системой уравнений:

$$\begin{cases} X = (R_v - R_d \cos \varphi) \cos(i \cdot \varphi); \\ Y = (R_v - R_d \cos \varphi) \sin(i \cdot \varphi); \\ Z = R_d \sin \varphi. \end{cases} \quad (1.3)$$

Резец исполнительного органа комбайна «Урал-20Р» движется по криволинейной спиральной траектории, равномерно распределяя резы на открытой поверхности забоя с постоянным их смещением (рисунок 1.6).

Среди перспективных направлений совершенствования резцового инструмента выделяют повышение износостойкости твердосплавной державки резца [96], применение самоустанавливающихся резцов с резцедержателями [56] и составных резцов со сменными головками [59].

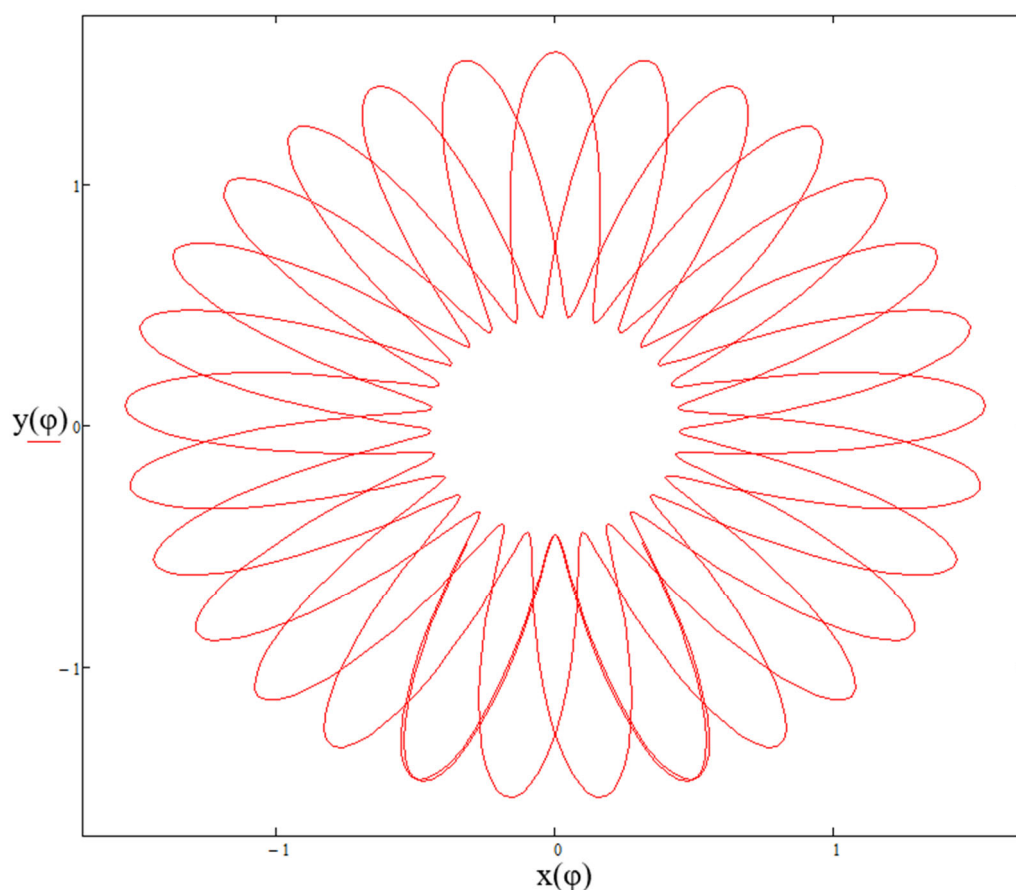


Рисунок 1.6 – Траектория движения одиночного резца планетарно-дискового исполнительного органа

Распределение резов и их смещение относительно ранее оставленных определяются отношением частоты относительного вращения резцовых дисков к переносному вращению водила. Возможность обеспечения стабильного резания «по новому» следу позволит повысить эффективность применения планетарно-дискового исполнительного органа [88].

Функциональное назначение бермового органа горного комбайна включает три основные операции: формирование нижней части горной выработки, транспортировку отбитой горной массы к загрузочной горловине скребкового конвейера и последующую погрузку на него [43]. Конструктивно орган состоит из шнекового механизма и двух симметрично расположенных боковых фрез, приводимых во встречное вращение. Особенностью кинематической схемы является отдельный привод правой и левой сторон, что обеспечивает возможность независимого поворота двух секций шнека, смонтированных на

общей трубе и имеющих разнонаправленные спирали. Направление вращения шнека – против часовой стрелки при наблюдении с левого борта машины.

Отбойное устройство выполнено в виде шнека и предназначено для оформления кровли выработки. Данный исполнительный орган испытывает наименьшие нагрузки среди оборудования комбайна, участвующего в процессе разрушения. Это связано с тем, что отбойное устройство обрабатывает малую площадь забоя. При работе комбайна «Урал-20Р» неполным сечением выработки отбойное устройство не участвует в процессе разрушения.

Стоит отметить, что на калийных рудниках Верхнекамского месторождения неоднократно осуществлялись попытки внедрения проходческо-очистных комбайнов с новыми типами породоразрушающего инструмента. Среди них можно выделить комбайны «Marietta» [34] зарубежного производства компанией «Sandvik» и комбайны отечественного производства «Урал-310» [32, 101], «Урал-Ротор» [81, 82], оснащенных роторным исполнительным органом. Однако широкого распространения такие модели комбайнов не получили.

В настоящий момент актуальной задачей остается повышение эффективности рабочего оборудования комбайнов с планетарно-дисковым исполнительным органом с целью расширения области его применения, повышения надежности и снижения удельных энергетических затрат на процесс разрушения калийного массива [91, 94].

1.4. Анализ работы проходческо-очистных комбайнов «Урал-20Р»

Нагрузки, воздействующие на трансмиссионные системы ключевых исполнительных механизмов, являются определяющим фактором для установления рабочих режимов проходческо-очистных комбайнов «Урал-20Р». Эти силовые воздействия, в свою очередь, находятся в прямой зависимости от механических свойств и структуры разрабатываемого калийного месторождения, типа резцового инструмента, установленной скорости подачи комбайна и геометрических параметров проходимых выработок. Уровень и характер

изменения нагрузок на приводной системе исполнительного органа определяет надежность и долговечность рабочего оборудования комбайна [16, 17, 24, 25].

Статистика аварийных отказов приводных систем проходческо-очистных комбайнов (таблица 1.3) свидетельствует о высокой доле отказов редуктора переносного вращения, раздаточного редуктора исполнительного органа и редукторов бермового органа [64, 86]. Эти трансмиссионные передачи испытывают наибольшие нагрузки на рабочее оборудование комбайна.

Таблица 1.3 – Статистика аварийных отказов редукторов
комбайна «Урал-20Р»

| № п/п | Наименование узла | Доля от общего числа аварийных отказов, % |
|----------|--|--|
| 1 | Редуктор переносного вращения планетарно-дискового исполнительного органа | 35,6 |
| 2 | Редуктор раздаточный планетарно-дискового исполнительного органа | 11,6 |
| 4 | Редуктор относительного вращения планетарно-дискового исполнительного органа | 3,8 |
| 5 | Редуктор отбойного устройства | 2,9 |
| 6 | Редуктор бермового исполнительного органа | 14,6 |
| 7 | Редуктор конвейера быстроходный | 5,7 |
| 8 | Редуктор конвейера тихоходный | 14,5 |
| 9 | Редуктор маслостанции | 2,6 |
| 10 | Редуктор гусеничного хода | 8,7 |

Показателями оценки эффективности работы породоразрушающих органов проходческо-очистных комбайнов могут служить мгновенные нагрузки на приводных электродвигателях. В данном случае мгновенная нагрузка может представляться как суммарное значение всех элементов нагрузки в действующий момент [100]:

$$N(T) = N_1(T) + N_2(T) + N_3(T), \quad (1.4)$$

где $N(T)$ – мгновенное значение нагрузки, действующее на привод рабочего органа; $N_1(T)$ – часть нагрузки, обусловленная свойствами породного массива и формой забоя; $N_2(T)$ – часть нагрузки связана с кинематикой и техническим

состоянием самого комбайна; $N_3(T)$ – составляющая нагрузки, определяющаяся установленными параметрами рабочего режима.

Технология камерной системы разработки калийных пластов определяет два принципиальных режима работы комбайна, зависящих от характера действующих нагрузок: полным сечением и неполным сечением выработки. Результаты исследований эффективности использования проходческо-очистных комбайнов типа «Урал» приведены в таблице 1.4 [89]. Анализ результатов показал, что общая длительность работы комбайна неполным сечением выработки составляет 23 % от всех технологических операций. Оценка производительного времени работы комбайна, которая является более существенным фактором работы выемочной машины, показала, что около 30 % от общего времени производительных работ приходится на работу комбайна неполным сечением забоя.

Таблица 1.4 – Время работы комбайна в различных технологических операциях

| Технологическая операция | Время выполнения технологической операции, ч | Время продуктивной работы комбайна, ч |
|--------------------------|--|---------------------------------------|
| Зарубка | 48,1 | 10,1 |
| Работа глухим забоем | 403,1 | 118,1 |
| Отгон комбайна | 48,7 | 0,00 |
| Работа с уступом забоя | 132,2 | 52,5 |

Сотрудниками кафедры ГЭМ ПНИПУ и ООО «РКЦ» проводилось большое количество промышленных испытаний проходческо-очистных комбайнов «Урал-20Р» в различных условиях работы. Для регистрации действующих нагрузок на электродвигателях приводной системы исполнительного органа применяли программно-регистрирующий комплекс «ВАТУР» (подробное описание в разделе 3.1). Данные энергетических показателей, зарегистрированных на электродвигателях рабочих инструментов, позволяют достоверно оценить характер изменения и уровень действующих нагрузок, а также проводить их

анализ с целью повышения эффективности работы исполнительных органов [26, 49, 65, 97].

На рисунке 1.7 представлен график изменения активной мощности на электродвигателе относительного вращения резцовых дисков и переносного вращения исполнительного органа при работе полным сечением выработки. График отражает работу исполнительного органа проходческо-очистного комбайна «Урал-20Р» в установившемся режиме с равномерной скоростью подачи на забой. Изменение нагрузки происходит циклично относительно среднего значения. Минимум связан с общей зоной разрушения сдвоенного планетарно-дискового исполнительного органа, пиковые значения – прохождение исполнительного органа зоны с отбитой горной массой. Соответственно, частота таких колебаний равна двойной частоте переносного вращения планетарного органа. Средний уровень действующей нагрузки и величина отклонения относительно этого уровня определяются физико-механическими свойствами калийного массива, скоростью подачи комбайна, углом наклона проводимой выработки и состоянием режущего инструмента.

Работа проходческо-очистного комбайна полным сечением выработки является самым благоприятным вариантом эксплуатации комбайна. Это обусловлено уравновешенной системой суммарных сил, действующих в перпендикулярном направлении перемещения комбайнового комплекса, планетарно-дискового исполнительного органа, так как проекции этих сил в обоих дисках направлены встречно. Динамические нагрузки на рабочем инструменте минимальны, а производительность комбайнового комплекса максимальна.

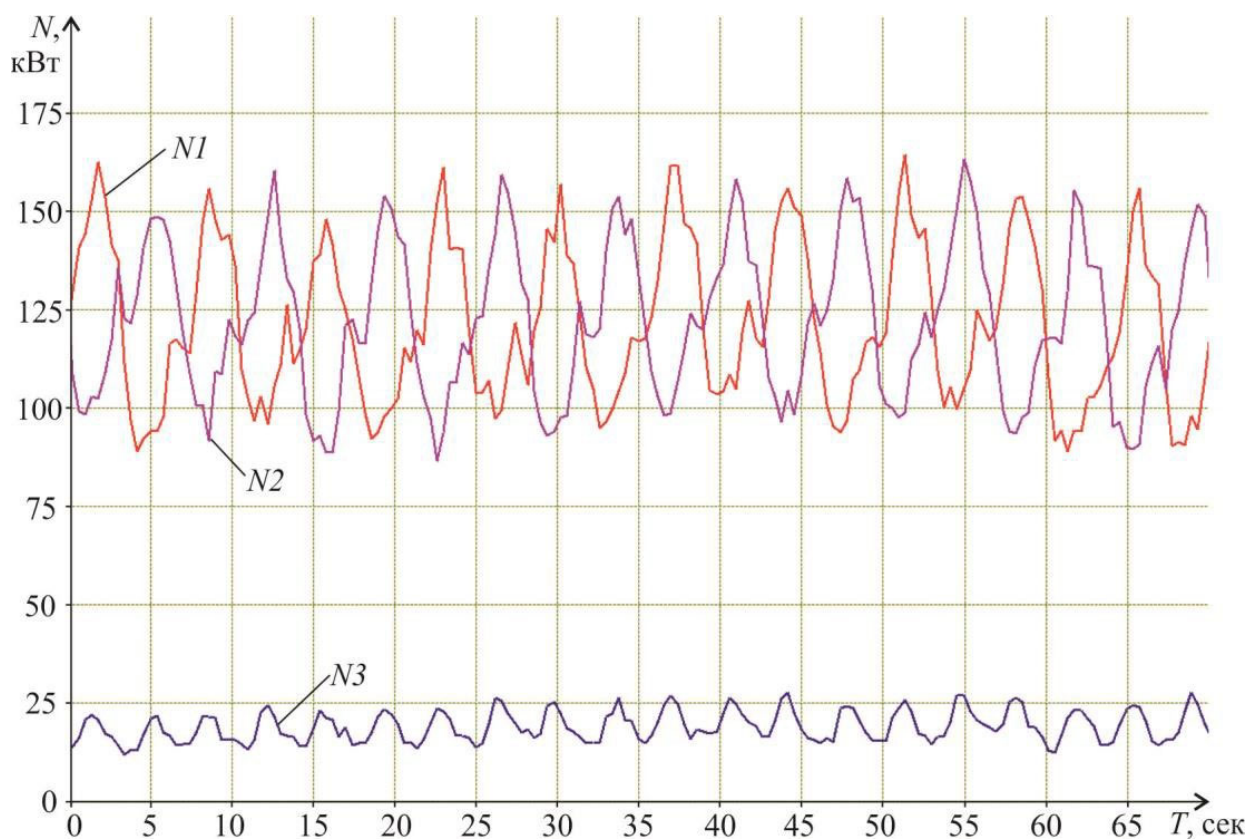


Рисунок 1.7 – Изменение эксплуатационных параметров электроприводов планетарно-дискового рабочего органа «Урал-20Р» при проходке выработки полным сечением: N_1 – активная мощность, развиваемая двигателем относительного вращения резцовых дисков №1, кВт; N_2 – активная мощность, развиваемая двигателем резцовых дисков №2, кВт; N_3 – активная мощность, развиваемая двигателем переносного вращения, кВт

Работа проходческо-очистного комбайна типа «Урал» неполным сечением выработки представлена на рисунке 1.8. График изменения нагрузок на планетарно-дисковом исполнительном органе при работе с уступом забоя (рисунок 1.9) отражает рост ее динамической составляющей. Коэффициент вариации активной мощности привода резцовых дисков, характеризующий относительную меру отклонения действующей нагрузки, в 2,7 раза превышает аналогичный коэффициент при работе полным сечением выработки [41]. В данном случае действующая нагрузка изменяется от уровня холостого хода до максимальных значений. Это связано с тем, что исполнительный орган только частично взаимодействует с горным массивом, что приводит к преждевременному износу рабочего оборудования комбайна.

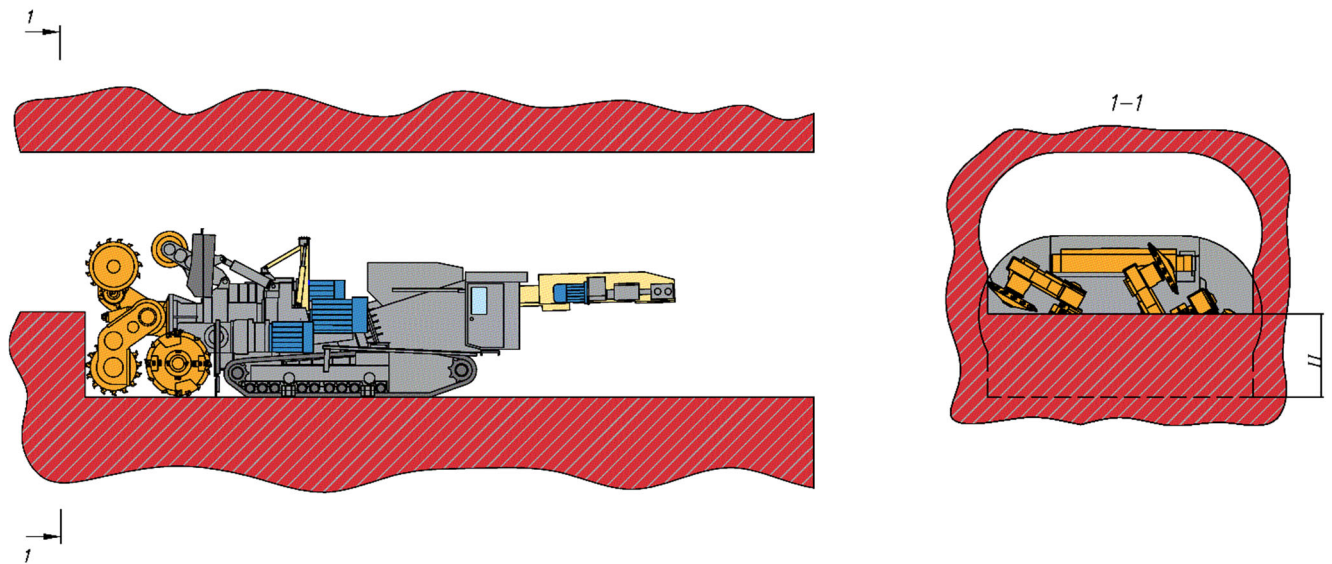


Рисунок 1.8 – Положение комбайна при работе неполным сечением выработки

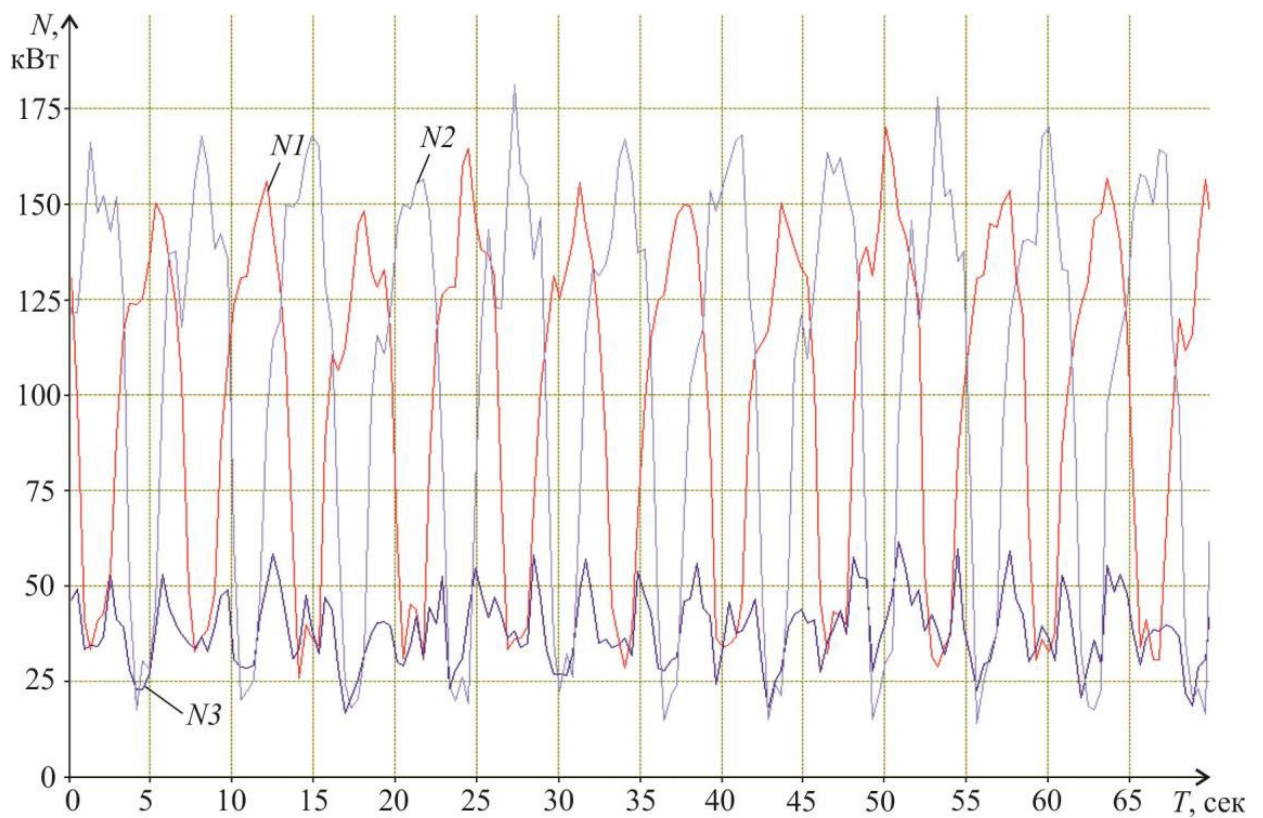


Рисунок 1.9 – Изменение эксплуатационных параметров электроприводов планетарно-дискового рабочего органа «Урал-20Р» при проходке выработки неполным сечением: N_1 – активная мощность, развиваемая двигателем относительного вращения резцовых дисков №1, кВт; N_2 – активная мощность, развиваемая двигателем резцовых дисков №2, кВт; N_3 – активная мощность, развиваемая двигателем переносного вращения, кВт

Управление скоростью подачи комбайна осуществляется машинистом выемочной машины. Зачастую при работе комбайна неполным сечением выработки машинист существенно увеличивает скорость подачи относительно работы полным сечением выработки для повышения производительности комплекса. Это приводит к увеличению нагрузок и их динамической составляющей на рабочие механизмы приводной системы [85, 84].

Высота обрабатываемого уступа оказывает значимое влияние на средний уровень нагрузки и ее динамические колебания при работе неполным сечением по сравнению с полным сечением. Также эксплуатация комбайнового комплекса неполным сечением выработки создает неуравновешенную систему сил реакции забоя, действующих в направлении подачи и в перпендикулярном направлении, что приводит к проскальзыванию гусениц комбайнового комплекса и, соответственно, снижению технической производительности.

Проблемы работы проходческо-очистного комбайна неполным сечением выработки необходимо решать путем определения рационального диапазона высоты уступа с целью минимизации динамических нагрузок, а также техническими предложениями по усовершенствованию конструкции исполнительных органов комбайна [38, 40].

Выводы по главе 1

Цель работы:

Изучение основных факторов, влияющих на эффективность работы проходческо-очистных комбайнов при неполном сечении выработки, и обоснование рациональных параметров работы планетарно-дискового исполнительного органа комбайна на основе исследований нагрузок, действующих на его приводную систему.

Поставленные задачи:

1 Проведение теоретических и экспериментальных исследований работы проходческо-очистного комбайна неполным сечением выработки.

2 Обоснование оптимальных технологических параметров работы исполнительного органа проходческо-очистного комбайна при неполном сечении выработки.

3 Разработка предложений по перспективным конструкциям исполнительного органа проходческо-очистного комбайна.

ГЛАВА 2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА РАЗРУШЕНИЯ МАССИВА ИСПОЛНИТЕЛЬНЫМ ОРГАНОМ ПРОХОДЧЕСКО-ОЧИСТНОГО КОМБАЙНА ПРИ НЕПОЛНОМ СЕЧЕНИИ ВЫРАБОТКИ

2.1. Влияние типа резца на планетарно-дисковом исполнительном органе комбайна

В настоящее время проходческо-очистные комбайны с планетарно-дисковыми исполнительными органами типа «Урал» на рудниках Верхнекамского калийного месторождения оснащены тангенциальными неповоротными резцами РС-14У и тангенциальными поворотными резцами ПС1-8У (рисунок 2.1) [74, 35]. Основные параметры резцов РС-14У и ПС1-8У приведены в таблице 2.1.



а)



б)

Рисунок 2.1 – Резцовый инструмент планетарно-дискового
исполнительного органа комбайна:

а) неповоротный тангенциальный резец РС-14У;

б) поворотный тангенциальный резец ПС1-8У

Таблица 2.1– Основные параметры резцового инструмента

| Параметры | | Резцы | |
|--------------------------|--------------------|--------------------|----------------------|
| | | РС-14У | ПС1-8У |
| Углы | Передний, градус | 18 | |
| | Задний, градус | 12 | |
| | Резания, градус | 72 | |
| | Заострения, градус | 60 | 70 |
| Форма | Режущая кромка | Плоская долотчатая | Треугольная |
| | Передняя грань | Плоская | Полукруглая выпуклая |
| | Задняя грань | Плоская | Полукруглая выпуклая |
| Ширина режущей части, мм | | 14 | - |

Эксплуатационная практика показала, что тангенциальные резцы РС-14У имеют небольшой срок службы. Основной причиной выхода из строя является износ задней грани армирующей вставки резца, в результате чего образуется площадка затупления, приводящая к росту сил резания и подачи. Также возрастают динамические нагрузки на приводную систему исполнительного органа [5, 9, 13, 14].

Тангенциальные поворотные резцы ПС1-8У характеризуются меньшим удельным расходом на 1000 тонн горной массы, а также меньшей трудоёмкостью и продолжительностью операций по их замене. Повышенная износостойкость резцов типа ПС определяется поворотом резца вокруг своей оси в процессе разрушения массива. Это способствует равномерному износу твердосплавной вставки. Однако энергозатраты на процесс разрушения калийной руды выше, чем у неповоротных резцов. Изменение развиваемой мощности двигателями планетарно-дискового исполнительного органа, оснащённого поворотными резцами ПС1-8У [42], представлено на рисунке 2.2. Данный фактор обусловлен образованием породного уплотнительного ядра при разрушении массива, так как резец поворачивается вокруг своей оси относительно резцедержателя, при этом коэффициент трения породы о породу выше, чем коэффициент трения металла о породу. В результате резец поворачивается относительно уплотнительного ядра. Это отражает равномерный износ рабочей части резцов [50].

При этом резцедержатели поворотных резцов имеют более сложную и дорогостоящую конструкцию, а замена втулок под резцами является тяжёлым и трудоёмким процессом.

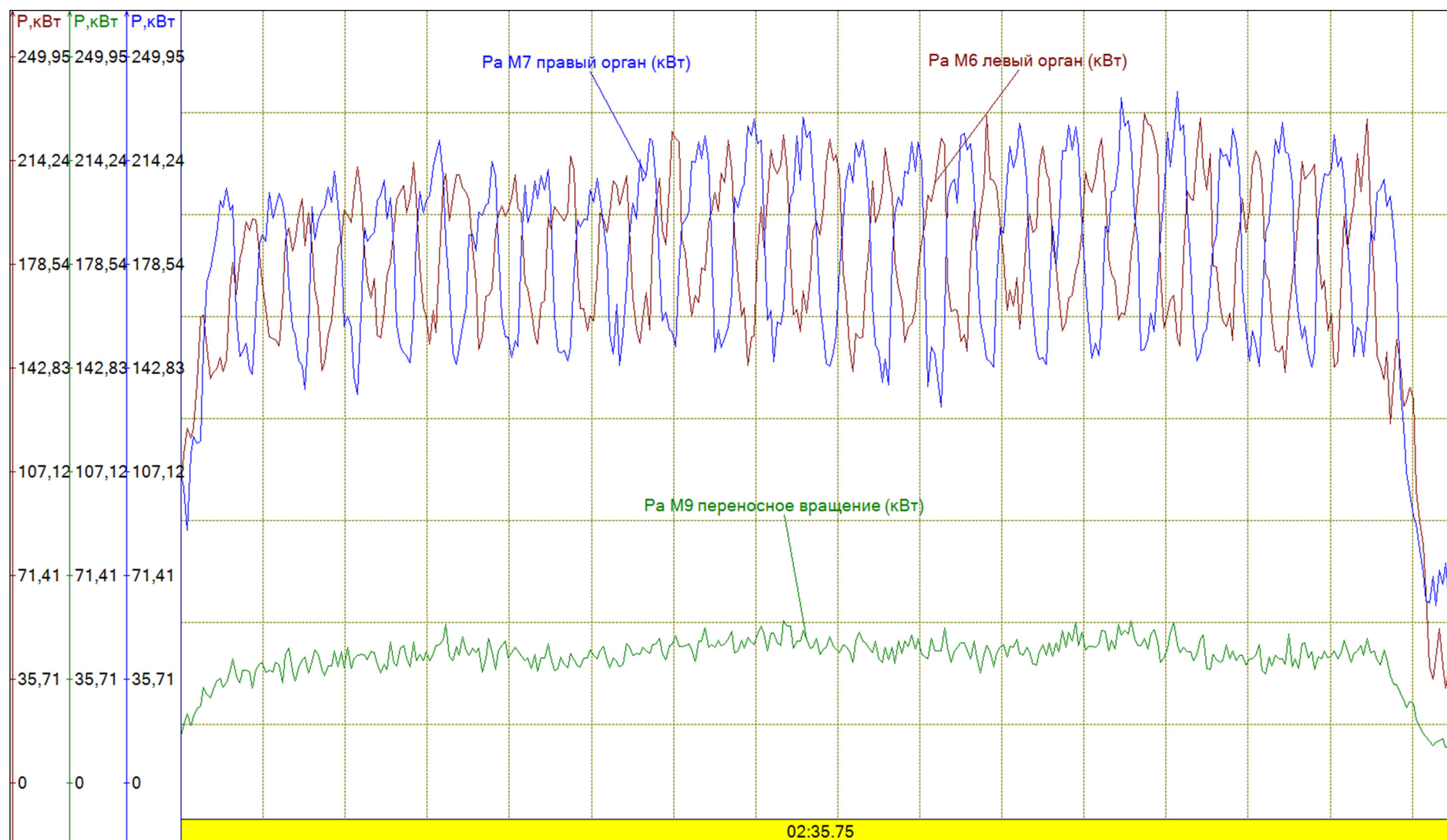


Рисунок 2.2 – Изменение нагруженности исполнительного органа «Урал-20Р» с поворотными резцами ПС1-8У. Мощность двигателей: резцовых дисков исполнительного органа М6, М7; переносного движения М9. Шаг линий вертикальной сетки – 10 с.

В ходе проведения многочисленных испытаний проходческо-очистных комбайнов «Урал-20Р» сотрудниками ООО «РКЦ» накоплен большой объем данных о нагруженности планетарно-дисковых исполнительных органов с различными типами резцового инструмента. Измерения проводились программно-вычислительным комплексом «ВАТУР», позволяющим фиксировать трехфазные активные мощности на электродвигателях проходческо-очистного комбайна. Подробное описание комплекса «ВАТУР» приведено в разделе 3.1. Это послужило основой для сравнительного анализа влияния типа резца на нагрузки, действующие на приводную систему комбайна.

Обработка полученных записей программно-вычислительного комплекса «ВАТУР» производилась следующим образом:

1. Выделение участков работы проходческо-очистного комбайна с известной скоростью подачи.
2. На выделенных участках с помощью инструментов программного обеспечения «РС-ВАТУР» определены средние значения трехфазных активных мощностей каждого привода исполнительного органа.
3. Полученные средние значения потребляемой мощности привода в зависимости от производительности комбайна отмечены на графике (рисунок 2.3).
4. Для каждого двигателя по средним значениям построены линии тренда.

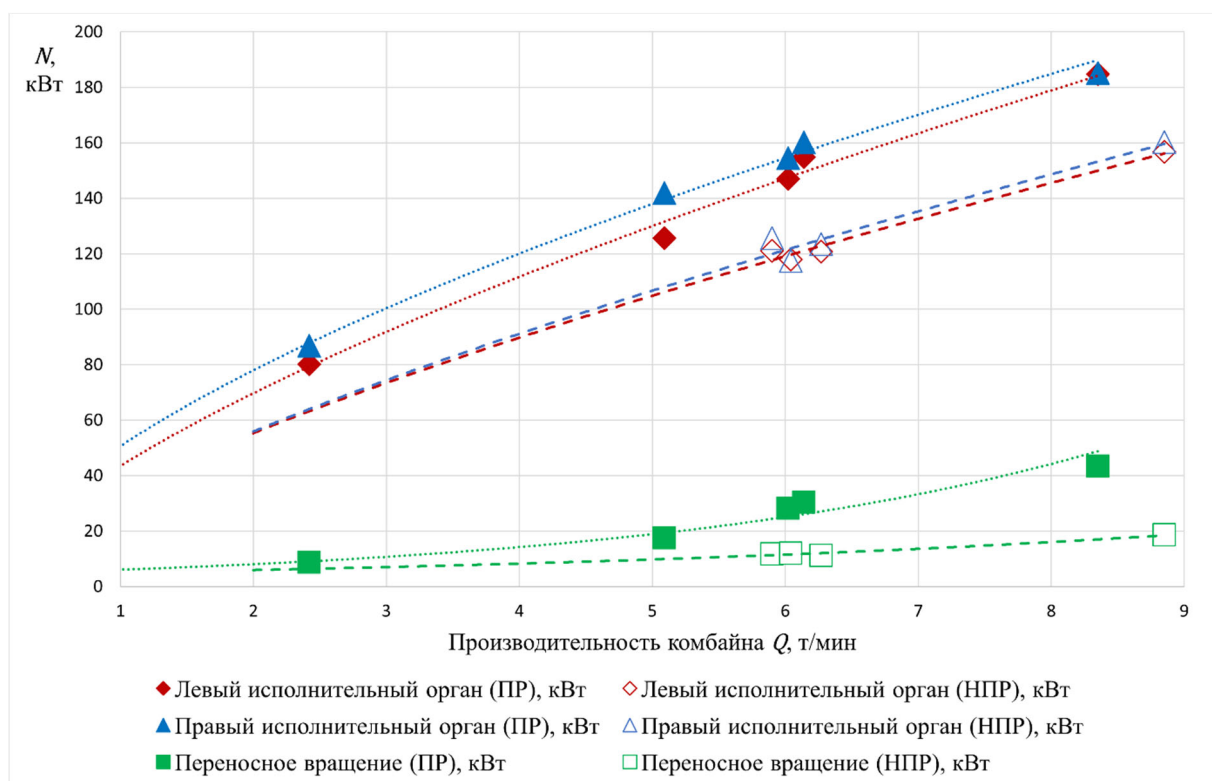


Рисунок 2.3 – Зависимость развиваемой мощности электродвигателей комбайна от производительности

Анализ результатов зависимости производительности комбайна от мощности, развиваемой приводными электродвигателями планетарно-дискового исполнительного органа, показал увеличение нагрузки на привод относительного движения резцовых дисков на 25 – 35 % в диапазоне номинальной производительности проходческо-очистного комбайна 6–8 т/мин при оснастке исполнительного органа поворотными резцами. При этом характер изменения нагрузки по мере увеличения производительности комбайна совпадает при обоих типах резцового инструмента.

Нагрузки на приводном электродвигателе переносного вращения исполнительного органа, оснащенного поворотными резцами, существенно выше аналогичных с неповоротными. По мере увеличения производительности разница достигает 60 %. Такие нагрузки могут оказывать негативный эффект на основные движущие элементы редукторов приводной системы и приводить к преждевременному износу.

В данном случае, с точки зрения воздействия на приводную систему планетарно-дискового исполнительного органа, неповоротные тангенциальные резцы РС-14У показали себя более эффективными, чем поворотные тангенциальные резцы ПС1-8У. Меньшие значения действующих нагрузок снижают удельные энергозатраты на разрушение калийного массива и повышают надежность оборудования.

2.2. Процесс формирования резов планетарно-дискового исполнительного органа

Планетарно-дисковый исполнительный орган, совершая одновременно два вращательных движения – относительное движение резцовых дисков и переносное вращение исполнительного органа, разрушает калийный массив последовательно расположенными резами (рисунок 2.4).

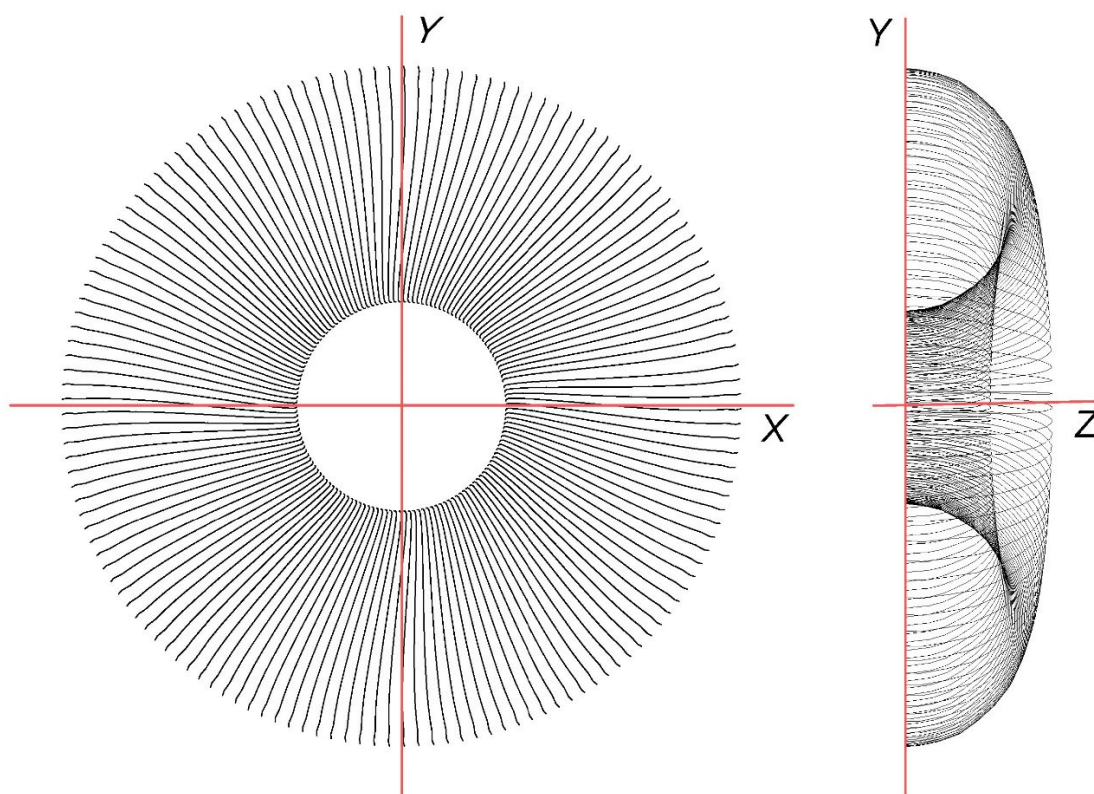


Рисунок 2.4 – Расположение резов планетарно-дискового исполнительного органа

Формируемые резцами каналы напрямую определяют параметры разрушения забоя [27, 29] и существенно влияют на нагрузки, действующие на

приводные механизмы исполнительного органа, фракционный состав добываемой руды и долговечность оборудования [88].

Известные и широко распространенные конструкции планетарно-дискового исполнительного органа предусматривают использование кинематических цепей для задания вращения резцовым дисков вокруг своей оси и переносного вращения исполнительному органу. Наглядными примерами практического воплощения подобных систем выступают проходческо-очистные комбайны моделей «Урал-20А» и «Урал-20Р». Остальные модификации в линейке «Урал», также укомплектованные сдвоенными планетарно-дисковыми рабочими органами, имели лишь несущественные отличия в кинематике приводных систем, полностью сохраняя при этом свою базовую концепцию функционирования [78].

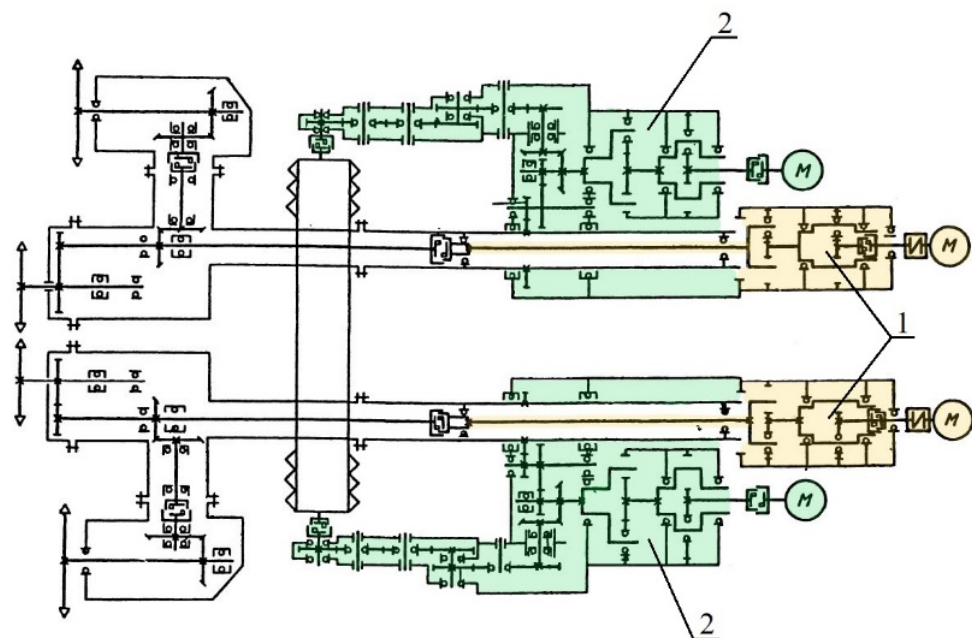
Кинематика комбайна «Урал-20А» (рисунок 2.5(а)) организована следующим образом: относительное вращение резцовых дисков обеспечивается индивидуальными приводами по схеме «электродвигатель-редуктор» для каждого исполнительного органа 1, в то время как их переносное вращение осуществляется двумя независимыми приводами 2. Синхронизация переносного вращения в данной конструкции достигается за счет кинематической связи, реализуемой через барабан отбойного устройства 2.

Что касается кинематической схемы комбайна «Урал-20Р» (рисунок 2.5(б)), то в ней относительное вращение дисков функционирует через собственный редуктор и электродвигатель для каждого рабочего органа 1. Переносное вращение всех органов одновременно обеспечивается общим редуктором и одним силовым агрегатом 2. В этой модификации именно общий редуктор переносного вращения отвечает за синхронизацию работы двух планетарно-дисковых исполнительных механизмов.

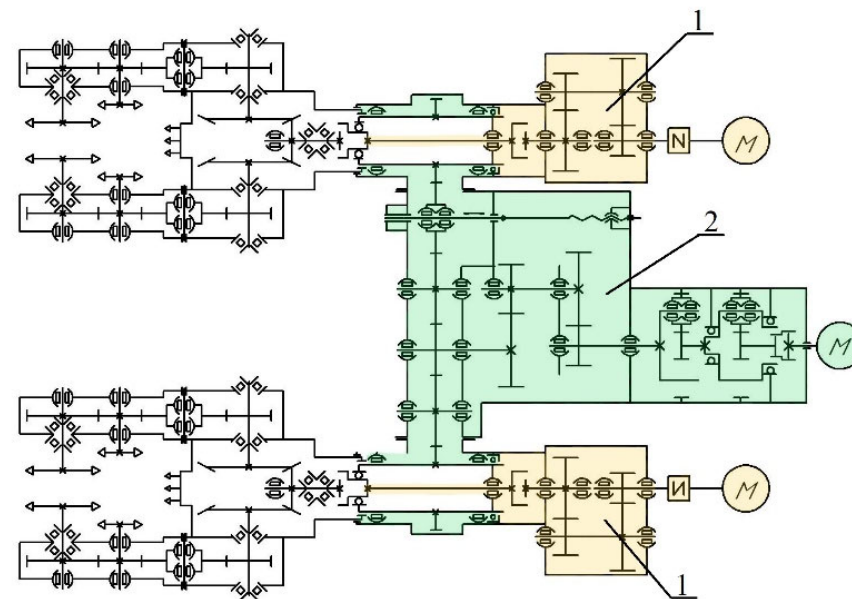
Все известные технические решения компоновки приводной системы сдвоенных планетарно-дисковых исполнительных органов обеспечивают относительное вращение резцовых дисков и переносное движение исполнительного органа от разных приводных электродвигателей. Это оказывает

существенное влияние на процесс формирования резов планетарно-дисковыми исполнительными органами проходческо-очистных комбайнов [88].

Параметры процесса формирования резов резцами породоразрушающего органа на открытой поверхности горного массива определяют развитие и распространение трещин, а также форму элементарного скола в его поперечном сечении [7, 106], что оказывает существенное влияние на содержание мелкодисперсной фракции в отбитой руде. Исследованиями сотрудников кафедры Горной электромеханики ПНИПУ (ранее ПГТУ) экспериментально доказано, что применение шахматной схемы разрушения массива с рациональными параметрами позволяет уменьшить количество необоготимой фракции в отбитой руде [98].



а)



б)

Рисунок 2.5 – Существующие технические решения компоновки приводной системы планетарно-дисковых исполнительных органов:
а) кинематическая схема проходческо-очистного комбайна «Урал-20А»; б) кинематическая схема проходческо-очистного комбайна «Урал-20Р»; 1 – привод относительного движения резцовых дисков; 2 – привод переносного движения исполнительного органа

Функционирование планетарно-дискового рабочего органа следует анализировать как процесс последовательного формирования резов и как систему пространственного расположения новых резов относительно ранее созданных. Каждый последующий рез формируется после поворота исполнительного механизма на 180 градусов.

Ключевыми параметрами, определяющими характеристику резов на открытой поверхности забоя, выступают два фактора: соотношение частот вращения относительного и переносного движения, а также количество резцов на каждом диске. Важно отметить, что согласно эксплуатационной практике, все симметричные резцовые диски оснащаются равным количеством резцов, что является необходимым условием для балансировки динамических нагрузок в системе.

Отношение частот вращения относительного и переносного движения планетарного органа определяется формулой [33]:

$$i = \frac{n_{от}}{n_{пер}}, \quad (2.1)$$

где $n_{от}$ – частота относительного вращения режущих дисков, об/мин; $n_{пер}$ – частота вращения исполнительного органа при переносном движении, об/мин.

Частоты вращения режущих дисков и планетарного исполнительного органа зависят от передаточного отношения зубчатых пар между приводным электродвигателем исполнительного органа и режущим диском до конической передачи $Z_{от1}$ и после $Z_{от2}$, между электродвигателем переносного вращения и исполнительным органом $Z_{пер}$ и заданных скоростей приводных электродвигателей. Скорость вращения валов асинхронных электродвигателей определяется заданными оборотами электродвигателя $n_{дв.от}$, $n_{дв.пер}$ и величиной скольжения $S_{ск.от}$, $S_{ск.пер}$. Тогда отношение частот вращения относительного и переносного движения примет вид:

$$i(S_{ск.от}, S_{ск.пер}) = \frac{\left((n_{дв.от} - n_{дв.от} \cdot S_{ск.от}) \cdot Z_{от1} + (n_{дв.пер} - n_{дв.пер} \cdot S_{ск.пер}) \cdot Z_{пер} \right) \cdot Z_{от2}}{(n_{дв.пер} - n_{дв.пер} \cdot S_{ск.пер}) \cdot Z_{пер}} \quad (2.2)$$

Эффективная работа кинематической схемы планетарно-дискового рабочего органа достигается за счет сдвига последующих резов относительно ранее сформированных [30]. Совпадение или смещение траекторий резания дисков за один полный оборот водила определяется характеристикой дробной части от четного количества режущих элементов:

$$i(S_{\text{ск.от}}, S_{\text{ск.пер}}) \cdot Z_p = k + \Delta i Z_p, \quad (2.3)$$

где Z_p – число резцов на режущем диске, шт.; k – четное число резов; $\Delta i Z_p$ – дробная часть резов.

Зависимость процентной величины смещения резов (относительно ранее оставленных за половину оборота исполнительного органа) от величины скольжения приводных электродвигателей опишется системой уравнений:

$$\Delta_{pc}(S_{\text{ск.от}}, S_{\text{ск.пер}}) = \begin{cases} \left(0,5 - \frac{\Delta i Z_p(S_{\text{ск.от}}, S_{\text{ск.пер}})}{2} \right) \cdot 100 & \text{при } k \% 2 = 0; \\ \left(1 - \frac{\Delta i Z_p(S_{\text{ск.от}}, S_{\text{ск.пер}})}{2} \right) \cdot 100 & \text{при } k \% 2 > 0. \end{cases} \quad (2.4)$$

Значение скольжения в приводных электродвигателях формируется под воздействием механических характеристик используемых двигателей, интенсивности и характера прилагаемых нагрузок, а также частоты питающей сети. Важно учитывать, что при эксплуатационных нагрузках номинальной величины возможное отклонение показателя скольжения может достигать +20 % от номинального значения [10].

На рисунке 2.6 приведены графические зависимости изменения крутящего момента электродвигателей рабочего органа проходческо-очистного комбайна. В ходе эксперимента фиксировались показатели трехфазной активной мощности электродвигателей с последующим преобразованием в значения крутящего момента при помощи программного комплекса «РС-ВАТУР». Полученные экспериментальные данные дают возможность определить границы колебаний крутящего момента для силовых агрегатов рабочего органа. Зарегистрированные значения составили: для двигателей относительного вращения резцовых дисков

$M_{кр1,2}=1190 - 1830 \text{ Н}\cdot\text{м}$, для электропривода переносного вращения рабочего органа $M_{кр3}=152 - 262 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

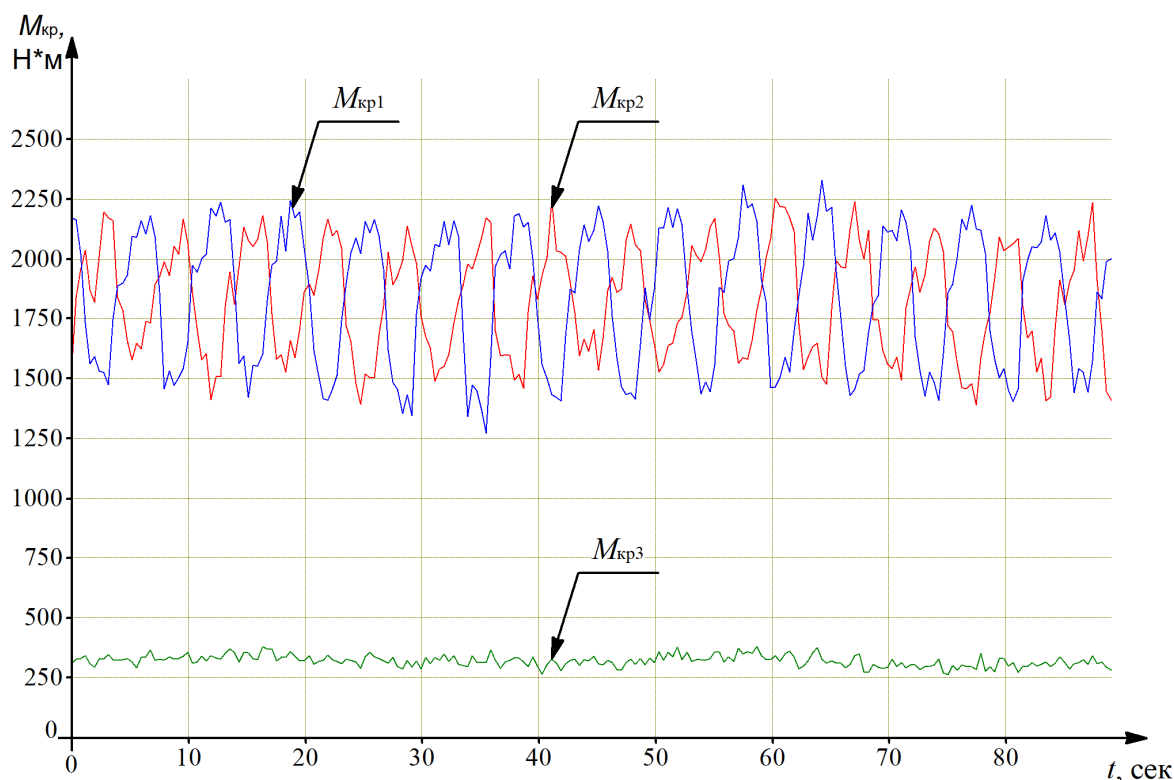


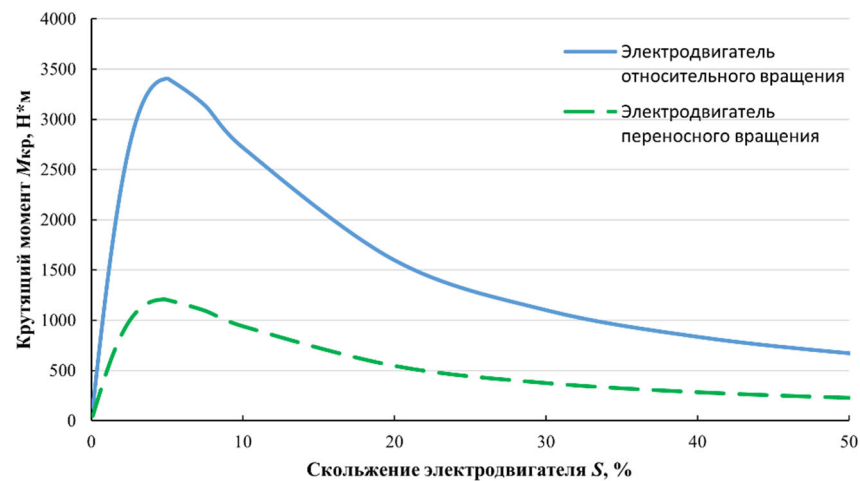
Рисунок 2.6 – График изменения крутящего момента главных электродвигателей комбайна:

$M_{кр1}$ – крутящий момент левого электродвигателя относительного вращения, Н·м;

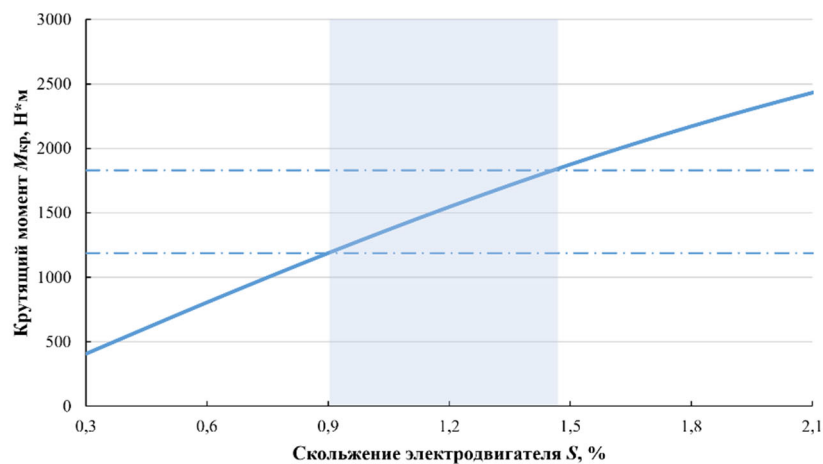
$M_{кр2}$ – крутящий момент правого электродвигателя относительного вращения, Н·м;

$M_{кр3}$ – крутящий момент электродвигателя переносного вращения, Н·м.

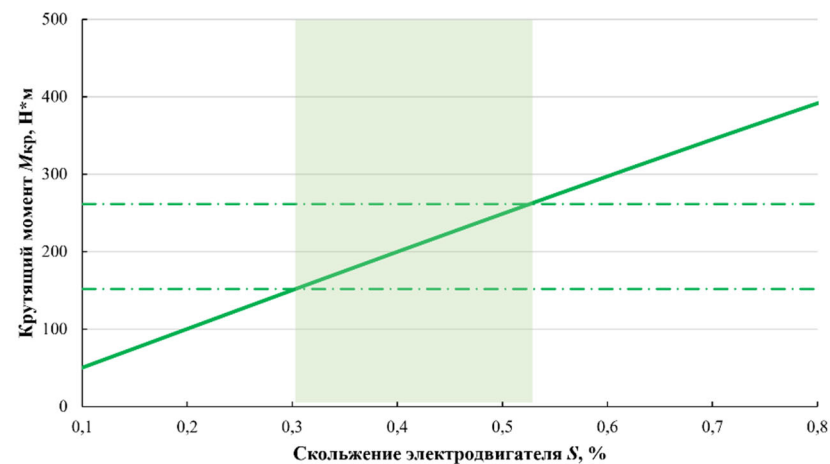
Для определения величины скольжения электродвигателей исполнительного органа построены механические характеристики (рисунок 2.7), на которых выделены локальные участки, соответствующие работе электродвигателей в пределах изменения крутящих моментов. Диапазон изменения величины скольжения электродвигателя относительного движения составил $S_{ск.отн} = 0,9 - 1,46 \%$, для электродвигателя переносного вращения $S_{ск.пер} = 0,3 - 0,525 \%$.



а)



б)



в)

Рисунок 2.7 – Механические характеристики электродвигателей планетарно-дискового исполнительного органа:

а) полная механическая характеристика электродвигателей; б) локальный участок механической характеристики работы электродвигателя относительного вращения; в) локальный участок механической характеристики работы электродвигателя переносного вращения

Параметры приводной системы планетарно-дискового исполнительного органа проходческо-очистного комбайна «Урал-20Р», необходимые для проведения расчетов, приведены в таблице 2.2.

Таблица 2.2 –Данные приводной системы проходческо-очистного комбайна «Урал-20Р»

| Параметры | Значение |
|---|----------|
| Марка проходческо-очистного комбайна | Урал-20Р |
| Количество резцов на одиночном диске Z_r , шт. | 15 |
| Передаточное отношение редукторов привода относительного вращения резцовых дисков $Z_{от1}$ | 0,112 |
| Передаточное отношение раздаточного редуктора привода относительного вращения резцовых дисков $Z_{от2}$ | 0,356 |
| Передаточное отношение редукторов привода переносного вращения исполнительного органа $Z_{пер}$ | 0,003 |
| Число оборотов двигателя относительного вращения резцовых дисков $n_{дв.от}$, об/мин | 1000 |
| Число оборотов двигателя переносного вращения исполнительного органа $n_{дв.пер}$, об/мин | 1500 |

На рисунке 2.8 приведены результаты расчета формул (2.2)–(2.4) зависимости отношения относительной и переносной частот вращения от величины скольжения приводных электродвигателей и график зависимости процентной величины смещения резцов, относительно ранее оставленных, от величины скольжения электродвигателей. При этом не учитывался фактор возможного отклонения величины скольжения на 20 %.

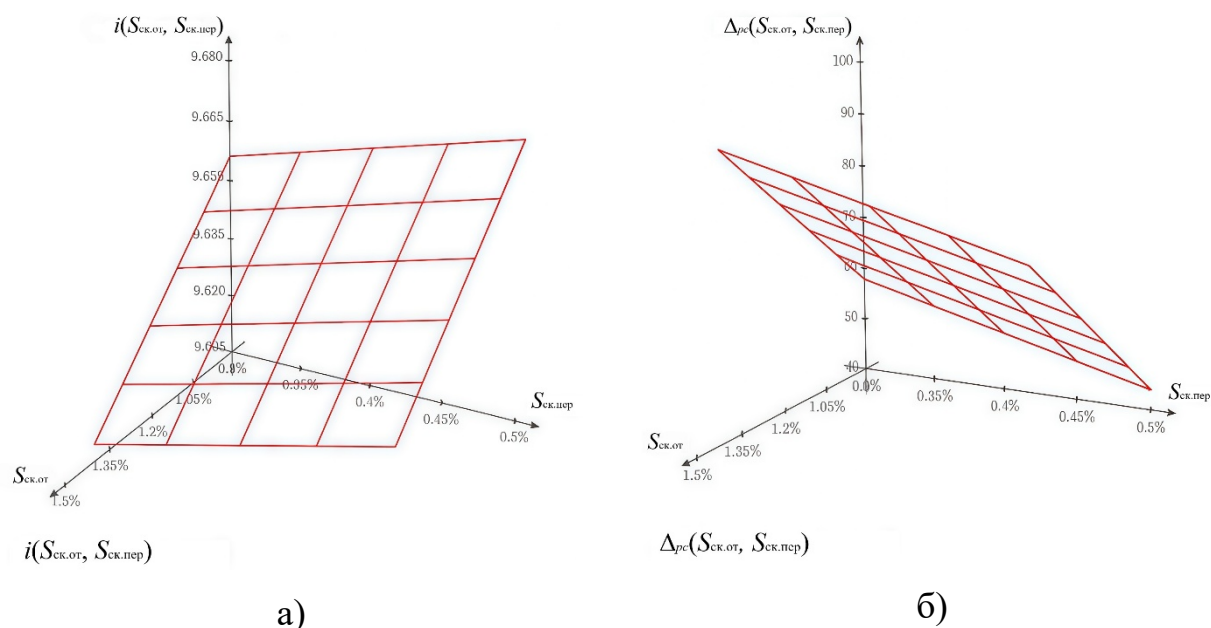


Рисунок 2.8 – Зависимость отношения частот вращения (а) и процентной величины смещения резцов, относительно ранее оставленных, (б) от величины скольжения электродвигателя

Анализ результатов расчета показал, что отношение частоты вращения режущих дисков к переносному вращению исполнительного органа и процентное смещение резцов, относительно ранее оставленных, в зависимости от величины скольжения приводных электродвигателей изменяется в пределах $i(S_{\text{ск.от}}, S_{\text{ск.пер}}) \in [9,6 ; 9,68]$ и $\Delta_{\text{рс}}(S_{\text{ск.от}}, S_{\text{ск.пер}}) \in [42 ; 97]$.

На рисунке 2.9 показано расположение каналов в зависимости от установленного диапазона скольжения приводных электродвигателей исполнительного органа на локальном участке забоя. При последовательном проходе резцов режущих дисков правой части исполнительного органа: линия 1 – резы соседних резцов одного диска, оставленные на первом обороте переносного движения; 2 – след резцов второго диска правого водила, оставленный при прохождении рассматриваемого локального участка (через угол 180° переносного вращения исполнительного органа); $\Delta_{\text{рс}}(S_{\text{ск.от}}, S_{\text{ск.пер}})$ – определяет участок возможного расположения резцов второго диска в зависимости от величины скольжения.

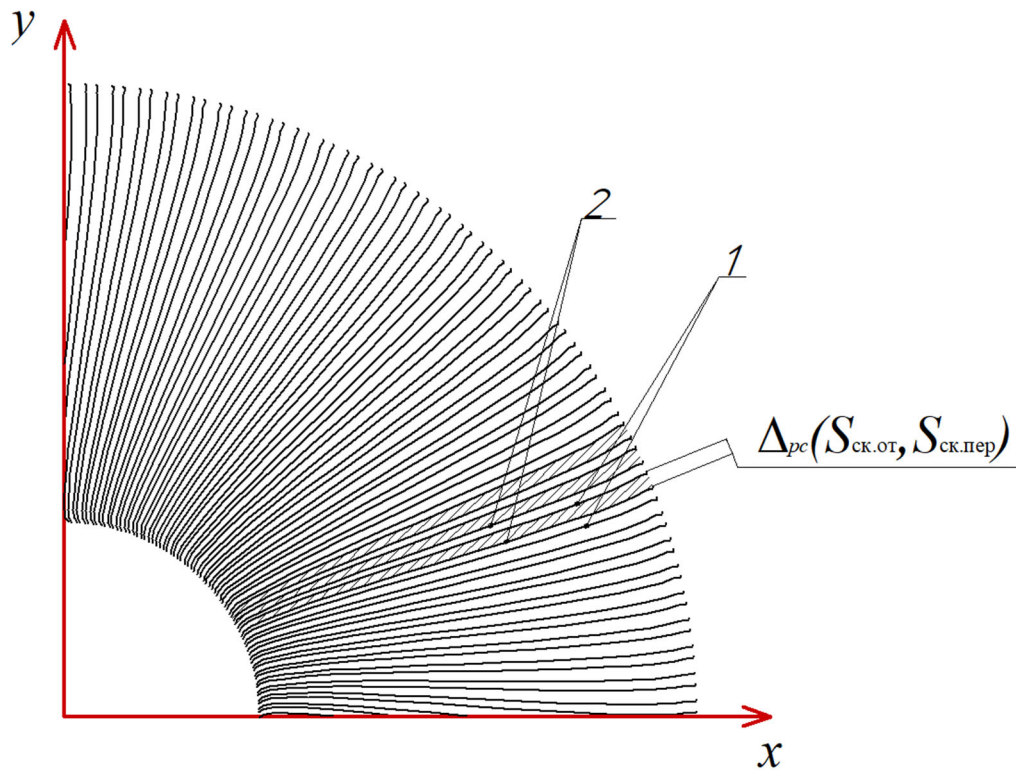


Рисунок 2.9 – Схема расположения резов на открытой поверхности забоя в зависимости от величины скольжения электродвигателей

Большая вариативность диапазона смещений последующих резов и стремление резца сойти с нового следа по причине неуравновешенности боковых усилий не позволяют обеспечить стабильное резание «по новому» следу и эффективную работу исполнительного органа при наличии действующей приводной системы.

2.3. Математическая модель определения нагрузок в приводной системе планетарно-дискового исполнительного органа при неполном сечении выработки

2.3.1. Определение силовых параметров, действующих на резец исполнительного органа

Для определения нагрузок, действующих на приводную систему исполнительного органа, необходимо установить силы резания на одиночном резце резцового диска [33, 1]. Сила резания рассчитывается по следующему выражению:

$$P_z = A_r h K_{t/h} K_b K_\alpha K_z K_\phi K_\psi, \quad (2.5)$$

где A_r – сопротивляемость резанию со стороны горного массива, Н/мм; h – толщина среза, мм; $K_{t/h}$ – коэффициент степени блокированности; K_b – коэффициент ширины режущей кромки резца; K_α – коэффициент угла резания резцового инструмента; K_z – коэффициент затупления резцового инструмента; K_ϕ – коэффициент формы передней грани резца; K_ψ – коэффициент ориентации резца.

Параметры разрушения забоя (глубина реза h и шаг резания планетарно-дискового исполнительного органа t) зависят от конструктивных параметров исполнительного органа и угла поворота резцового диска:

$$h = \frac{10^3 V_k \sin(\varphi)}{Z_d n_{\text{пер}}}, \quad (2.6)$$

где V_k – скорость подачи комбайна на забой, м/мин; Z_d – число резцовых дисков на исполнительном органе, шт.; $n_{\text{пер}}$ – частота переносного вращения исполнительного органа, об/мин; φ – угол поворота резцового диска, градус.

$$t = \frac{2\pi(\sqrt{R_{av}^2 + A^2} - R_d \cos(\varphi))}{Z_p i}, \quad (2.7)$$

где R_d – радиус резцового диска исполнительного органа, мм; R_{av} – расстояние от оси вращения диска до оси вращения водила, мм; A – смещение плоскости диска

относительно оси вращения, мм; i - отношение частоты относительного вращения дисков к частоте переносного вращения органа.

Средний радиус исполнительного органа R_{av} :

$$R_{av} = \frac{D_{io}}{2} - R_d, \quad (2.8)$$

где D_{io} – диаметр исполнительного органа, мм.

Толщина реза и шаг резания для роторного исполнительного органа определяются формулами:

$$h = \frac{V_k}{n_{пер} \cdot m}; \quad (2.9)$$

$$t = \frac{D_{io}}{2 \cdot \left(\frac{Z_p}{m} + 1 \right)}, \quad (2.10)$$

где m – число резцов в линии резания, шт.

Для барабанных и шнековых органов разрушения средняя глубина реза и шаг резания определяются из выражения:

$$h_{cp} = h_{max} \frac{360 \cdot H_m}{\pi \left[\arccos \left(1 - \frac{2 \cdot H_m}{D_{io}} \right) \right] D_{io}}; \quad (2.11)$$

$$t = \frac{B}{\frac{Z}{m} - 1}, \quad (2.12)$$

где H_m – высота массива, с которой взаимодействует исполнительный орган, мм; h_{max} – максимальная глубина реза, мм; D_{io} - диаметр барабанного или шнекового исполнительного органа, мм.

Скорость подачи комбайна на забой зависит заявленной от технической производительности комбайна:

$$V_k = \frac{Q_k}{S_B \rho}, \quad (2.13)$$

где Q_k – техническая производительность комбайна, т/мин; S_b – площадь выработки, формируемая исполнительными органами проходческо-очистного комбайна, м²; ρ – плотность калийной руды в массиве, т/м³.

Коэффициент степени блокированности реза отражает взаимное влияние соседних резов друг на друга и определяется выражением:

$$K_{t/h} = \frac{\sqrt{68,1 - (\frac{t}{h} - 7,2)^2} - 3,25}{5}, \text{ при } t/h \leq 7,2. \quad (2.14)$$

При $t/h > 7,2$ взаимное влияние соседних резов друг на друга отсутствует. Коэффициент степени блокированности реза принимается $K_{t/h} = 1$.

Коэффициенты ширины режущей кромки и угла резания определяются выражениями:

$$K_b = 0,16 + 0,042 \cdot b = 0,832, \quad (2.15)$$

$$K_\alpha = 0,55 + 0,009 \cdot \alpha_p = 1,2, \quad (2.16)$$

где b – ширина режущей кромки, мм; α_p – угол резания, градус.

Коэффициент, учитывающий затупление резца:

$$K_z = 1 + 0,01 \cdot S_z = 1,1, \quad (2.17)$$

где S_z – величина уменьшения площади задней грани неповоротного резца, мм²; ψ_k – угол разворота резца относительно направления движения, градус,

$$S_z = \frac{3,35 - 3,44 \sin(\psi_k) - 0,65 \sin(\psi_k)^2}{0,47 - 1,41 \sin(\psi_k)^2 + 0,86 \sin(\psi_k)^2}; \quad (2.18)$$

$$\psi_k = \arctan\left(\frac{V_{\text{пер}}}{V_{\text{отн}}}\right), \quad (2.19)$$

где $V_{\text{пер}}$ – линейная скорость переносного движения резца исполнительного органа, м/с; $V_{\text{отн}}$ – линейная скорость относительного движения резцового диска, м/с.

Линейная скорость переносного движения резца исполнительного органа:

$$V_{\text{пер}} = \left[\frac{R_{av}}{10^3} - \frac{R_d}{10^3} \cos(\varphi) \right] \frac{n_{\text{пер}}}{9,549}. \quad (2.20)$$

Линейная скорость относительного движения резцового диска:

$$V_{\text{отн}} = \frac{R_d n_{\text{отн}}}{10^3 \cdot 9,549}. \quad (2.21)$$

Форма режущей части резца определяет коэффициент формы передней грани резца K_ϕ (таблица 2.2).

Таблица 2.2 – Коэффициент формы передней грани K_ϕ

| Форма режущей кромки | Коэффициент формы передней грани K_ϕ | | |
|--------------------------|---|-------------------------|-------------|
| | Форма передней грани | | |
| | плоская | полукруглая выпуклая | крышевидная |
| Полукруглая выпуклая | 0,57 – 0,62 | 0,57 | 0,66 – 0,74 |
| Прямоугольная долотчатая | 0,93 – 1,0 | – | – |
| Треугольная | 0,79 – 0,84 | 0,68 – 0,71 | 0,77 – 0,85 |

Определение коэффициента угла разворота резца относительно направления движения уточнено в исследованиях Крутилина В.И. и Шмакина И.Г. [36, 76]:

$$K_\psi = \begin{cases} 1 - 0,0244 \cdot \psi & \text{при } \psi \leq \psi_{\text{опт}}; \\ 0,61 + 0,029(\psi - 16^\circ) & \text{при } \psi > \psi_{\text{опт}}, \end{cases} \quad (2.22)$$

где $\psi_{\text{опт}}$ – угол разворота для резцов калийных руд, $\psi_{\text{опт}} = 16-18,5^\circ$; ψ – угол разворота резца между направлением вектора скорости и проекцией оси резца на плоскость резания, градус,

$$\psi = \varphi_{\text{уст}} - \psi_{\kappa}, \quad (2.23)$$

где $\varphi_{\text{уст}}$ – угол разворота резца относительно плоскости диска, градус.

Боковая нагрузка на резец определяется выражением:

$$P_x = \left[0,0246 S_{\kappa} k_{\psi} + 0,0185(2\psi - \psi_{\text{уст}}) + 0,055 \left(\frac{t_{\text{н1}} - t_{\text{н2}}}{h} \right) \right] P_{Zo}, \quad (2.24)$$

P_{Zo} – сила резания острым неразвернутым резцом, Н; $t_{ц1}, t_{ц2}$ – величина межрезцовых целиков, мм,

$$P_{Zo} = \frac{P_z}{k_\psi}; \quad (2.25)$$

$$t_{цj} = \pi D_{\text{ср.цел.}} \frac{\Delta i Z_p}{j(k + \Delta i Z_p)}, \quad (2.26)$$

где k – целая часть количества резов за один оборот водила, $\Delta i Z_p$ – дробная часть количества резов, оставленных резцами диска за один оборот водила; $D_{\text{ср.цел.}}$ – средний диаметр исполнительного органа в зависимости от угла поворота резцового диска, мм,

$$\Delta i Z_p = i \cdot Z_p - k; \quad (2.27)$$

$$D_{\text{ср.цел.}} = 2R_{av} - D_d \cos(\varphi). \quad (2.28)$$

Возможность определения силы резания, действующей на одиночный резец в зависимости от его положения на резцовом диске, позволяет осуществлять расчеты с высокой степенью точности. Следующим этапом в определении нагрузок, действующих на приводную систему планетарно-дискового исполнительного органа комбайна, является установление количества резцов, взаимодействующих с забоем.

2.3.2. Определение количества резцов, взаимодействующих с горным массивом

Планетарно-дисковый орган (рисунок 2.10) состоит из рукояти, которая является корпусом раздаточного редуктора 2, и двух дисков 1, оснащённых резцами. Поскольку высота уступа забоя является переменной величиной, количество резцов, взаимодействующих с массивом, постоянно изменяется при переносном вращении планетарного органа. Ключевым этапом построения математической модели для определения нагрузок на приводную систему является установление зависимости количества контактирующих резцов от угла поворота

планетарного органа и высоты уступа забоя, поскольку количество резцов прямо пропорционально величине нагрузок [39].

Резцовые диски планетарного органа оснащены резцами, закрепленными в резцедержателях. Резцедержатели равномерно распределены на окружности резцового диска и располагаются на одинаковом расстоянии относительно друг друга. Данный факт позволяет сделать допущение, что в каждый момент относительного вращения резцового диска количество резцов, взаимодействующих с калийным массивом, и сумма действующих на них сил резания являются постоянными.

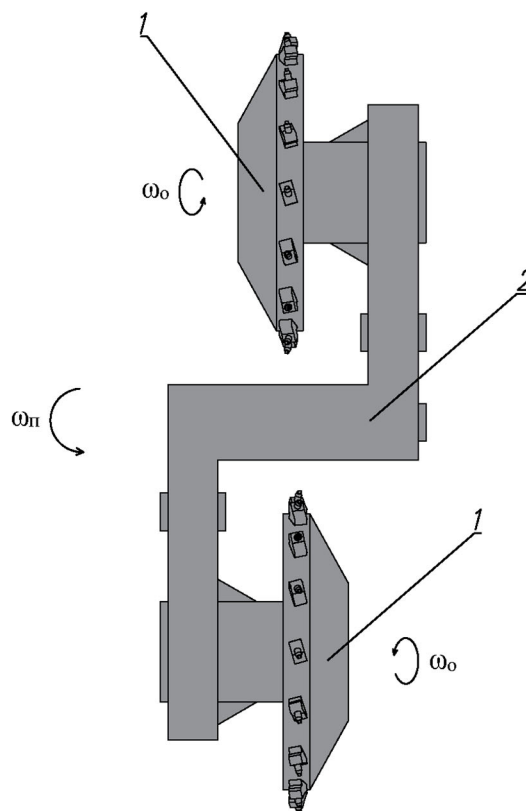
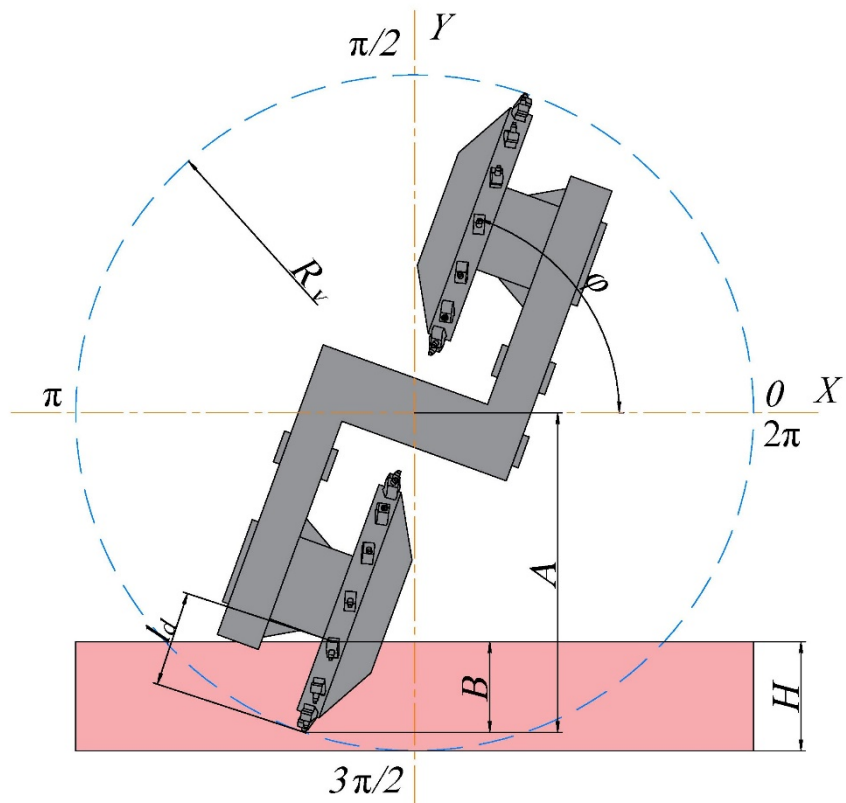


Рисунок 2.10 – Планетарно-дисковый исполнительный орган

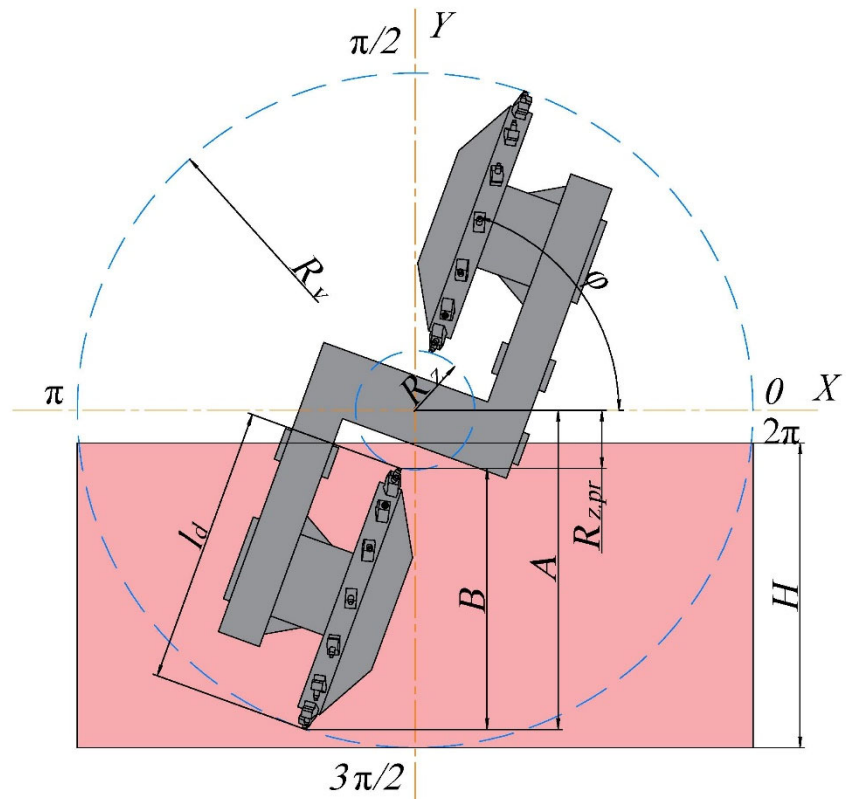
Расчетные схемы определения количества резцов, взаимодействующих с забоем, основаны на полярной системе координат. Угол поворота исполнительного органа φ определяется числом рассматриваемых положений N (принимается не менее 120) от 0 до 2π .

На рисунках 2.11 и 2.12 представлены принципиальные расчетные схемы для определения количества резцов, контактирующих с горным массивом, при различной высоте уступа забоя H (горный массив обозначен розовым цветом).

Определим общие данные, необходимые для всех вариантов расчетов количества резцов, контактирующих с горным массивом.

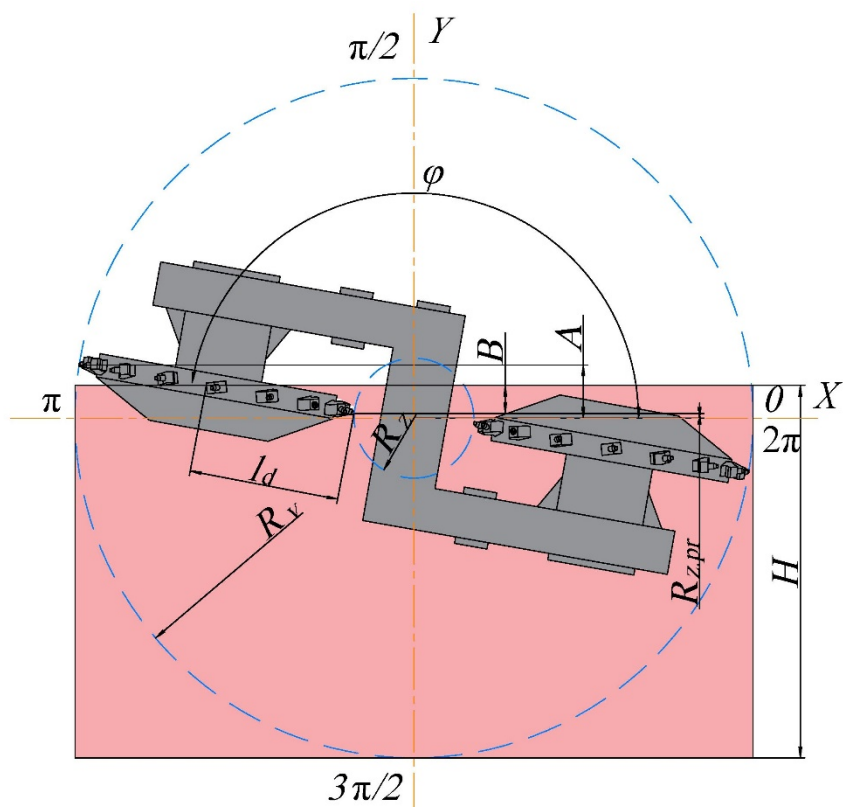


а)

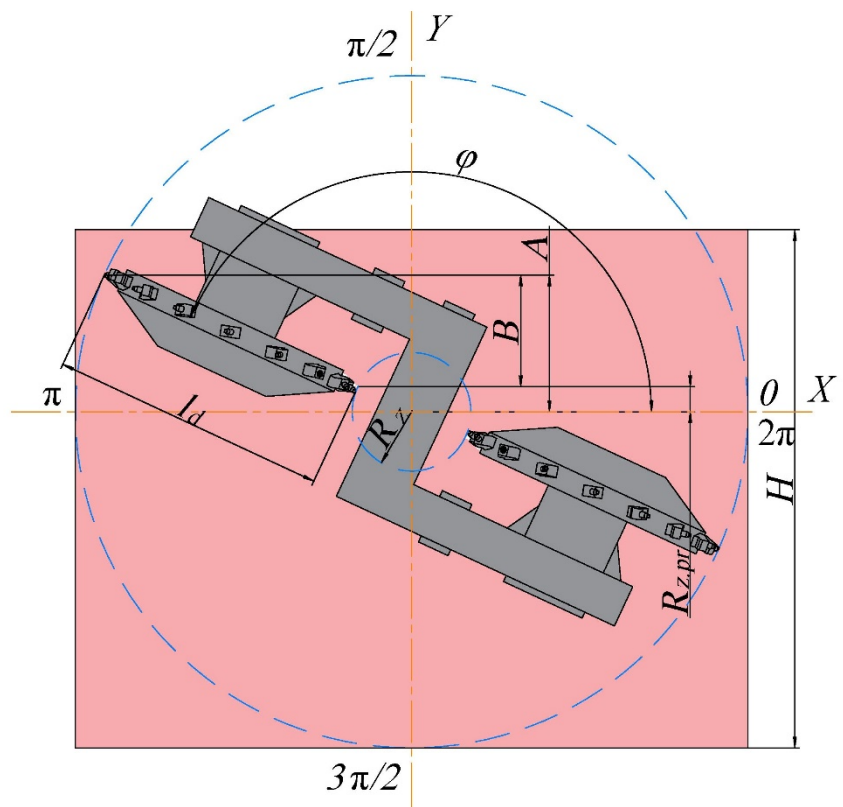


б)

Рисунок 2.11 – Расчетная схема определения количества резцов, контактирующих с горным массивом, при условии $H < R_v$:
а) при условии $H < 2R_d$; б) при условии $H \geq 2R_d$



а)



б)

Рисунок 2.12 – Расчетная схема определения количества резцов, контактирующих с горным массивом, при условии $H \geq R_v$:

а) при условии $H \leq R_v + A$; б) при условии $H > R_v + A$

Длина проекции исполнительного органа A на ось Y определяется радиусом исполнительного органа и углом его поворота:

$$A = R_v \cdot |\sin(\varphi)|, \quad (2.29)$$

где R_v – радиус контура, описываемого планетарно-дисковым исполнительным органом, мм.

Необрабатываемая резцовыми дисками часть забоя, как правило, разрушается забурником. Это не влияет на нагруженность привода исполнительного органа. Длина проекции, необрабатываемой резцовыми дисками части забоя, $R_{z.pr}$ на поперечную ось Y определяется формулой:

$$R_{z.pr} = R_z \cdot |\sin(\varphi)|, \quad (2.30)$$

где R_z – расстояние от оси вращения водила исполнительного органа до ближайшего резца резцового диска, мм,

$$R_z = R_v - R_d, \quad (2.31)$$

где R_d – радиус резцового диска, мм.

Резцы, установленные в резцедержателях, равномерно распределены по цилиндрической поверхности резцового диска. Расстояние между двумя соседними резцами диска L_{rez} :

$$L_{rez} = \frac{2\pi \cdot R_d}{Z_p}, \quad (2.32)$$

где Z_p – количество резцов, установленных на резцовом диске, шт.

Если высота уступа забоя меньше радиуса планетарного органа $H < R_v$ (рис. 2, а, б), тогда исполнительный орган контактирует с уступом забоя только одним режущим диском.

Длина проекции резцового диска B на поперечную плоскость определяется системой уравнений при следующих условиях:

– высота уступа больше диаметра резцового диска $H \geq 2R_d$, тогда:

$$B = \begin{cases} A - R_v + H & \text{при } R_{z.pr} < R_v - H; \\ 0 & \text{при } A - R_v + H < 0; \\ A - R_{z.pr} & . \end{cases} \quad (2.33)$$

– высота уступа меньше диаметра резцового диска $H < 2R_d$, тогда:

$$B = \begin{cases} H - R_v + A & \text{при } R_v \leq H + A; \\ 0. & \end{cases} \quad (2.34)$$

Длина резцового диска l_d , взаимодействующего с калийным массивом, опишется выражением:

$$l_d = \begin{cases} \frac{B}{|\sin(\varphi)|} & \text{при } |\sin(\varphi)| > 0; \\ B. & \end{cases} \quad (2.35)$$

Длина окружности резцового диска L_d , взаимодействующая с забоем:

$$L_d = \begin{cases} R_d \left[\pi - \arccos\left(\frac{l_d - R_d}{R_d}\right) \right] & \text{при } l_d \geq R_d; \\ R_d \cdot \arccos\left(\frac{R_d - l_d}{R_d}\right) & \text{при } l_d < R_d. \end{cases} \quad (2.36)$$

Число резцов, взаимодействующих с уступом забоя Z_{c1} , определится уравнением:

$$Z_{c1} = \begin{cases} \frac{L_d}{L_{rez}} + 1 & \text{при } L_d > 0; \\ 0. & \end{cases} \quad (2.37)$$

Если высота уступа забоя больше радиуса планетарного органа $H > R_v$ (рисунок 2.12), тогда исполнительный орган взаимодействует с калийным массивом двумя резцовыми дисками, при этом один диск будет всегда находиться в контакте с горным массивом.

Длина проекции резцового диска B_2 на поперечную ось Y :

$$B_2 = \begin{cases} \text{при } R_v + R_{z.pr} \leq H: \\ \begin{cases} H - R_v - R_{z.pr} & \text{при } H \leq R_v + A; \\ A - R_{z.pr} & \text{при } H > R_v + A; \end{cases} \\ 0. \end{cases} \quad (2.38)$$

Длина резцового диска l_{d2} , контактирующего с забоем:

$$l_{d2} = \frac{Z_2}{|\cos(\psi)|}. \quad (2.39)$$

Длина окружности резцового диска L_{d2} , взаимодействующая с забоем:

$$L_{d2} = \begin{cases} R_d \left[\pi - \arccos \left(\frac{l_{d2} - R_d}{R_d} \right) \right] & \text{при } l_{d2} \geq R_d; \\ R_d \cdot \arccos \left(\frac{R_d - l_{d2}}{R_d} \right) & \text{при } l_{d2} < R_d. \end{cases} \quad (2.40)$$

Число резцов Z_{c2} , контактирующих с забоем:

$$Z_{c2} = \begin{cases} \frac{L_d}{L_{rez}} + \frac{Z_p}{2} + 1 & \text{при } L_d > 0; \\ \frac{Z_p}{2}. \end{cases} \quad (2.41)$$

Объединим уравнения (2.37) и (2.41) в зависимости от условий $H < R_v$ и $H \geq R_v$. Число резцов Z_{con} , контактирующих с забоем, в зависимости от угла поворота исполнительного органа и высоты забоя примет вид системы уравнений:

$$Z_{con} = \begin{cases} Z_{c1} & \text{при } H < R_v; \\ Z_{c2} & \text{при } H \geq R_v. \end{cases} \quad (2.42)$$

Нагруженность приводной системы планетарного исполнительного органа прямо пропорциональна количеству резцов, взаимодействующих с горным массивом. На основе установленных зависимостей в разделе 2.3.4 определены действующие нагрузки и динамическая составляющая этих нагрузок на приводную систему исполнительного органа при работе с уступом забоя.

2.3.3. Исследования общей зоны разрушения планетарно-дисковыми органами

Для формирования овально-арочной формы выработки с максимальной выемкой полезного ископаемого главные органы разрушения имеют общую зону разрушения, а подрезание оставшейся части кровли и стенок выработки осуществляется отбойным и бермовым органами [87, 77].

Пересечение тороидальных поверхностей, образованных режущими дисками исполнительного органа, обуславливает отсутствие взаимодействия

части резцового диска с калийным массивом в общей зоне разрушения. Учет такой зоны необходим для определения количества резцов, не вовлеченных в процесс отбойки руды.

Расчетная схема для решения поставленной задачи приведена на рисунке 2.15. Буквой O_1 обозначена нижняя точка пересечения контуров, описываемых исполнительными органами. Буквой P обозначена точка пересечения плоскости резцового диска с линией контура, описываемого вторым исполнительным органом. Конструктивными величинами являются L_r – расстояние между осями вращения исполнительных органов; отрезок $MO_1=R_v$ – радиус контура, описываемого планетарным исполнительным органом; $\delta_{\text{общ}}$ – угол, образованный $\angle OMO_1$; δ – угол поворота одного исполнительного органа в общей зоне разрушения, образованный $\angle OMN$. Дополнительно введены параметры проекции на плоскость рисунка: MN – длина исполнительного органа, взаимодействующая с массивом; $MO = L_r/2$ – проекция отрезка MN на горизонтальную плоскость; NP – длина проекции резцового диска, не взаимодействующая с забоем. Отрезок NP является искомой величиной.

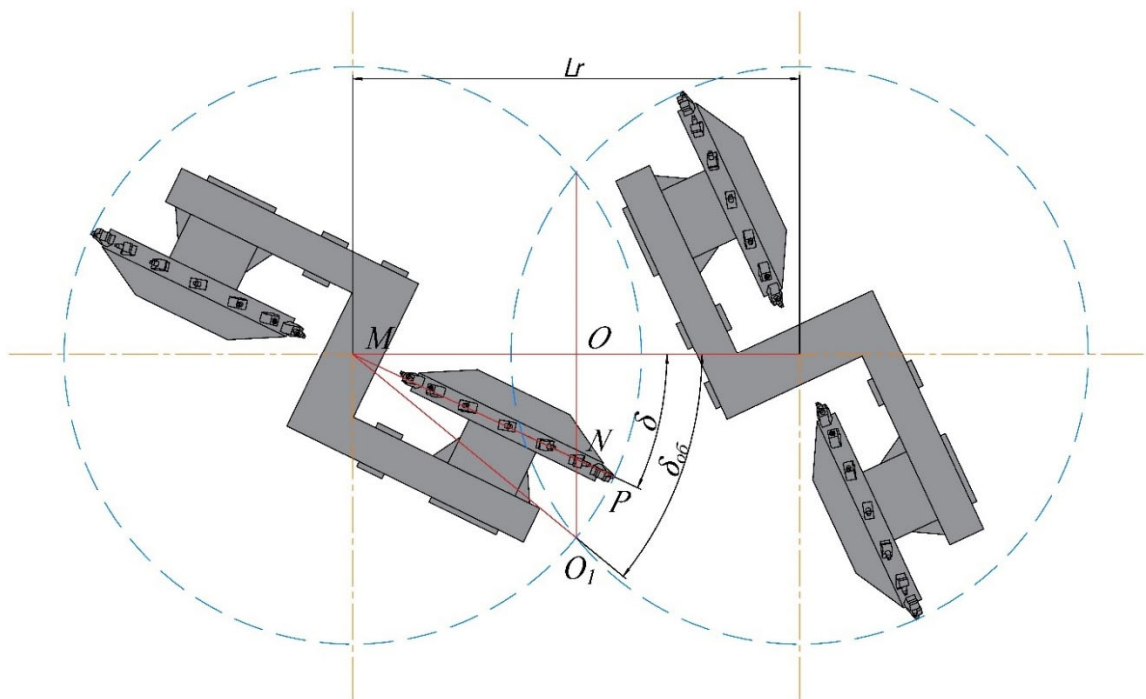


Рисунок 2.15 – Расчетная схема общей зоны разрушения

Длина проекции резцового диска, не взаимодействующая с забоем, определится формулой:

$$NP = R_v - \frac{L_r}{2 \cos(\delta)}. \quad (2.43)$$

Для определения длины окружности резцового диска L_d , не взаимодействующего с горным массивом, используем формулу, предложенную автором ранее (2.36). А количество резцов, находящихся в общей зоне разрушения сдвоенного планетарно-дискового исполнительного органа, получим из выражения:

$$Z_{об} = \frac{L_d}{L_{rez}}, \quad (2.44)$$

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

Вывявленные зависимости необходимы для высокой точности определения нагрузок, действующих на приводную систему исполнительного органа.

2.3.4. Теоретическое определение нагруженности приводной системы исполнительного органа

Основным этапом в построении математической модели является определение нагрузок, действующих на породоразрушающий инструмент горного комбайна [104, 103, 102]. Крутящий момент M_c , как силовой показатель разрушения горного массива, в общем виде определяется формулой:

$$M_c = \frac{60 P_z Z_r V_{rez}}{2 \pi n_{дв.от} \eta_{ио}}, \quad (2.45)$$

где Z_r – количество резцов, взаимодействующих с горным массивом, шт; V_{rez} – скорость резания, м/с; $\eta_{ио}$ – КПД исполнительного органа.

$$V_{rez} = \frac{R_d \sin(\varphi) n_{отн}}{10^3 \cdot 9,55}. \quad (2.46)$$

Скорость резания, задаваемая кинематикой исполнительных органов, напрямую влияет на энергоэффективность и стабильность работы добычной машины. Повышение скорости резания калийной руды снижает неупругие

деформации породы и диспергирование руды, улучшая её гранулометрический состав. Однако это же приводит к росту динамических нагрузок на резцы, увеличивая их удельный расход и затраты на замену инструмента у проходческо-очистных комбайнов [83].

Сила резания, необходимая для разрушения калийного массива, рассчитывается для каждого резца в зависимости от его положения на резцовом диске. Крутящий момент определяется как сумма моментов для каждого резца, взаимодействующего с забоем, в зависимости от угла поворота планетарного органа, высоты уступа забоя и наличия общей разрушения.

Крутящий момент приводного двигателя исполнительного органа при условии $H < R_v$ определится формулой:

$$M_i = \begin{cases} \text{при } \varphi < \delta_{об} \text{ и } \varphi > 2\pi - \delta_{об} : \\ \left\{ \begin{array}{l} \sum_{n=Z_{con}-Z_{об}}^1 M_c + M_{хол}, \quad Z_{con} > 0; \\ M_{хол}; \end{array} \right. \\ \text{при } \pi + \delta_{об} > \varphi > \pi - \delta_{об} : \\ \left\{ \begin{array}{l} \sum_{n=Z_{con}-Z_{об}}^1 M_c + M_{хол} \text{ при } Z_{con} > 0; \\ M_{хол}; \end{array} \right. \\ \sum_{n=Z_{con}}^1 M_c + M_{хол}, \end{cases} \quad (2.47)$$

где $M_{хол}$ – крутящий момент, затрачиваемый на работу исполнительного органа в режиме холостого хода, Н·м.

При условии $H \geq R_v$:

$$M_i = \begin{cases} \sum_{n=Z_{con}-Z_{об}}^0 M_c + M_{хол} \text{ при } \varphi < \delta_{об} \text{ и } \varphi > 2\pi - \delta_{об}; \\ \sum_{n=Z_{con}-Z_{об}}^0 M_c + M_{хол} \text{ при } \pi + \delta_{об} > \varphi > \pi - \delta_{об}; \\ \sum_{n=Z_{con}}^0 M_c + M_{хол}. \end{cases} \quad (2.48)$$

Зависимости (2.47) и (2.48) позволяют определить нагрузки на привод исполнительного органа при работе комбайна неполным сечением выработки и изменении высоты уступа забоя.

2.3.5. Анализ результатов

Результаты расчетов математической модели представлены для проходческо-очистного комбайна «Урал-20Р» с планетарно-дисковым исполнительным органом. Исходные данные, необходимые для проведения расчетов, приведены в таблице 2.3.

Таблица 2.3 – Исходные данные для расчета проходческо-очистного комбайна «Урал-20Р»

| Параметры | Значение |
|--|----------|
| Марка комбайна | Урал-20Р |
| Скорость подачи комбайна, м/мин | 0,22 |
| Радиус исполнительного органа, мм | 1550 |
| Радиус резцового диска, мм | 1280 |
| Частота переносного вращения, об/мин | 4,2 |
| Частота вращения резцовых дисков, об/мин | 40,7 |
| Тип резца | РС-14У |
| Количество резцов на резцовом диске, шт | 15 |

График зависимости количества резцов Z_{con} , взаимодействующих с уступом забоя, в зависимости от угла поворота планетарного органа и высоты уступа забоя представлен на рисунке 2.14. Высота уступа забоя принималась в диапазоне от 0,1 до 2,8 м с шагом в 0,3 м.

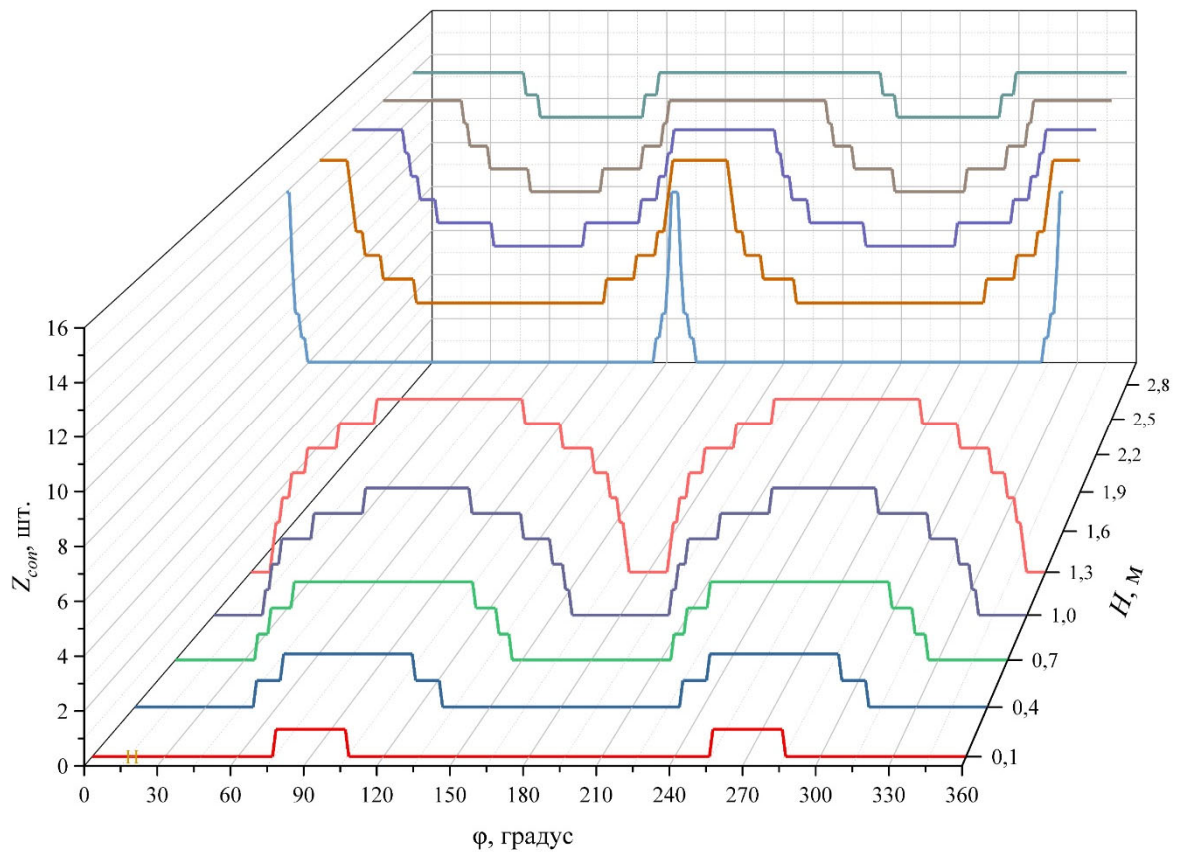


Рисунок 2.14 – Зависимость количества резцов, взаимодействующих с горным массивом, от угла поворота планетарного органа и высоты уступа забоя

При увеличении высоты уступа до радиуса контура R_v , описываемого планетарно-дисковым исполнительным органом, количество одновременно взаимодействующих резцов возрастает. Период, связанный с отсутствием взаимодействия резцовых дисков планетарного органа с калийным массивом, сокращается.

Увеличение высоты уступа забоя от величины радиуса контура, описываемого исполнительным органом R_v , до величины диаметра контура исполнительного органа D_{io} сопровождается ростом количества контактирующих резцов, при этом характерные скачки количества взаимодействующих резцов наблюдаются в периоде $H \in [R_v ; 2,2 \text{ м}]$.

Периоды резкого увеличения или уменьшения количества резцов, взаимодействующих с горным массивом, могут приводить к высокоамплитудным динамическим нагрузкам на приводные системы исполнительного органа.

Зависимость крутящего момента приводного двигателя относительного вращения резцовых дисков M_i от времени t и высоты уступа забоя H представлена на рисунке 2.15. Скорость подачи принята 0,22 м/мин, что соответствует установленной технической производительности комбайна [23].

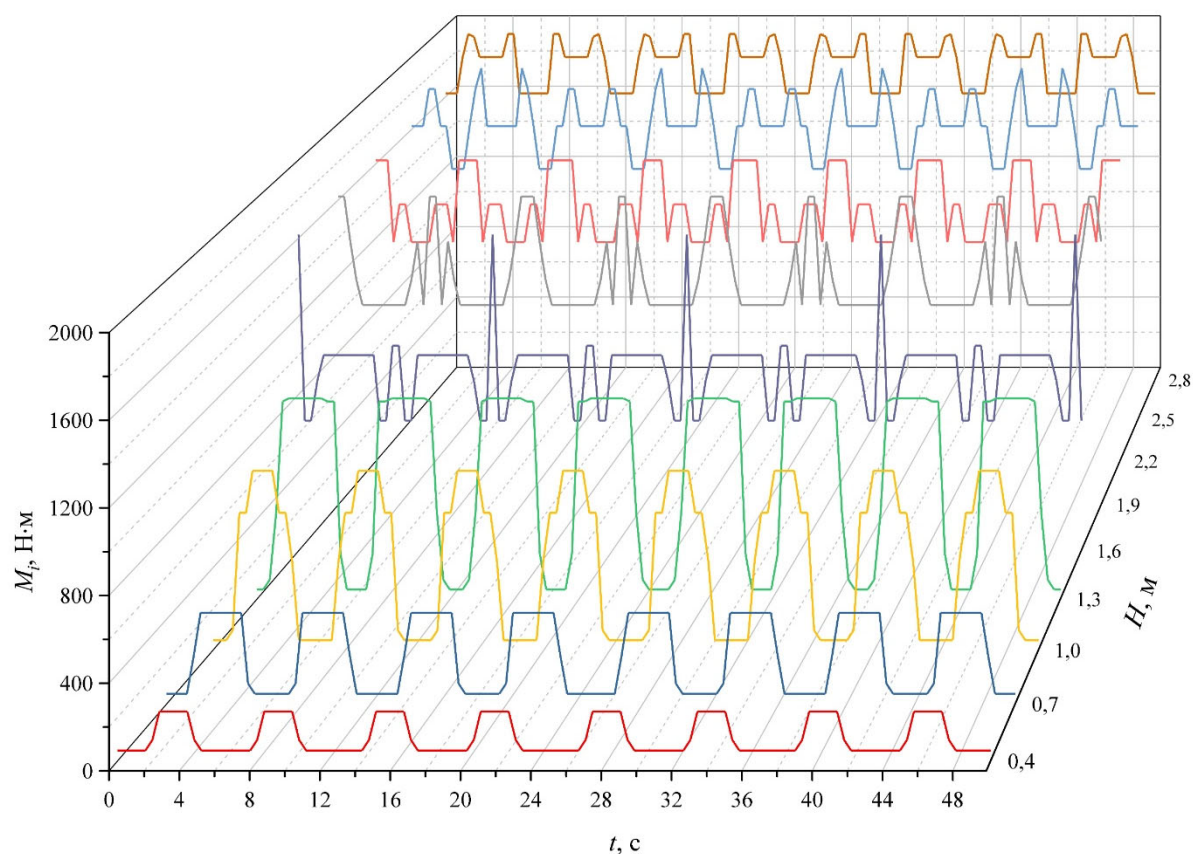


Рисунок 2.15 – Крутящий момент двигателя относительного вращения резцовых дисков исполнительного органа M_i в зависимости от времени t и высоты уступа забоя H

Оценка нагрузок, действующих на приводную систему исполнительного органа комбайна при работе неполным сечением выработки, произведена при помощи основных показателей эффективности, предложенных в работах Qiao и др. [105].

Усредненный показатель крутящего момента, формирующийся под влиянием характеристик режущего органа и свойств горной породы, является индикатором среднего уровня нагрузки. Расчетная формула для определения среднего момента двигателя представлена в следующем виде:

$$M_{\text{cp}} = (\sum_{i=1}^N M_i) / N, \quad (2.49)$$

где N – число точек регистрации нагрузки.

Изменение количества резцов, контактирующих с горным массивом, приводит к значительным колебаниям нагрузки на приводную систему. Показатель коэффициента вариации количественно характеризует отклонение крутящего момента электродвигателя от среднего значения, что служит важным критерием оценки надежности исполнительного органа. Увеличение этого показателя прямо пропорционально усиливает амплитуду нагрузочных колебаний. Расчет коэффициента вариации осуществляется по следующей формуле:

$$\delta_j = \frac{1}{M_{\text{cp}}} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (M_i - M_{\text{cp}})^2}{N}}. \quad (2.50)$$

Согласно данным рисунка 2.16, коэффициент вариации достигает максимальных величин при высоте уступа в диапазоне 0,4 – 1,6 м. Это свидетельствует о том, что амплитуда колебаний крутящего момента увеличивается более высокими темпами по сравнению с ростом его среднего значения. Указанная зависимость объясняется тем, что количество резцов, одновременно контактирующих с массивом породы, возрастает, а периоды холостого хода сокращаются. В интервале 1,3 – 1,6 м наблюдается резкое снижение коэффициента вариации, что объясняется отсутствием холостого хода режущих дисков и возрастанием среднего крутящего момента. При дальнейшем увеличении высоты уступа до 1,9 м коэффициент вариации стабилизируется, переходя в зону установившегося режима работы при одновременном росте крутящего момента.

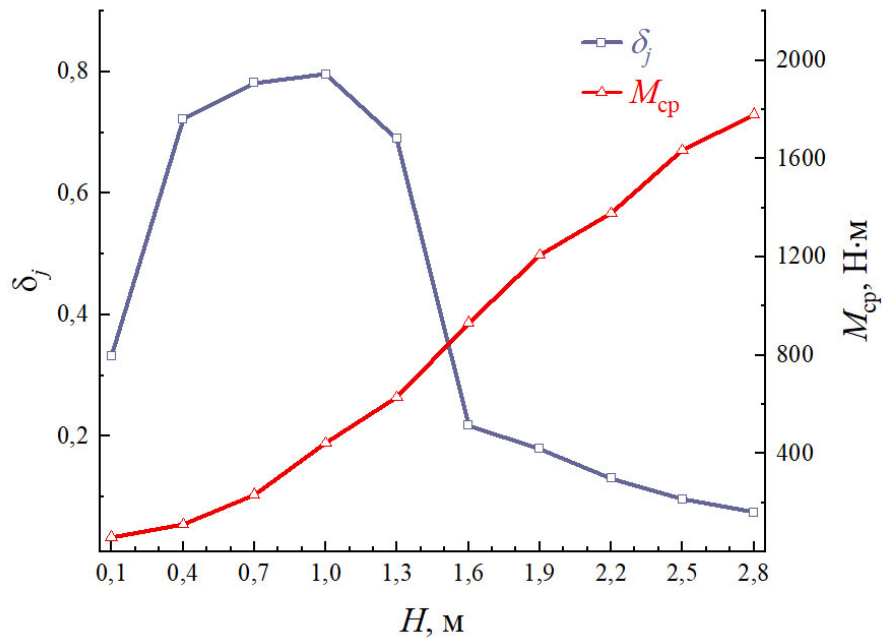


Рисунок 2.16 – Коэффициент вариации и среднее значение крутящего момента от высоты уступа забоя

Удельный расход энергии используется для определения количества энергии, необходимого для добычи тонны полезного ископаемого. Удельный расход является важным экономическим показателем эффективности работы горного комбайна [12]. Чем больше значение такого показателя, тем ниже эффективность работы режущего органа. Удельный расход энергии определяется выражением:

$$W_{уд} = \frac{N_{ио}}{60 S_{ио} \rho V_k}, \quad (2.51)$$

где $S_{ио}$ – площадь поверхности, обрабатываемой исполнительным органом, m^2 ; ρ – плотность руды в горном массиве, t/m^3 , $N_{ио}$ – мощность, затрачиваемая на резание исполнительным органом, кВт.

Малые по периоду и частоте высокоамплитудные колебания не находят существенного отражения в коэффициенте вариации. Для определения таких нагрузок используем показатель скорости изменения момента, определяемый формулой:

$$v_m = \frac{dM_i}{dt}. \quad (2.52)$$

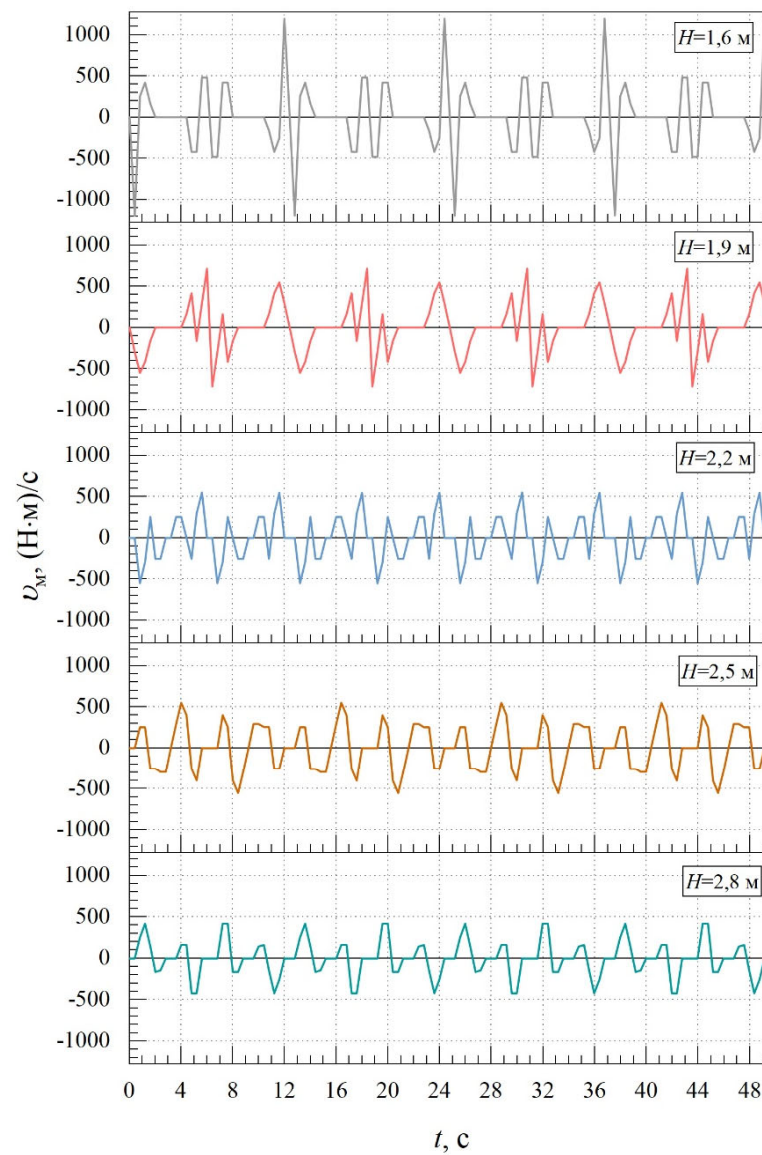
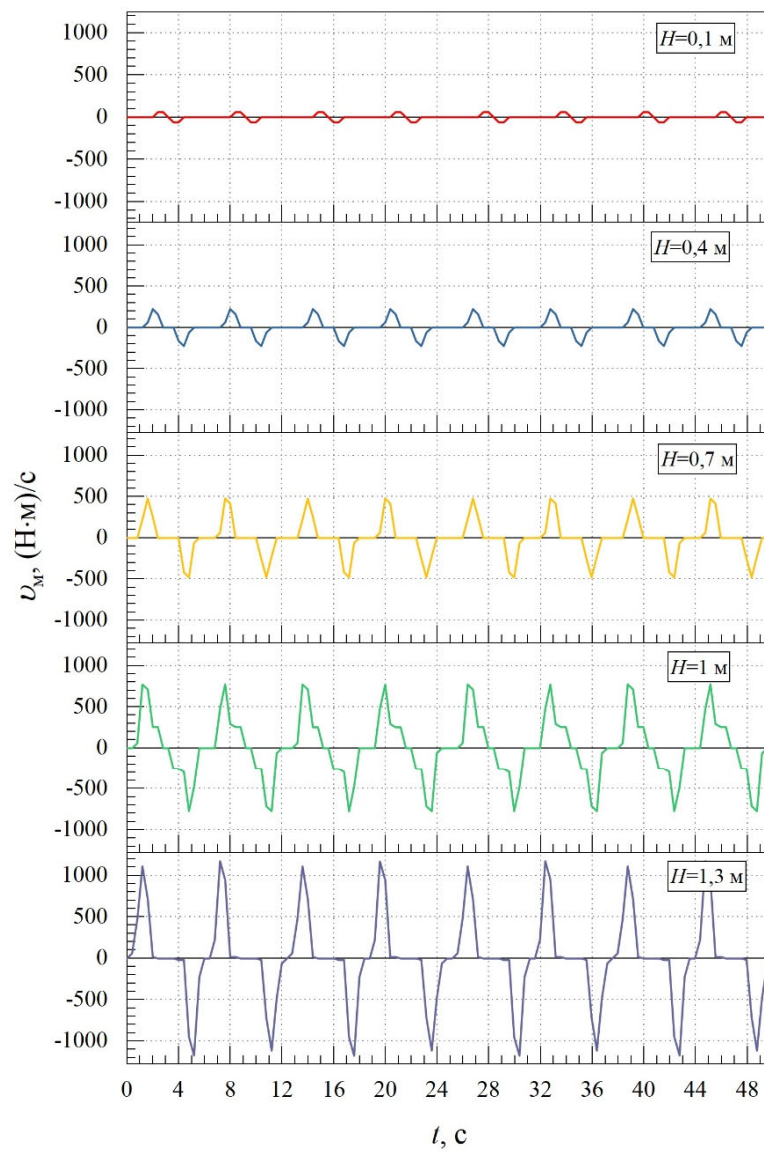


Рисунок 2.17 – Скорость изменения крутящего момента двигателя исполнительного органа

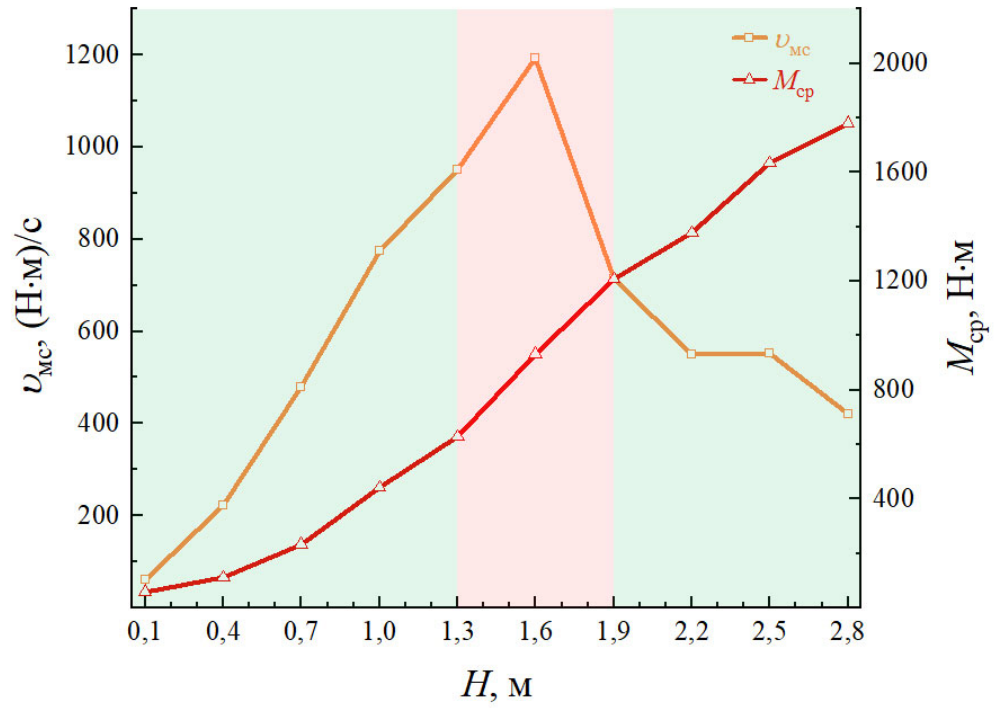


Рисунок 2.18 – Скорость изменения и среднее значение крутящего момента двигателя от высоты уступа забоя

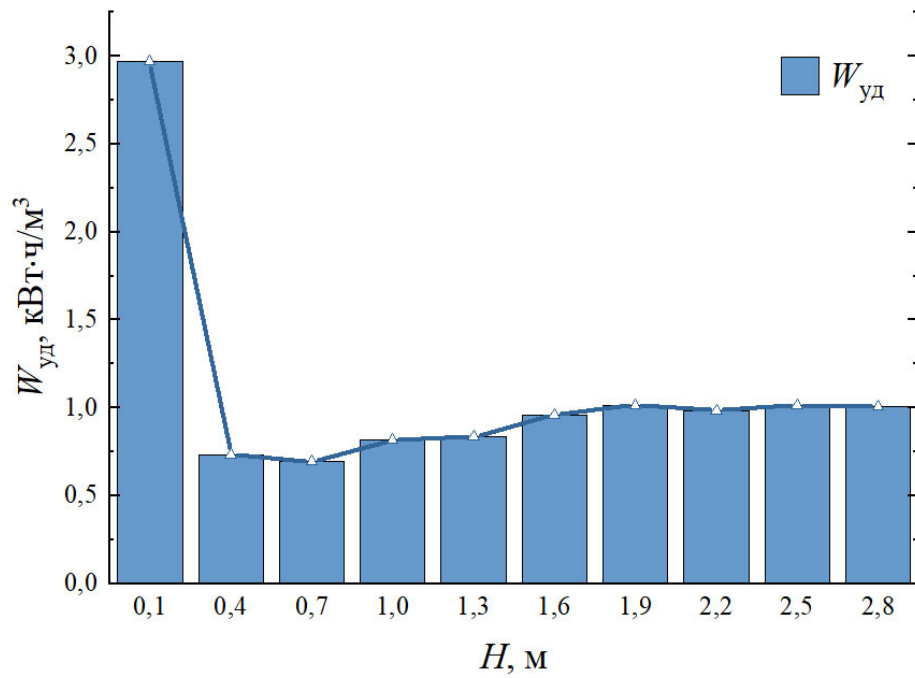


Рисунок 2.19 – Изменение удельного расход энергии от высоты уступа забоя

На рисунке 2.17 видно, что с увеличением высоты уступа забоя до 1,6 м скорость изменения крутящего момента увеличивается, а период действия сокращается. После 1,6 м период увеличивается, скорость изменения момента стабилизируется. Для дальнейшего анализа выделены максимальные значения скорости изменения и совместно с другими показателями сведены в таблицу 2.4.

Таблица 2.4 – Показатели оценки эффективности работы планетарно-дискового исполнительного органа в зависимости от высоты уступа забоя

| Высота уступа H , м | $M_{\text{ср}}$, Н·м | δ_j | $\max(v_m)$, Н·м/с | $W_{\text{уд}}$, кВт·ч/т |
|-----------------------|-----------------------|------------|---------------------|---------------------------|
| 0,1 | 57,6 | 0,33 | 61 | 2,97 |
| 0,4 | 111 | 0,73 | 223 | 0,73 |
| 0,7 | 232 | 0,78 | 478 | 0,69 |
| 1 | 441 | 0,8 | 774 | 0,82 |
| 1,3 | 628 | 0,68 | 951 | 0,83 |
| 1,6 | 933 | 0,22 | 1194 | 0,96 |
| 1,9 | 1206 | 0,18 | 713 | 1,02 |
| 2,2 | 1376 | 0,13 | 549 | 0,98 |
| 2,5 | 1633 | 0,10 | 551 | 1,02 |
| 2,8 | 1781 | 0,07 | 419 | 1,01 |

В таблице 2.4 представлены основные результаты математических расчетов. Максимальные значения скорости изменения момента варьируются в широких пределах. Как показано на рисунке 2.18, данный показатель увеличивается до высоты уступа забоя 1,6 м, после чего начинает свое снижение и стабилизируется в диапазоне 2,2 – 2,8 м. Средний крутящий момент показывает рост по мере увеличения высоты уступа. Это объясняется тем, что увеличивается площадь обрабатываемого забоя и количество взаимодействующих резцов. Период 0,1 – 1,3 м сопровождается увеличением скорости изменения крутящего момента, однако это происходит на низких средних значениях. В диапазоне 1,3 – 1,9 м наблюдается ускоренный рост средних значений крутящего момента при высокой скорости изменения момента. Данный фактор определяется нестабильным периодом в районе величины радиуса исполнительного органа, когда режущий инструмент на короткий промежуток времени контактирует всеми резцами дисков с горным массивом. Период 1,9 – 2,8 м показывает увеличение среднего значения

крутящего момента в зону номинальных значений при снижении скорости изменения момента.

Согласно зависимости удельного расхода энергии и высоты уступа забоя, представленной на рисунке 2.19, работа комбайна при высоте уступа до 0,4 м сопровождается высоким удельным расходом при низкой эффективности резания. При этом диапазон высоты уступа забоя 0,4 – 1,3 м в среднем на 25 % эффективней работы в периоде 1,6 – 2,8 м.

Таким образом, рациональным диапазоном высоты уступа забоя является $H \in [0,4 \text{ м} ; 1,3 \text{ м}] \cup [1,9 \text{ м} ; 2,8 \text{ м}]$, так как в этих диапазонах наблюдается минимум динамических нагрузок и удельного расхода энергии.

Степень достоверности теоретической модели нагруженности приводной системы породоразрушающего органа необходимо определять по результатам экспериментальных исследований работы комбайна неполным сечением выработки. Такие исследования приведены в третьей главе.

2.4. Теоретическое исследование тяговой способности гусеничного органа проходческо-очистного комбайна

Работа проходческо-очистного комбайна в условиях эксплуатации сопряжена с периодическим изменением угла наклона выработки вслед за залеганием калийного пласта. Для стабильного перемещения комбайна в заданном направлении необходимо обеспечить отсутствие проскальзывания гусеничного трака. Задача становится особенно актуальной при движении комбайна «в гору» ввиду изменения распределения массы комбайнового комплекса.

Реакции забоя, прилагаемые к исполнительным органам в осевом и радиальном направлениях (рисунок 2.20), непосредственно влияют на требуемые тяговое и напорное усилия ходовой гусеничной системы. Напорное усилие формируется проекциями сил резания и подачи, в то время как тяговое усилие определяется суммой проекций этих же сил на поперечную ось.

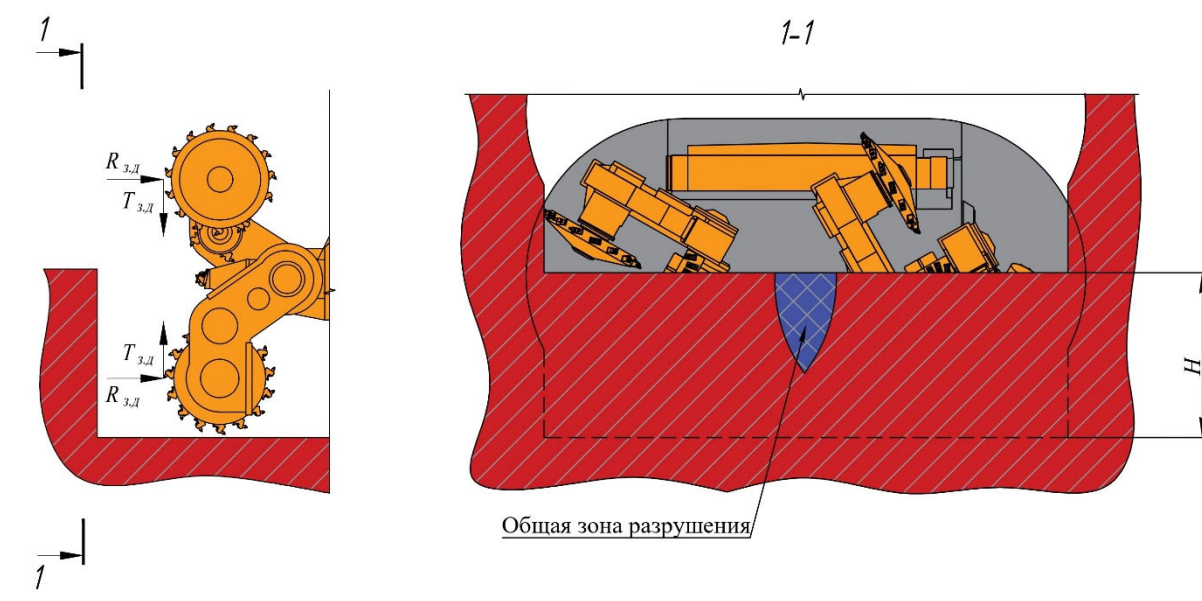


Рисунок 2.20 – Взаимодействие исполнительного органа с массивом при работе комбайна неполным сечением выработки

Все исполнительные органы проходческо-очистного комбайна «Урал-20Р» имеют траекторию разрушения горного массива с серповидной стружкой. Изменение угла поворота резцового инструмента приводит к изменению сил резания, подачи и их суммы, действующих на одиночный резец.

Силы реакции забоя, действующие на породоразрушающий инструмент, в направлении подачи и перпендикулярном направлении необходимо определять для каждого резца, находящегося в контакте с горным массивом, учитывая его положение на резцовом диске, угол поворота исполнительного органа и высоту уступа забоя.

В общем виде сила реакции забоя на каждый резец в направлении перемещения комбайна зависит от его положения на резцовом диске и определяется выражением:

$$R_{z_i} = P_{y_i} \cdot \sin(\varphi_i) + P_{z_i} \cdot \cos(\varphi_i), \quad (2.53)$$

где P_{z_i} – сила резания на одиночном резце, Н; P_{y_i} – сила подачи на одиночном резце, Н.

Сила подачи определяется формулой:

$$P_{y_i} = 0,8 \cdot P_{z_i}. \quad (2.54)$$

От силы на резце, действующей в перпендикулярном направлении перемещения комбайна, зависит прижатие гусеничного трака к почве выработки и определяется выражением:

$$T_{z_i} = P_{y_i} \cdot \cos(\varphi_i) + P_{z_i} \cdot \sin(\varphi_i). \quad (2.55)$$

Угол поворота исполнительного органа находится в пределах от 0 до 2π . Полная реакция забоя на резцовые диски планетарно-дискового исполнительного органа в направлении подачи $R_{з.д}$ и перпендикулярном направлении $T_{з.д}$ определится системой уравнений как сумма сил каждого резца, находящегося в контакте в горном массиве в зависимости от угла поворота исполнительного органа и высоты уступа забоя:

– при высоте уступа забоя меньше радиуса исполнительного органа $H < R_v$;

$$R_{3,д} = \begin{cases} \text{при } \varphi < \delta_{об} \text{ и } \varphi > 2\pi - \delta_{об} : \\ \left\{ \begin{array}{l} \sum_{n=Z_{con}-Z_{об}}^1 R_3 \text{ при } Z_{con} > 0; \\ 0; \end{array} \right. \\ \text{при } \pi + \delta_{об} > \varphi > \pi - \delta_{об} : \\ \left\{ \begin{array}{l} \sum_{n=Z_{con}-Z_{об}}^1 R_3 \text{ при } Z_{con} > 0; \\ 0; \end{array} \right. \\ \sum_{n=Z_{con}}^1 R_3. \end{cases} \quad (2.56)$$

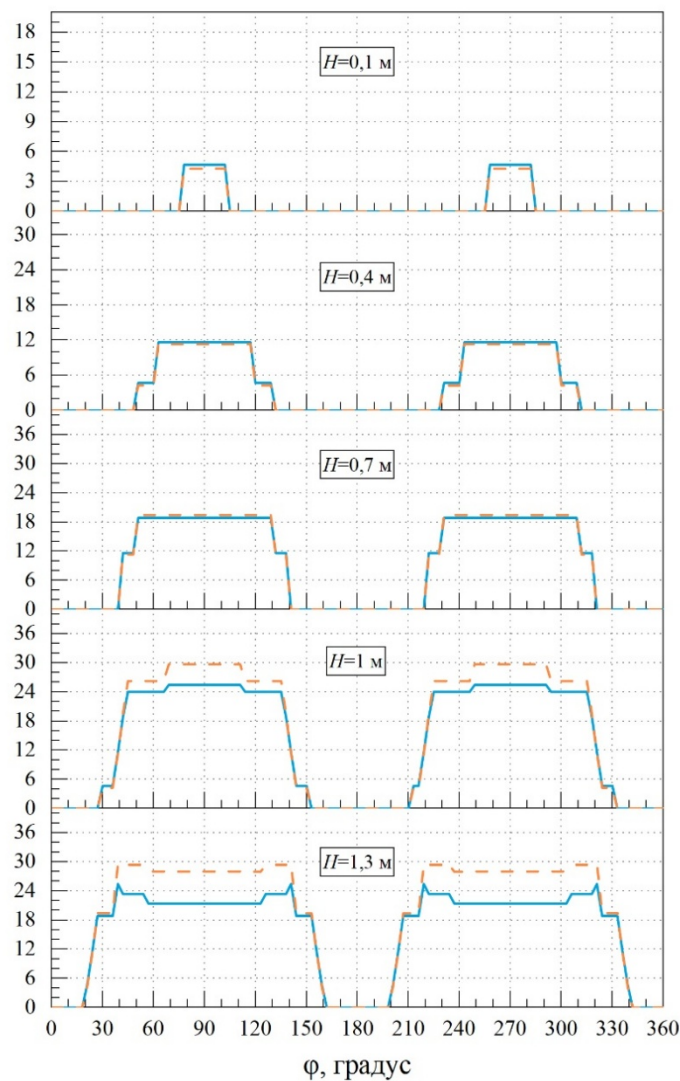
$$T_{3,д} = \begin{cases} \text{при } \varphi < \delta_{об} \text{ and } \varphi > 2\pi - \delta_{об} : \\ \left\{ \begin{array}{l} \sum_{n=Z_{con}-Z_{об}}^1 T_3 \text{ при } Z_{con} > 0; \\ 0; \end{array} \right. \\ \text{при } \pi + \delta_{об} > \varphi > \pi - \delta_{об} : \\ \left\{ \begin{array}{l} \sum_{n=Z_{con}-Z_{об}}^1 T_3 \text{ при } Z_{con} > ; \\ 0; \end{array} \right. \\ \sum_{n=Z_{con}}^1 T_3. \end{cases} \quad (2.57)$$

– при высоте уступа забоя больше радиуса исполнительного органа $H \geq R_v$;

$$R_{3,д} = \begin{cases} \sum_{n=Z_d/2}^1 R_3 + \sum_{n=Z_{con}-Z_d/2-Z_{об}}^1 R_3 \text{ при } \varphi < \delta_{об} \text{ и } \varphi > 2\pi - \delta_{об}; \\ \sum_{n=Z_d/2}^1 R_3 + \sum_{n=Z_{con}-Z_d/2-Z_{об}}^1 R_3 \text{ при } \pi + \delta_{об} > \varphi > \pi - \delta_{об}; \\ \sum_{n=Z_d/2}^1 R_3 + \sum_{n=Z_{con}-Z_d/2}^1 R_3. \end{cases} \quad (2.58)$$

$$T_{з.д} = \begin{cases} \sum_{n=Z_d/2}^1 T_3 + \sum_{n=Z_{con}-Z_d/2-Z_{об}}^1 T_3 & \text{при } \varphi < \delta_{об} \text{ и } \varphi > 2\pi - \delta_{об}; \\ \sum_{n=Z_d/2}^1 T_3 + \sum_{n=Z_{con}-Z_d/2-Z_{об}}^1 T_3 & \text{при } \pi + \delta_{об} > \varphi > \pi - \delta_{об}; \\ \sum_{n=Z_d/2}^1 T_3 + \sum_{n=Z_{con}-Z_d/2}^1 T_3. \end{cases} \quad (2.59)$$

Характер изменения полной реакции забоя на резцовые диски в зависимости от угла поворота планетарного органа и высоты обрабатываемого массива, представленный на рисунке 2.21, отражает увеличение сил реакции забоя в направлении перемещения комбайна и расширение области взаимодействия с горным массивом по мере увеличения высоты уступа. Пока высота уступа меньше радиуса исполнительного органа $H < R_v$, полная реакция забоя в перпендикулярном направлении следует за характером изменения реакции забоя в направлении перемещения. После увеличения высоты уступа $H \geq R_v$ реакция забоя в перпендикулярном направлении уменьшается в численном выражении по причине компенсации такой реакции вторым резцовым диском. Участки отрицательных значений реакции забоя в перпендикулярном направлении $T_{з.д} < 0$, характерные для высоты уступа $H > 2,2$ м, говорят о действии сил на прижатие гусеничного органа к почве выработки. Физический смысл такого явления объясняется наличием общей зоны разрушения двух породоразрушающих органов, при котором реакция забоя резцового диска, действующая в направлении почвы выработки, становится меньше реакции забоя, действующей на прижатие гусеницы.



— Реакция забоя на резцовые диски в направлении перемещения комбайна $R_{з,д}$, кН
 - - Реакция забоя на резцовые диски в перпендикулярном направлении $T_{з,д}$, кН

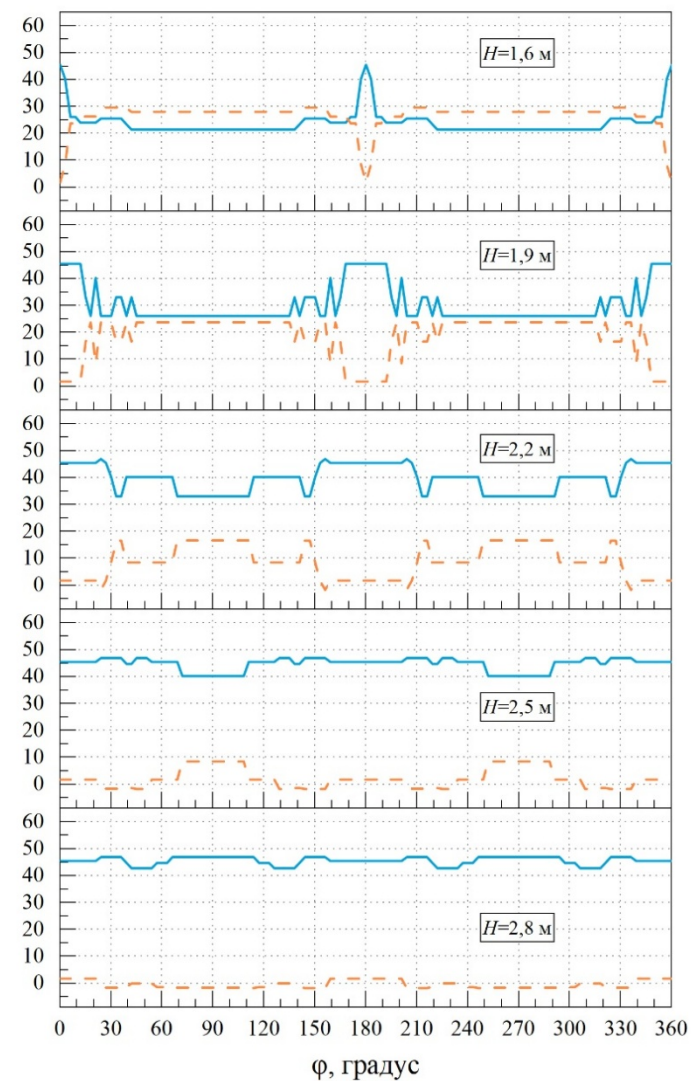


Рисунок 2.21 – Зависимость полной реакции забоя на резцовые диски в направлении перемещения комбайна $R_{з,д}$ и перпендикулярном направлении $T_{з,д}$ от угла поворота исполнительного органа φ и высоты уступа забоя H

Силы, действующие на прижатие гусеницы к почве выработки, и коэффициент сцепления гусеницы определяют ее тяговую способность. Значение коэффициента сцепления принимается согласно рекомендациям отраслевой методики [33]:

$$f = 0,4 + (0,1 \cdot T_{\text{ш}})^{\frac{3}{2}}, \text{ при } T_{\text{ш}} \geq 7 \text{ см } f = 1, \quad (2.60)$$

где $T_{\text{ш}}$ – толщина штыба под гусеничным органом, см.

Отсутствие проскальзывания гусениц обеспечивается следующими условиями:

$$\begin{cases} R_1 \cdot f > F_1; \\ R_2 \cdot f > F_2, \end{cases} \quad (2.61)$$

где R_1, R_2 – сила прижатия гусеницы к почве выработки, кН; F_1, F_2 – сила тяги гусеницы, кН.

Согласно расчетной схеме, представленной на рисунке 2.22:

$$\begin{cases} R_1 = R_2 = \frac{-T_{\text{з.о.у}}}{2} - T_{\text{з.ш}} + T_{\text{з.б.ф}} + \frac{G_{\text{к}}}{2} \cdot \cos \beta_{\text{в}} + T_{\text{заб}} - T_{\text{з.д}}; \\ F_1 = F_2 = R_{\text{з.д}} + \frac{R_{\text{з.о.у}}}{2} - R_{\text{з.ш}} + R_{\text{з.б.ф}} \pm \frac{G_{\text{к}}}{2} \cdot \cos \beta_{\text{в}} + \frac{T_{\text{пр}}}{2} + R_{\text{заб}}. \end{cases} \quad (2.62)$$

Тяговое усилие от прицепного устройства определяется формулой:

$$T_{\text{пр}} = (G_{\text{б.п}} + Q_{\text{б.п}}) \cdot v_{\text{п}} \cdot \cos \beta_{\text{в}} \pm (G_{\text{б.п}} + Q_{\text{б.п}}) \cdot \sin \beta_{\text{в}}, \quad (2.63)$$

где $G_{\text{б.п}}$ – вес бункера-перегрузателя, Н; $Q_{\text{б.п}}$ – грузоподъемность бункера-перегрузателя, Н; $v_{\text{п}}$ – коэффициент сопротивления перемещению бункера-перегрузателя, $v_{\text{п}}=0,05$.

Реакции забоя для остальных исполнительных органов определяются как средние суммарные силы, действующие на резец в направлении перемещения комбайна и перпендикулярном направлении:

$$\begin{cases} R_3 = \frac{Z_{\text{р}} \cdot (P_y \cdot (1 - \cos(\varphi)) + P_z \cdot \sin(\varphi))}{\varphi}, \\ T_3 = \frac{Z_{\text{р}} \cdot (P_z \cdot (1 - \cos(\varphi)) + P_y \cdot \sin(\varphi))}{\varphi}. \end{cases} \quad (2.64)$$

Зависимость прижатия гусеницы и силы тяги гусеничного органа от угла поворота исполнительного органа при различной высоте уступа неполного сечения выработки отражена на рисунке 2.23. Проскальзывание гусеницы определяется согласно формуле (2.61), для оценки этого явления введем коэффициент проскальзывания:

$$K_{\text{пр}} = \frac{F_1}{R_1}. \quad (2.65)$$

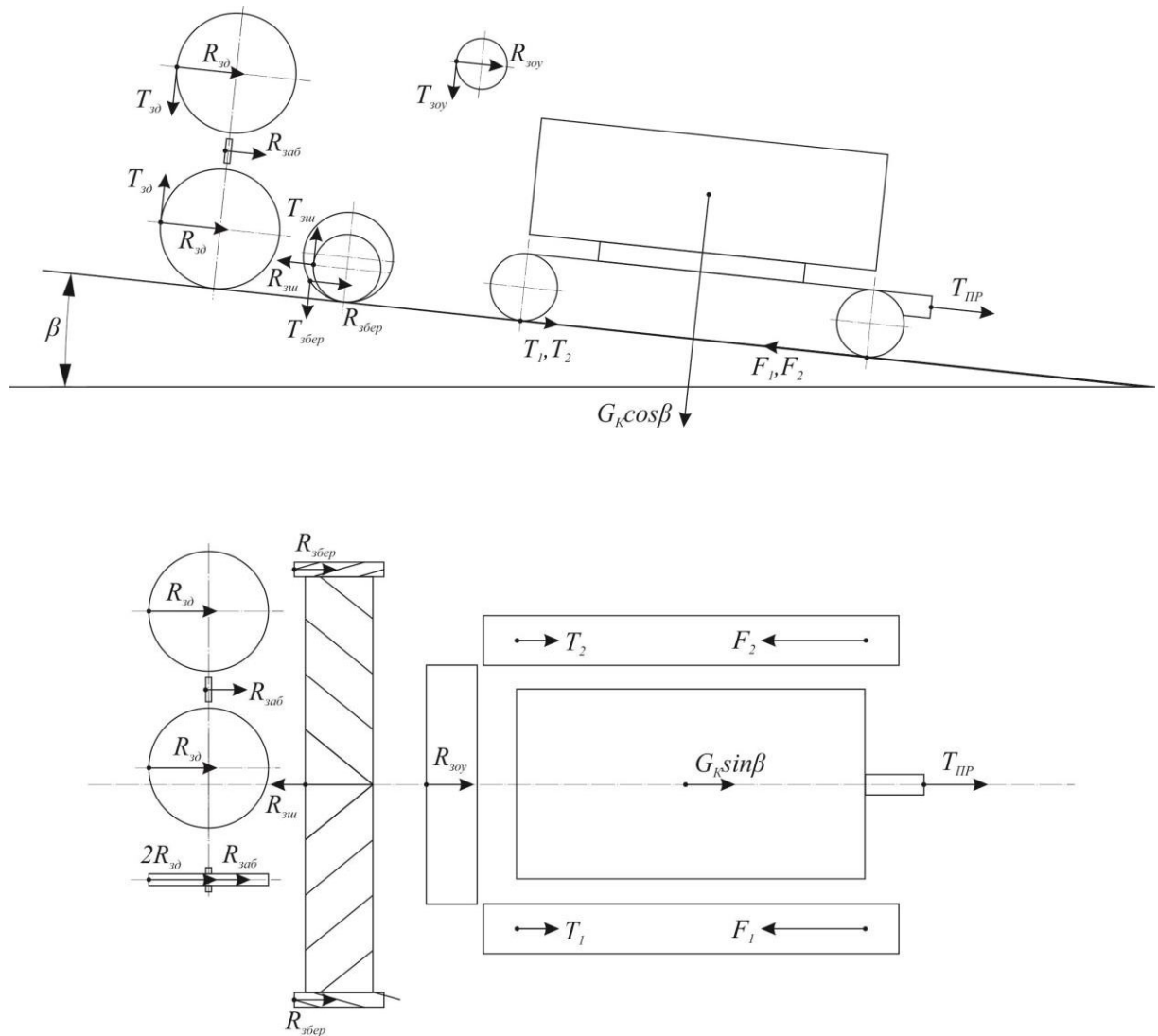


Рисунок 2.22 – Расчетная схема сил, действующих на проходческо-очистной комбайн: $R_{з.д.}$, $T_{з.д.}$ – реакция забоя на резцовый диск, Н; $R_{заб}$ – реакция забоя на забурник, Н; $R_{з.о.у.}$, $T_{з.о.у.}$ – реакция забоя на отбойное устройство, Н; $R_{з.б.ф.}$, $T_{з.б.ф.}$ – реакция забоя на бермовые фрезы, Н; $R_{з.ш.}$, $T_{з.ш.}$ – реакция забоя на шнеки, Н; G_K – вес комбайна, Н; $T_{пр}$ – тяговое усилие от прицепного устройства, Н; R_1 , R_2 – сопротивление перемещению гусениц, Н; F_1 , F_2 – напорные усилия гусениц, Н [89]

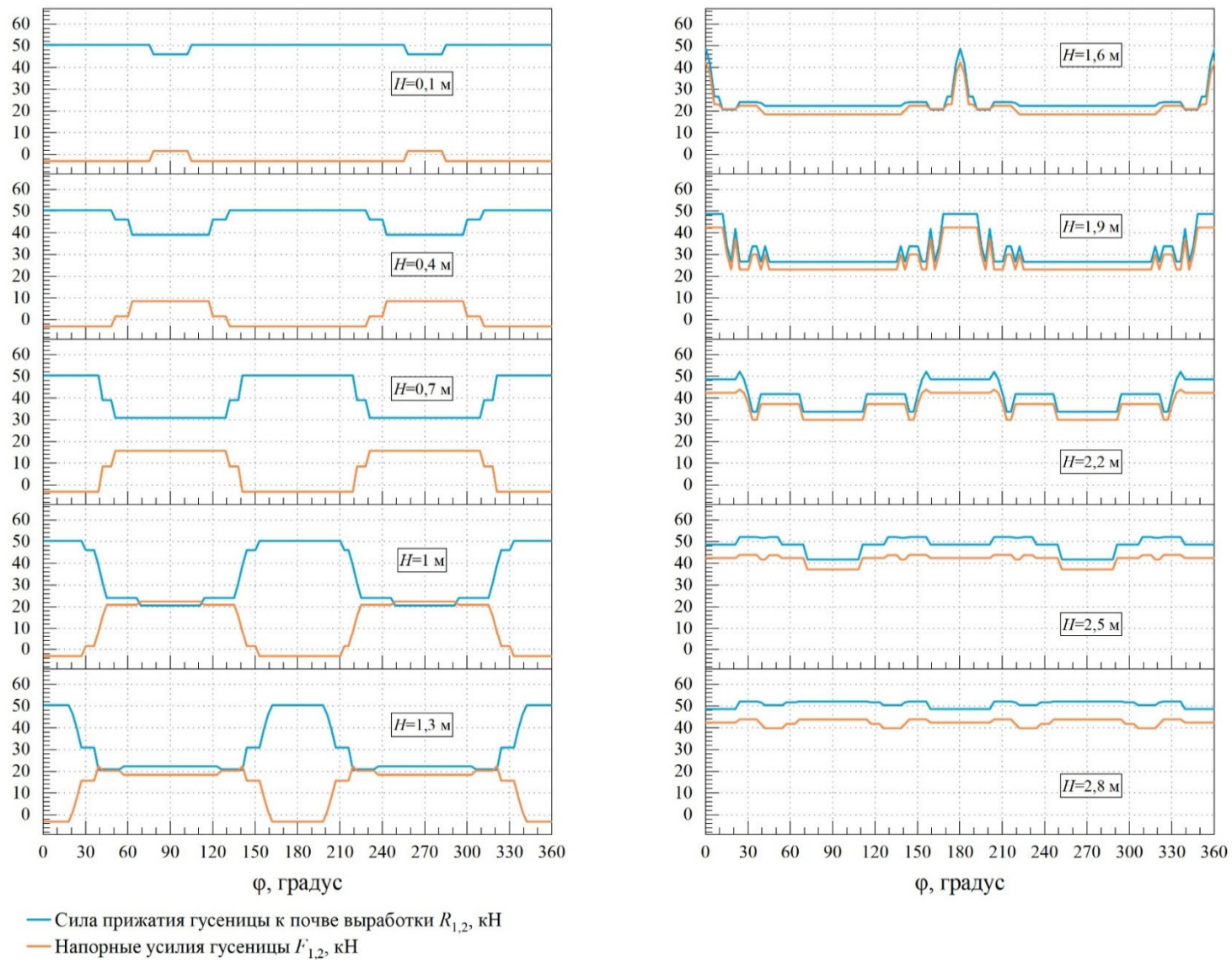


Рисунок 2.23 – Зависимость сил прижатия гусеницы к почве выработки $R_{1,2}$ и напорных усилий гусеницы $F_{1,2}$ от угла поворота планетарного органа φ и высоты уступа забоя H

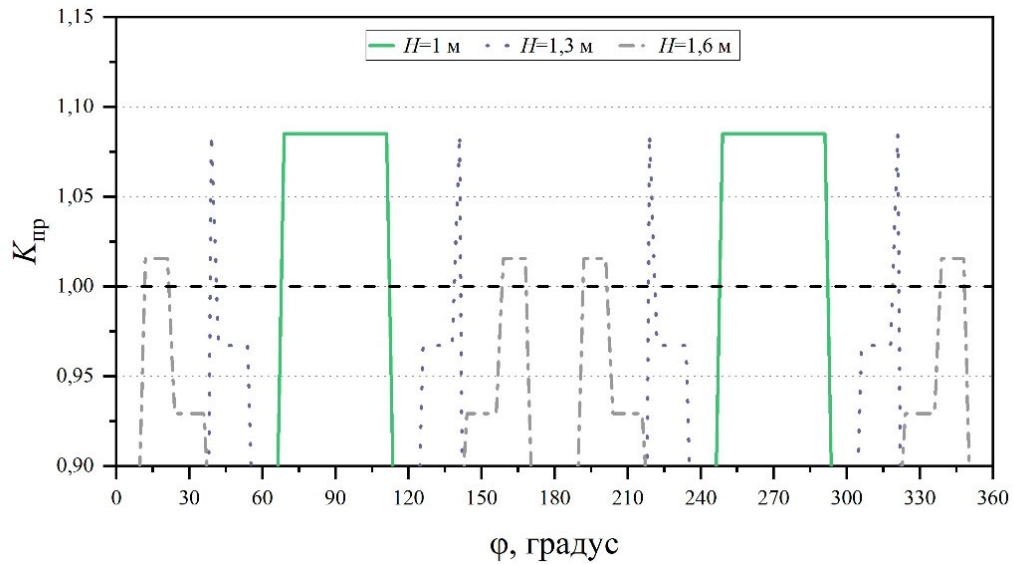


Рисунок 2.24 – Зависимость коэффициента проскальзывания гусеницы $K_{пр}$ от угла поворота исполнительного органа φ

Как видно из рисунка 2.24, при высоте уступа забоя от 1 до 1,6 м коэффициент проскальзывания $K_{пр}$ превышает 1, что создает возможность проскальзывания гусеничного органа. Однако превышение такого коэффициента установлено на относительно небольших участках поворота планетарного органа, что не дает сделать вывод о стабильном проскальзывании гусениц комбайна.

Расчеты (2.53) – (2.65) проведены для угла наклона выработки 0° . При этом необходимость полной отработки продуктивных пластов предполагает периодическое изменение угла наклона выработки. В руководстве по эксплуатации проходческо-очистного комбайна «Урал-20Р» [15] представлены сведения о возможности работы комбайна при углах падения $\pm 12^\circ$. Для определения зависимости сил прижатия и напорных усилий гусеницы от угла наклона выработки (рисунок 2.25) установлены их средние значения:

$$\begin{cases} R_{\text{лп}} = \frac{\sum R_1}{N}; \\ F_{\text{лп}} = \frac{\sum F_1}{N}. \end{cases} \quad (2.66)$$

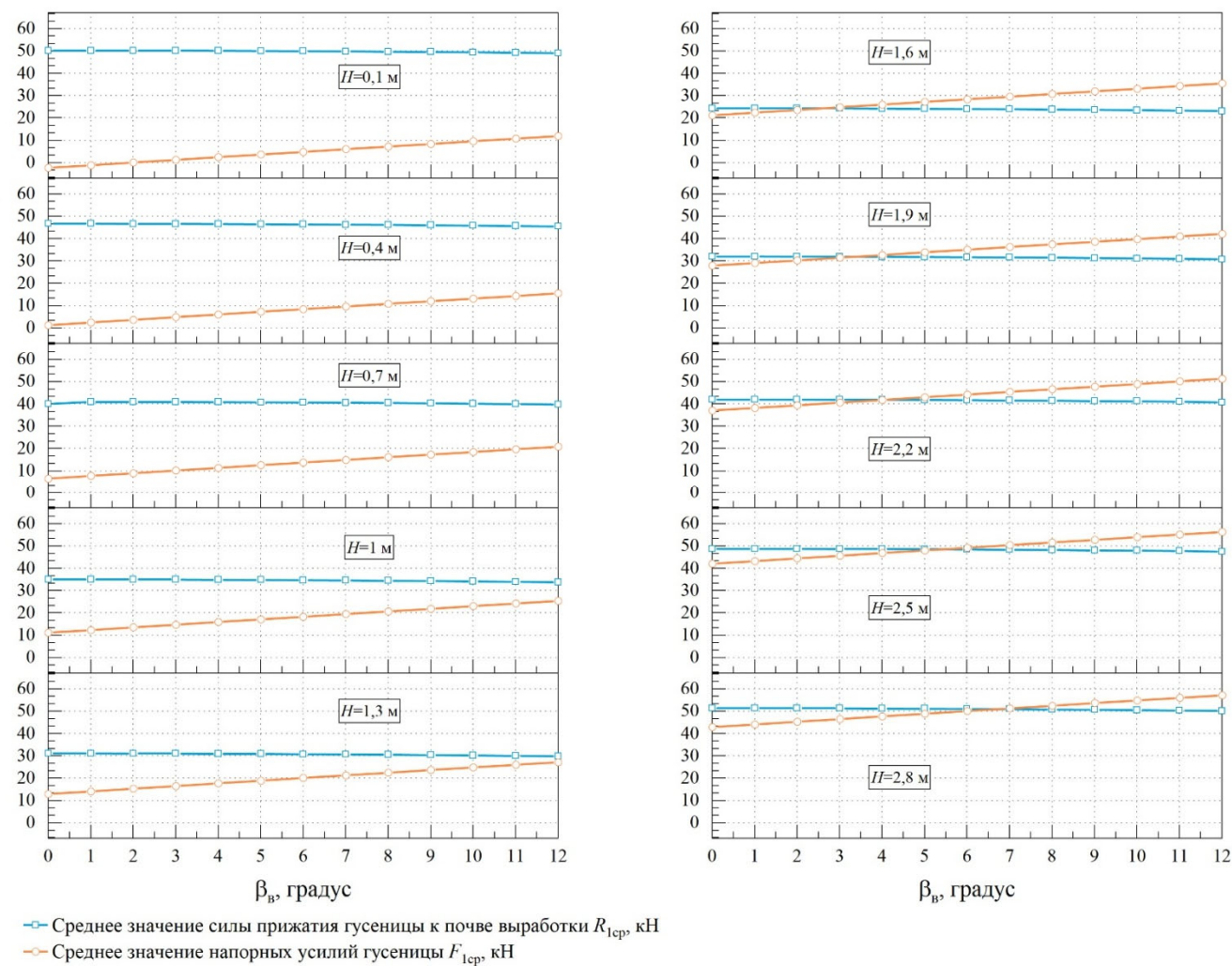


Рисунок 2.25 – Зависимость среднего значения силы прижатия R_{1cp} и напорных усилий гусеницы F_{1cp} от угла наклона выработки β_v

Выявленные пересечения средних значений сил прижатия и сил тяги гусеницы в диапазоне высоты уступа забоя $H > 1,6$ м свидетельствуют о наличии углов наклона выработки, находящихся в пределах заявленных технических возможностей комбайна «Урал-20Р», при которых движение машины будет сопровождаться проскальзыванием гусениц. На рисунке 2.26 представлена зависимость угла наклона выработки, соответствующего началу проскальзывания гусениц, от высоты уступа забоя.

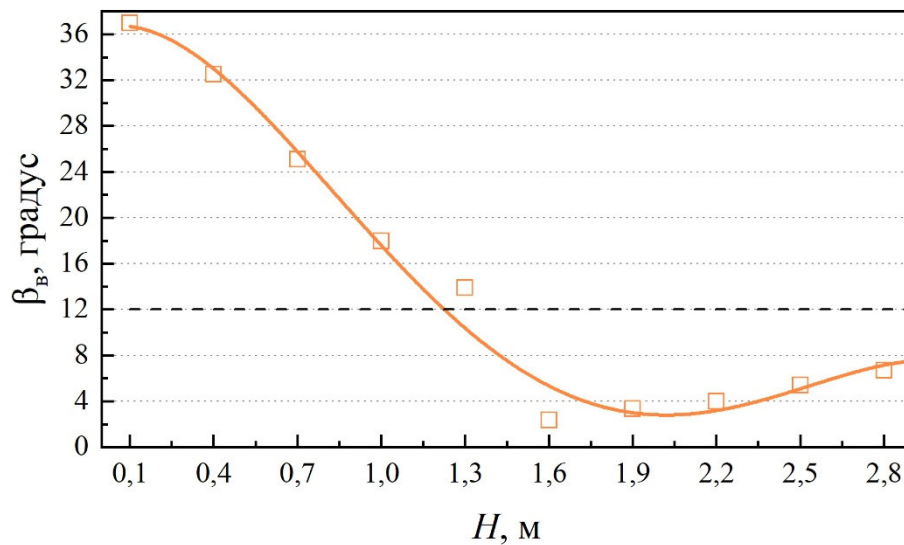


Рисунок 2.26 – Зависимость угла наклона выработки β_v от высоты уступа забоя H

Анализ результатов теоретических расчетов способности гусеничного органа проходческо-очистного комбайна работать без проскальзывания показал, что при высоте уступа забоя $H > 1,6$ м существуют углы наклона выработки, находящиеся в пределах заявленных технических характеристик комбайна и необходимые для полного освоения калийных пластов, при которых гусеницы будут проскальзывать. Невозможность обеспечить работу комбайна без проскальзывания гусеничного органа при высоте уступа забоя $H > 2,8$ м в диапазоне заявленных технических характеристик может быть обусловлено тем, что данные представлены без учета бункера-перегрузателя, оказывающего существенное влияние при увеличении угла наклона выработки.

Проскальзывание гусениц приводит к динамическим проявлениям на приводных системах исполнительного органа, снижению производительности комбайнового комплекса, уменьшению глубины реза и, как следствие, ухудшению гранулометрического состава отбитой руды.

Выводы по главе 2

1. Установлено, что применение неповоротных тангенциальных резцов РС-14У позволяет снизить нагрузки в приводной системе планетарно-дискового исполнительного органа до 35 % на электродвигателе относительного вращения и до 60 % на электродвигателе переносного вращения по сравнению с поворотными резцами.

2. Показано, что существующая кинематическая схема привода планетарно-дискового исполнительного органа не обеспечивает стабильного резания «по новому» следу из-за влияния скольжения асинхронных электродвигателей, что снижает эффективность применения такого породоразрушающего инструмента.

3. Снижение динамических нагрузок, действующих на приводную систему планетарно-дискового исполнительного органа проходческо-очистного комбайна «Урал-20Р», и удельного расхода электроэнергии при неполном сечении выработки достигается работой комбайна в диапазоне высоты уступа забоя от 0,4 м до 1,3 м и от 1,9 м до 2,8 м.

4. Установлено, что работа проходческо-очистного комбайна «Урал-20Р» неполным сечением выработки при высоте уступа более 1,6 м сопряжена с проскальзыванием гусениц при углах наклона выработки, находящихся в пределах заявленных технических характеристик.

ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ ПРОХОДЧЕСКО-ОЧИСТНОГО КОМБАЙНА ПРИ НЕПОЛНОМ СЕЧЕНИИ ВЫРАБОТКИ

Во второй главе настоящей работы рассматривается теоретическое исследование процесса формирования нагрузок на приводную систему планетарно-дискового исполнительного органа. При этом основной акцент в исследовании был сделан на работе комбайна неполным сечением выработки. Результаты и выводы математических моделей требуют верификации экспериментальным путем. Таким образом, третья глава посвящена экспериментальным исследованиям работы комбайна неполным сечением выработки.

Комплекс факторов, обуславливающих формирование нагрузок в приводных системах при разрушении калийного массива, зачастую не поддается точной математической формализации. В этой ситуации источником надежных данных о работе приводов исполнительных органов выступают экспериментальные исследования, организуемые в условиях эксплуатации с привлечением точного программно-измерительного комплекса.

3.1. Программно-регистрирующий комплекс «ВАТУР»

Для экспериментальных исследований работы проходческо-очистного комбайна «Урал-20Р» сотрудниками кафедры Горной электромеханики ПНИПУ совместно с ООО «Региональный канатный центр» был разработан многофункциональный измерительный комплекс «ВАТУР» (рисунок 3.1). Данный комплекс предназначен для регистрации ключевых параметров функционирования приводных систем проходческо-очистных комбайнов, включая электрические и механические показатели. Программно-измерительный комплекс «ВАТУР» обеспечивает сбор, обработку и долговременное хранение данных, что позволяет проводить детальный анализ режимов работы оборудования [67].

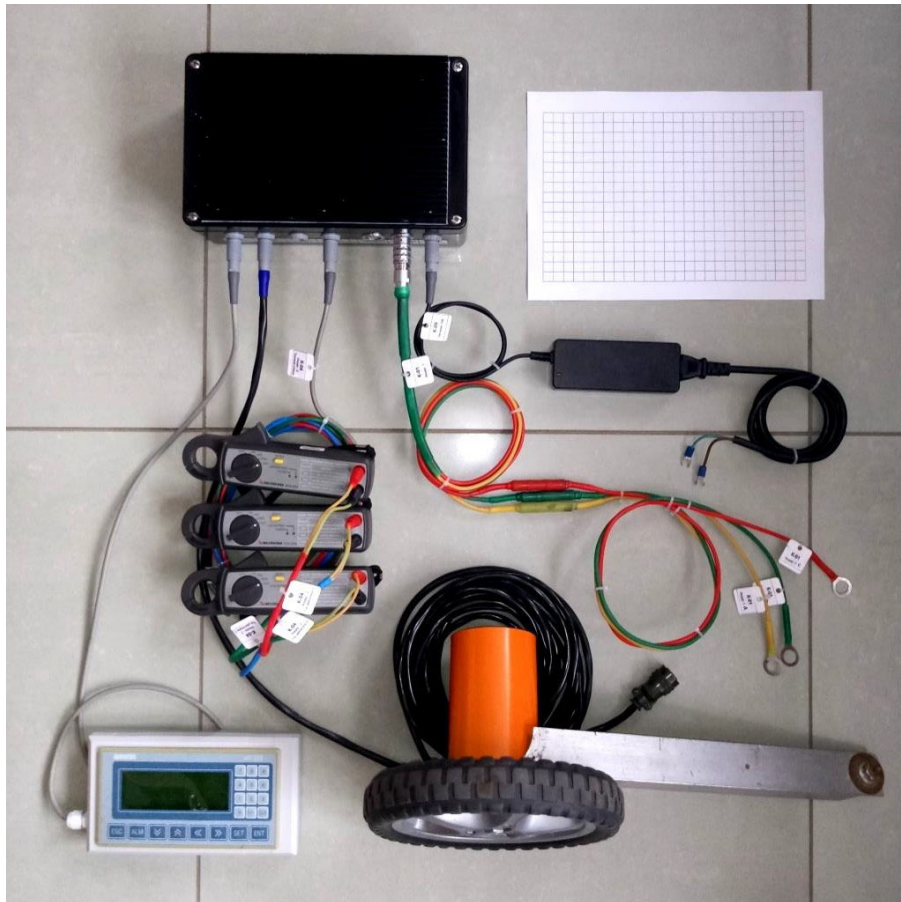


Рисунок 3.1 – Измерительный комплекс «БАТУР»

Комплекс «БАТУР» представляет собой мобильное устройство, размещаемое во взрывозащищенном отсеке магнитной станции комбайна на время измерений. Основные модули системы включают (рисунок 3.2):

1. Вычислительный блок – служит для обработки данных и управления работой датчиков.
2. Блок питания – обеспечивает автономное энергоснабжения комплекса.
3. Датчики тока – основаны на эффекте Холла для гальванической изоляции и выполнены в виде съемных клещей.
4. Датчики напряжения – интегрированы в вычислительный блок через делители.
5. Датчик перемещения – фиксирует, пройденное комбайном, расстояние с помощью мерного колеса, оснащенного инкрементальным энкодером.
6. Акселерометр – трехосевой сенсор для регистрации угла наклона комбайна.

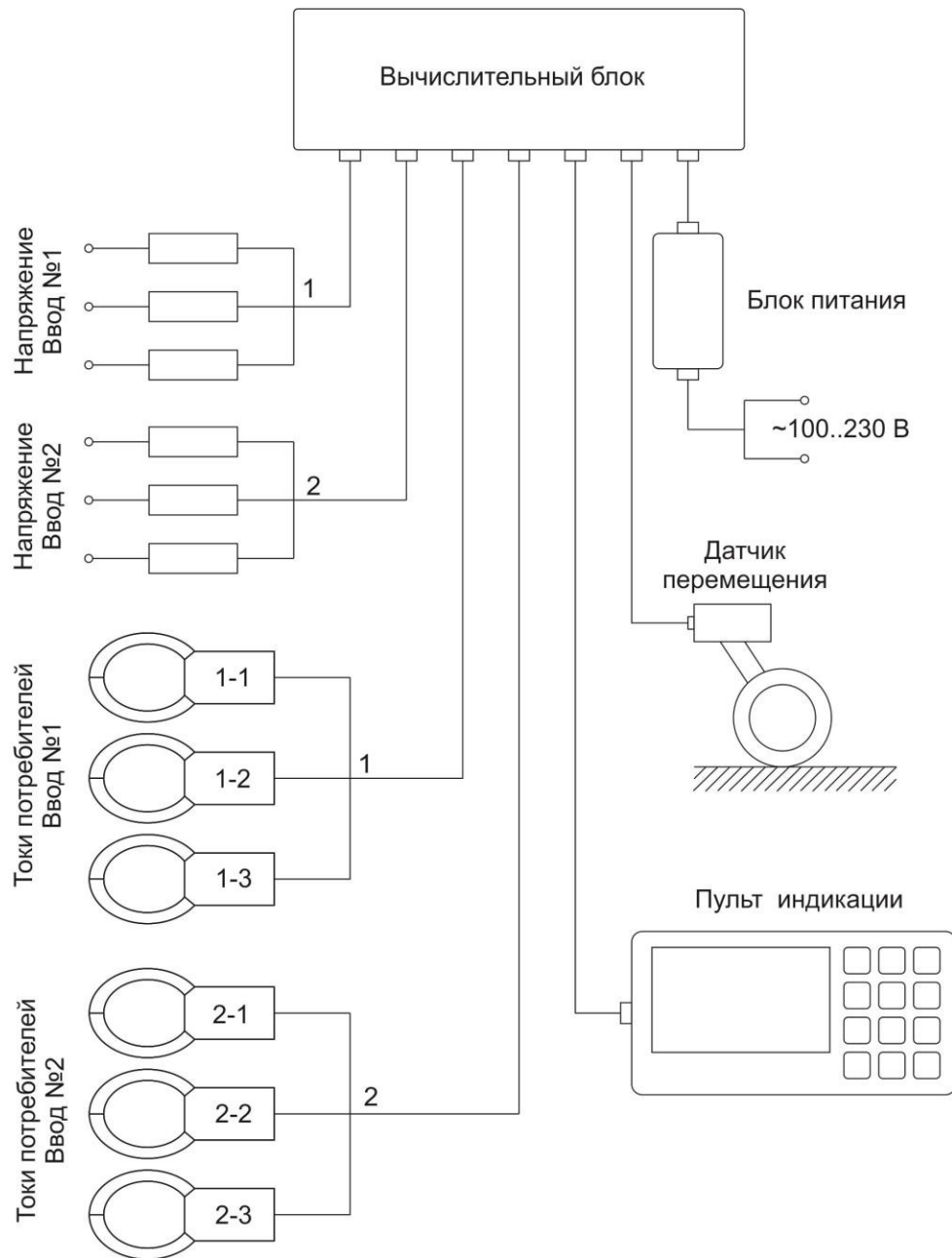


Рисунок 3.2 – Основные модули комплекса «БАТУР»

Система осуществляет мониторинг двух независимых вводов напряжения, регистрируя параметры до шести электродвигателей или их групп. Частота измерений составляет 100 отсчётов за период сетевого напряжения. Для определения трехфазной активной мощности применяется метод с искусственным нулем.

Данные сохраняются в энергонезависимой памяти и, впоследствии, передаются в программное обеспечение «РС-БАТУР» (рисунок 3.3) для визуального отображения и углубленного анализа. Программа позволяет строить

графики зарегистрированных параметров на общей временной шкале, выделять установившиеся режимы и рассчитывать интегральные показатели. Для оценки динамических нагрузок в «РС-ВАТУР» применяются методы статистического анализа и спектральной обработки сигналов на основе быстрого преобразования Фурье [21].



Рисунок 3.3 – Программное обеспечение «РС-ВАТУР»

Таким образом, проведение экспериментальных исследований с применением комплекса «ВАТУР» позволяют осуществлять непрерывный мониторинг основных параметров электродвигателей исполнительных органов комбайна, обеспечивая объективную оценку работы оборудования [90]. Полученные данные могут служить основой для модернизации конструкций комбайна, разработки алгоритмов адаптивного управления и формирования рекомендаций для горнотехнического персонала.

3.2. Организационно-подготовительные мероприятия проведения эксперимента

Проведение экспериментальных исследований с использованием программно-измерительного комплекса «ВАТУР» в шахтных условиях требует тщательной подготовки и строгого соблюдения регламента [47, 69, 15].

Подготовительный этап включает:

1. Заблаговременно перед началом работ выполняется контроль комплектности и работоспособности всех компонентов и модулей системы. Необходимо провести тестовые испытания датчиков, блока питания, вычислительных модулей, разъемных соединений.

2. Совместно со штатными работниками предприятия определяются условия проведения испытаний. Необходимо уточнить геолого-технические параметры забоя, в котором находится испытуемый проходческо-очистной комбайн, включая местоположение комбайна, угол наклона пласта, площадь сечения.

3. Запрос электрической схемы магнитной станции испытуемого комбайна для определения точек и последовательности подключения измерительного комплекса.

4. Определяется перечень исходных данных, фиксируемых в журнале экспериментов:

- 4.1. Характеристики комбайна: марка, заводской номер, тип резцов, основные параметры электродвигателей (мощность, КПД, номинальное напряжение).

- 4.2. Глубину залегания пласта, номера панели, блока и выработки, структуру массива и сопротивляемость резанию.

Проведение испытаний комбайна [44]:

1. Выполняется визуальная оценка технического состояния породоразрушающих органов комбайна. Контроль наличия и целостности всех резцов. При необходимости производится их замена.

2. Совместно с электротехническим персоналом предприятия осуществляется доступ и подключение измерительного комплекса «ВАТУР» в магнитной станции комбайна (рисунок 3.4).

3. Подача питающего напряжения на вводные кабели комбайна. Проверка на правильное подключение и работоспособность оборудования. Комплекс «ВАТУР» издает характерный звуковой сигнал.

4. Начало работы проходческо-очистного комбайна, регистрация основных энергетических параметров работы приводной системы и механических параметров работы комбайна: питающее напряжение, токи, трехфазную активную мощность электродвигателей, скорость подачи комбайна на забой и его пространственную ориентацию.

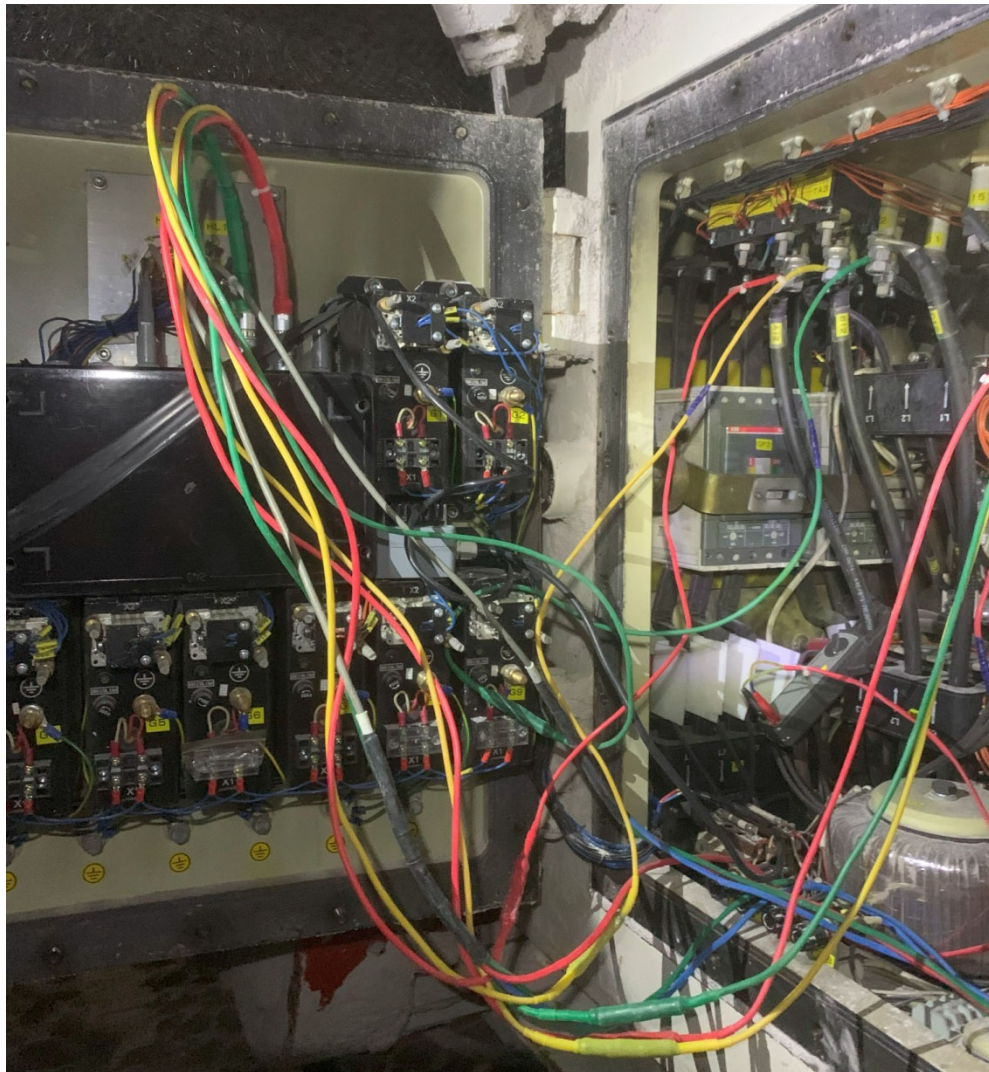


Рисунок 3.4 – Подключение программно-измерительного комплекса «ВАТУР»

Завершение и контроль испытаний комбайна:

1. Остановка работы комбайна и снятие питающего напряжения.
2. Верификация результатов эксперимента. Путь, пройденный комбайном, дополнительно контролируется рулеткой для исключения погрешностей датчика перемещения.
3. Демонтаж оборудования. Измерительное устройство отсоединяется в обратной последовательности с участием электромеханического персонала предприятия.

Последним этапом экспериментальных исследований является обработка и анализ результатов эксперимента. Данные с flash-памяти импортируются в программное обеспечение «РС-ВАТУР», где возможно наглядно и в доступной форме осуществлять обработку, применять математические и статистические методы для последующего анализа.

3.3. Анализ результатов экспериментальных исследований

Экспериментальные исследования нагруженности исполнительных органов выполнены на проходческо-очистном комбайне «Урал-20Р», основном оборудовании для ведения добычной деятельности на Верхнекамском месторождении калийных солей. Добыча осуществлялась на продуктивном пласте «Кр-2», сопротивляемостью резанию 450 Н/мм при угле наклона выработки 0°.

Комбайн «Урал-20Р» был установлен вначале камеры для её отработки дополнительным ходом по высоте. Внешний осмотр показал удовлетворительное состояние всех резцов исполнительных органов. Питающее напряжение на вводе составляло 655 – 657 В, что соответствовало номинальному напряжению приводных электродвигателей комбайна. При этом во время производительной работы комбайнового комплекса наблюдалась просадка напряжения до 610 В или 7,5 % от номинальных значений, что входит в допустимые пределы.

В ходе испытаний машинист осуществлял последовательную зарубку для выхода на высоту уступа, определенную планом ведения горных работ.

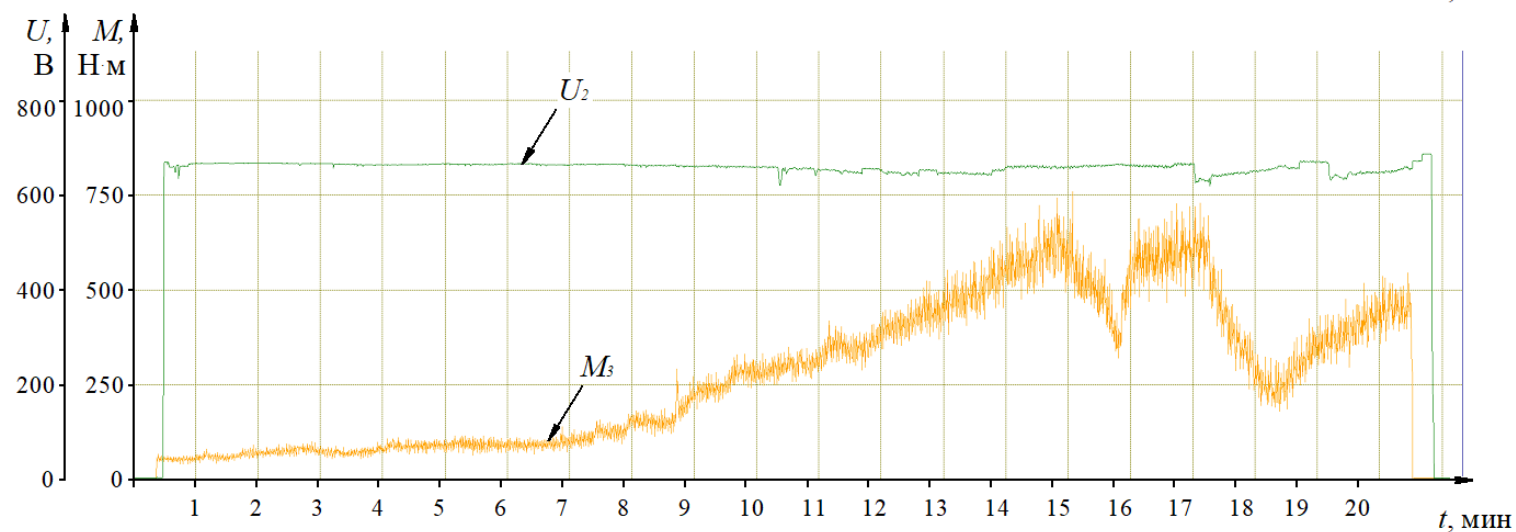
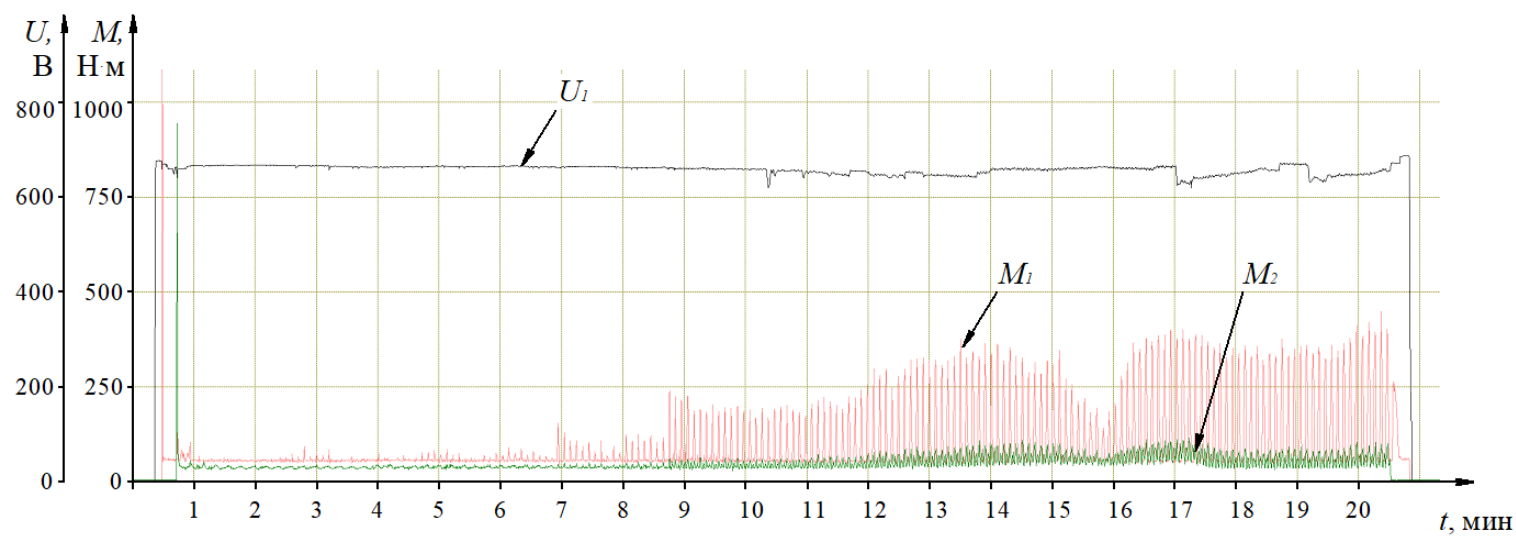


Рисунок 3.5 –График изменения нагрузки на двигателях комбайна «Урал-20Р» при работе с уступом забоя (0 м – 0,4 м):
 U_1 – фазное напряжение № 1, В; M_1 – крутящий момент двигателя резцовых дисков, Н·м; M_2 – крутящий момент двигателя переносного вращения, Н·м; U_2 – фазное напряжение № 2, В; M_3 – крутящий момент двигателя бермового органа, Н·м

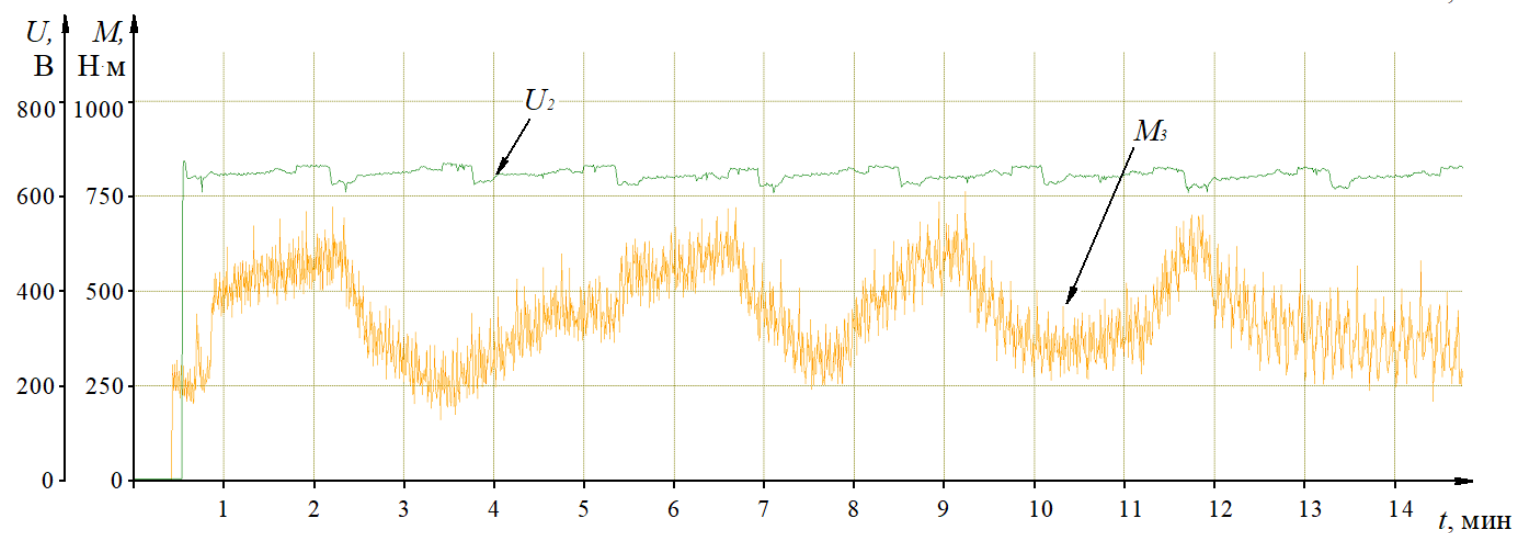
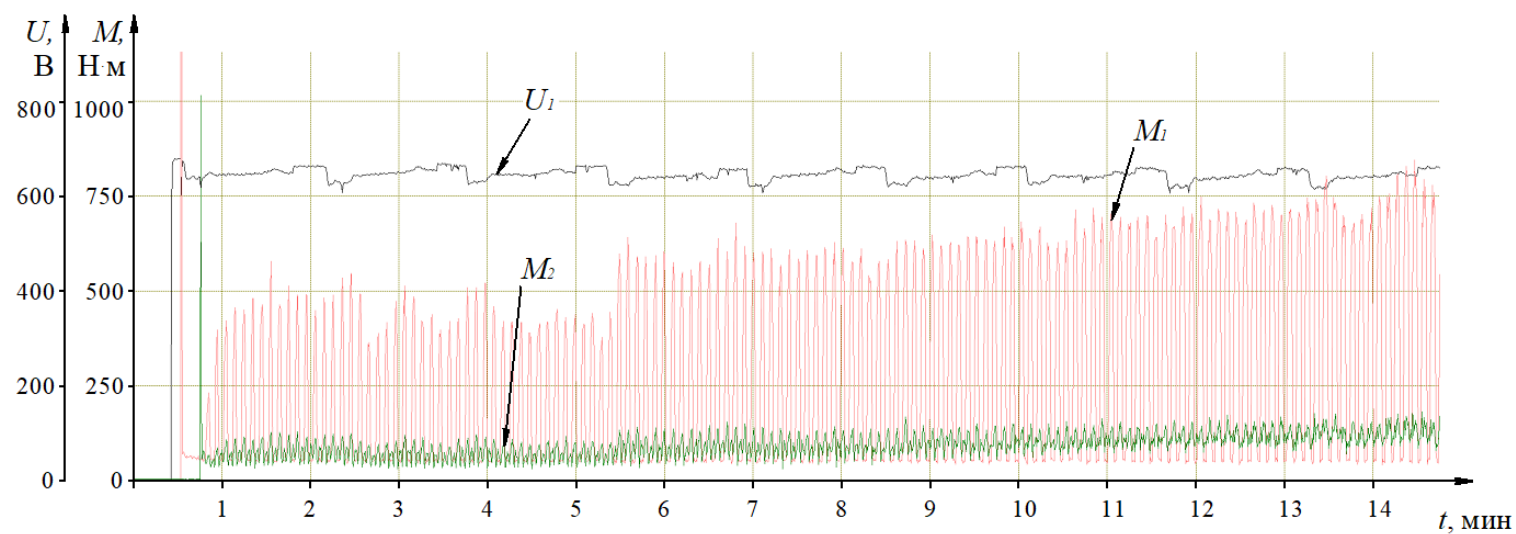


Рисунок 3.6 – График изменения нагрузки на двигателях комбайна «Урал-20Р» при работе с уступом забоя (0,4 м – 1 м):
 U_1 – фазное напряжение № 1, В; M_1 – крутящий момент двигателя резцовых дисков, Н·м; M_2 – крутящий момент двигателя переносного вращения, Н·м; U_2 – фазное напряжение № 2, В; M_3 – крутящий момент двигателя бермового органа, Н·м

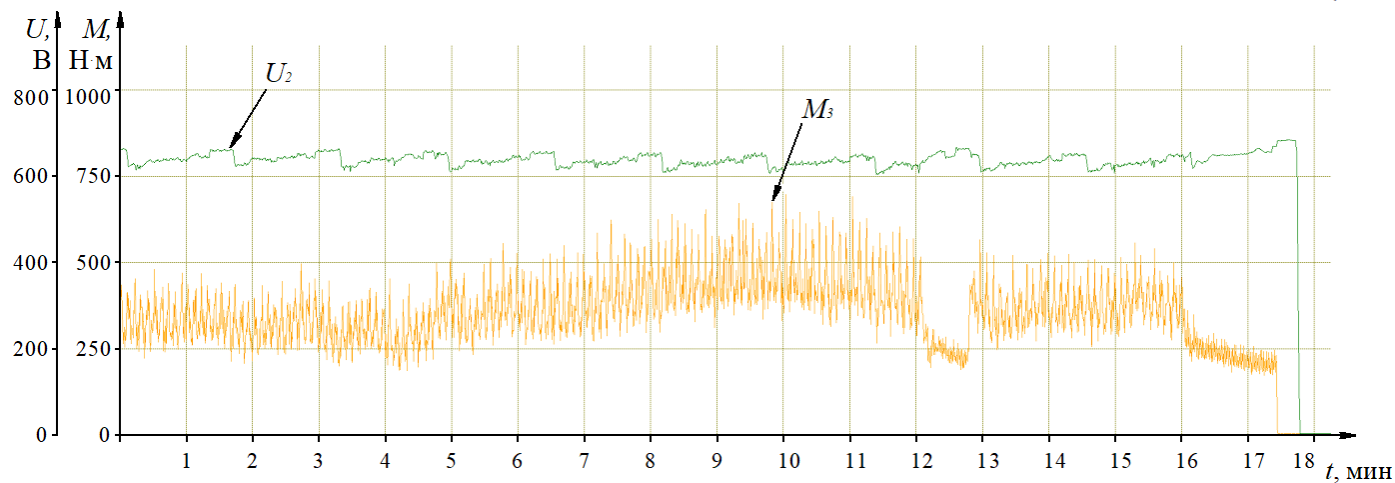
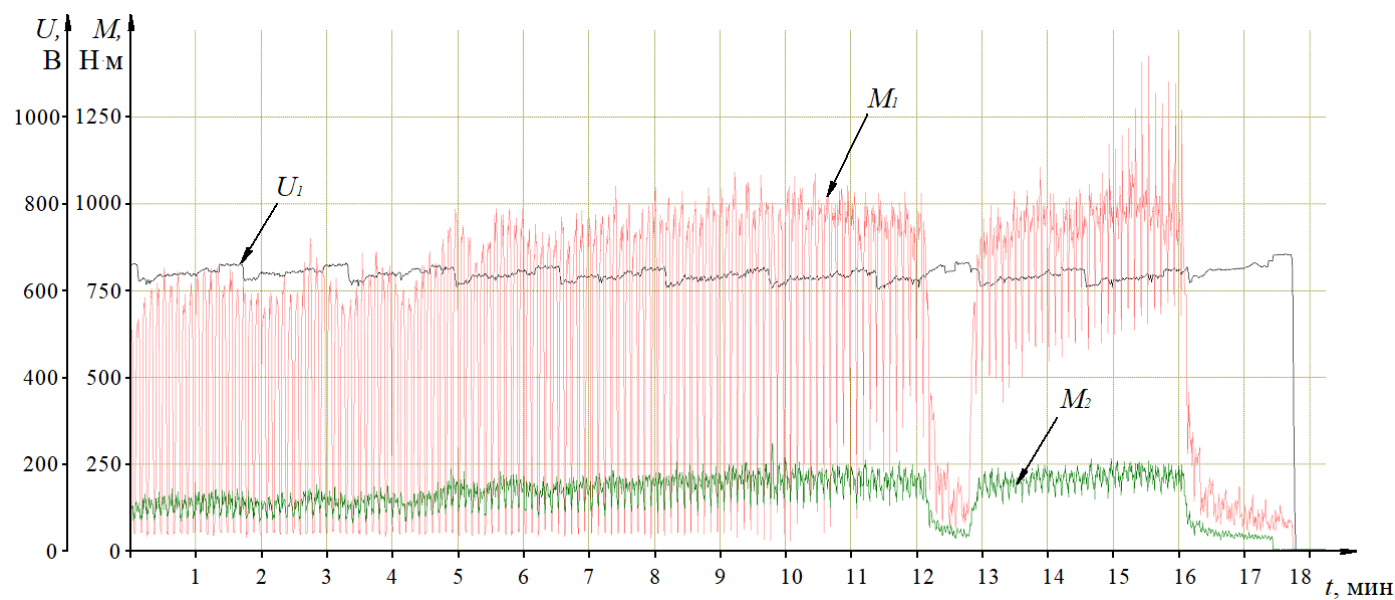


Рисунок 3.7 – График изменения нагрузки на двигателях комбайна «Урал-20Р» при работе с уступом забоя (1 м – 1,6 м):

U_1 – фазное напряжение № 1, В; M_1 – крутящий момент двигателя резцовых дисков, Н·м; M_2 – крутящий момент двигателя переносного вращения, Н·м; U_2 – фазное напряжение № 2, В; M_3 – крутящий момент двигателя бермового органа, Н·м

На рисунке 3.5 представлены графики нагруженности приводных систем комбайна «Урал-20Р» при увеличении высоты уступа от 0 м до 0,4 м, на рисунке 3.6 – от 0,4 м до 1 м, на рисунке 3.7 – от 1 м до 1,6 м.

Для проведения анализа полученных результатов выделено четыре участка с установленной высотой уступа забоя и скоростью подачи комбайна (рисунок 3.8). Скорость подачи комбайна определялась как отношение пройденного пути к соответствующему временному интервалу. Результаты определения скорости подачи комбайна на забой представлены в таблице 3.1.

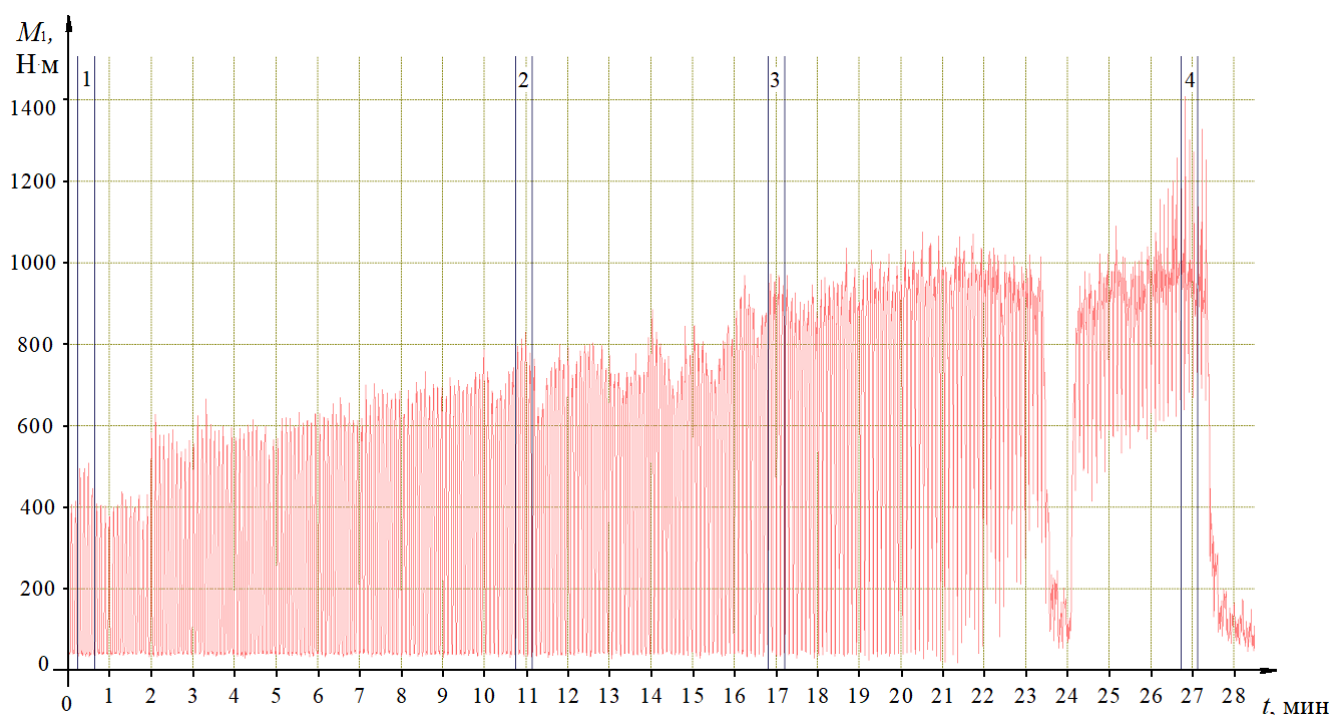


Рисунок 3.8 – График изменения крутящего момента двигателя резцовых дисков при работе с высотой уступа забоя 0,7 м – 1,6 м.

Таблица 3.1 – Замеры скорости движения комбайна на забой

| № Измерения | Высота уступа, м | Время, сек | Расстояние, м | Скорость, м/мин |
|-------------|------------------|------------|---------------|-----------------|
| 1 | 0,7 | 115 | 0,37 | 0,193 |
| 2 | 1 | 266 | 0,91 | 0,205 |
| 3 | 1,3 | 186 | 0,63 | 0,203 |
| 4 | 1,6 | 112 | 0,385 | 0,206 |

Для четырех участков измерений с установленной высотой уступа и скоростью подачи комбайна на забой проведены расчеты средних значений

крутящего момента, развиваемых электродвигателями исполнительных органов комбайна, и среднеквадратичных отклонений крутящего момента, определяющих динамическую составляющую действующих нагрузок. Результаты расчетов сведены в таблицу 3.2.

Таблица 3.2 – Средние значения крутящего момента и его среднеквадратичные отклонения при работе неполным сечением выработки

| Двигатель | Среднее значение крутящего момента $M_{\text{ср}}$ (Н·м) при высоте уступа: | | | | Среднеквадратичное отклонение крутящего момента σ_M (Н·м) при высоте уступа: | | | |
|---------------------------|---|---------------------|-----------------------|-----------------------|---|---------------------|-----------------------|-----------------------|
| | $H_1 = 0,7 \text{ м}$ | $H_2 = 1 \text{ м}$ | $H_3 = 1,3 \text{ м}$ | $H_4 = 1,6 \text{ м}$ | $H_1 = 0,7 \text{ м}$ | $H_2 = 1 \text{ м}$ | $H_3 = 1,3 \text{ м}$ | $H_4 = 1,6 \text{ м}$ |
| Резцовые диски M_1 | 199,9 | 443,1 | 629,6 | 963,4 | 183,7 | 321,7 | 360,7 | 152,1 |
| Переносное вращение M_2 | 70,1 | 127,3 | 170,4 | 210,9 | 22,5 | 23,8 | 30,7 | 23,0 |
| Бермовый орган M_3 | 309,3 | 358,8 | 369,1 | 374,9 | 54,0 | 64,6 | 62,4 | 49,7 |

Результаты экспериментальных исследований показывают, что средние значения крутящего момента приводов исполнительных органов не превышают номинальных значений. При этом установлены высокие значения среднеквадратичных отклонений крутящего момента, отражающие динамическую составляющую действующих нагрузок, на приводных системах относительного движения резцовых дисков и переносного вращения исполнительного органа. Такие нагрузки оказывают негативное влияние на приводные системы исполнительных органов, что приводит к повышенному износу и преждевременному выходу из строя элементов раздаточных редукторов и редуктора переносного вращения.

Таблица 3.3 – Коэффициент вариации δ , крутящего момента, развиваемого электродвигателями исполнительных органов

| Двигатель | Коэффициент вариации δ , при высоте уступа: | | | |
|---------------------------|--|---------------------|-----------------------|-----------------------|
| | $H_1 = 0,7 \text{ м}$ | $H_2 = 1 \text{ м}$ | $H_3 = 1,3 \text{ м}$ | $H_4 = 1,6 \text{ м}$ |
| Резцовые диски M_1 | 0,92 | 0,73 | 0,57 | 0,17 |
| Переносное вращение M_2 | 0,32 | 0,19 | 0,18 | 0,11 |
| Бермовый орган M_3 | 0,18 | 0,18 | 0,17 | 0,13 |

Для определения относительного стандартного отклонения значений действующих нагрузок вычислен коэффициент вариации крутящих моментов. Результаты расчетов представлены в таблице 3.3 и показывают сильный разброс в развиваемых моментах приводами планетарно-дискового исполнительного органа комбайна. При работе полным сечением коэффициент вариации находится на уровне $\delta_s = 0,10$, увеличение $\delta_s > 0,15$ говорит о существенных динамических нагрузках, действующих на приводную систему породоразрушающего органа.

3.4. Верификация математической модели

Данные, полученные в результате экспериментальных исследований, позволяют провести верификацию математической модели определения крутящего момента при работе комбайна неполным сечением выработки, представленной во второй главе.

Высота уступа забоя и соответствующая ему скорость подачи комбайна на забой, представленная в таблице 3.1, приняты в качестве исходных данных для математической модели. На рисунке 3.9 представлен сравнительный график изменения крутящего момента электродвигателя относительного движения резцовых дисков, полученный в результате экспериментальных исследований, и расчетных значений крутящего момента, полученных в результате математического моделирования. Наблюдается совпадение общего характера изменения крутящих моментов. Расхождение пиковых значений может быть обусловлено неоднородностью строения калийного массива, изменчивостью сопротивляемости резания, а также дегенеративными процессами в зубчатых передачах по всей цепочке передачи нагрузки.

Максимальное расхождение между значениями крутящего момента, полученного в результате построения математической модели, и экспериментальными данными исследования составило 10 %, что подтверждает адекватность разработанной математической модели.

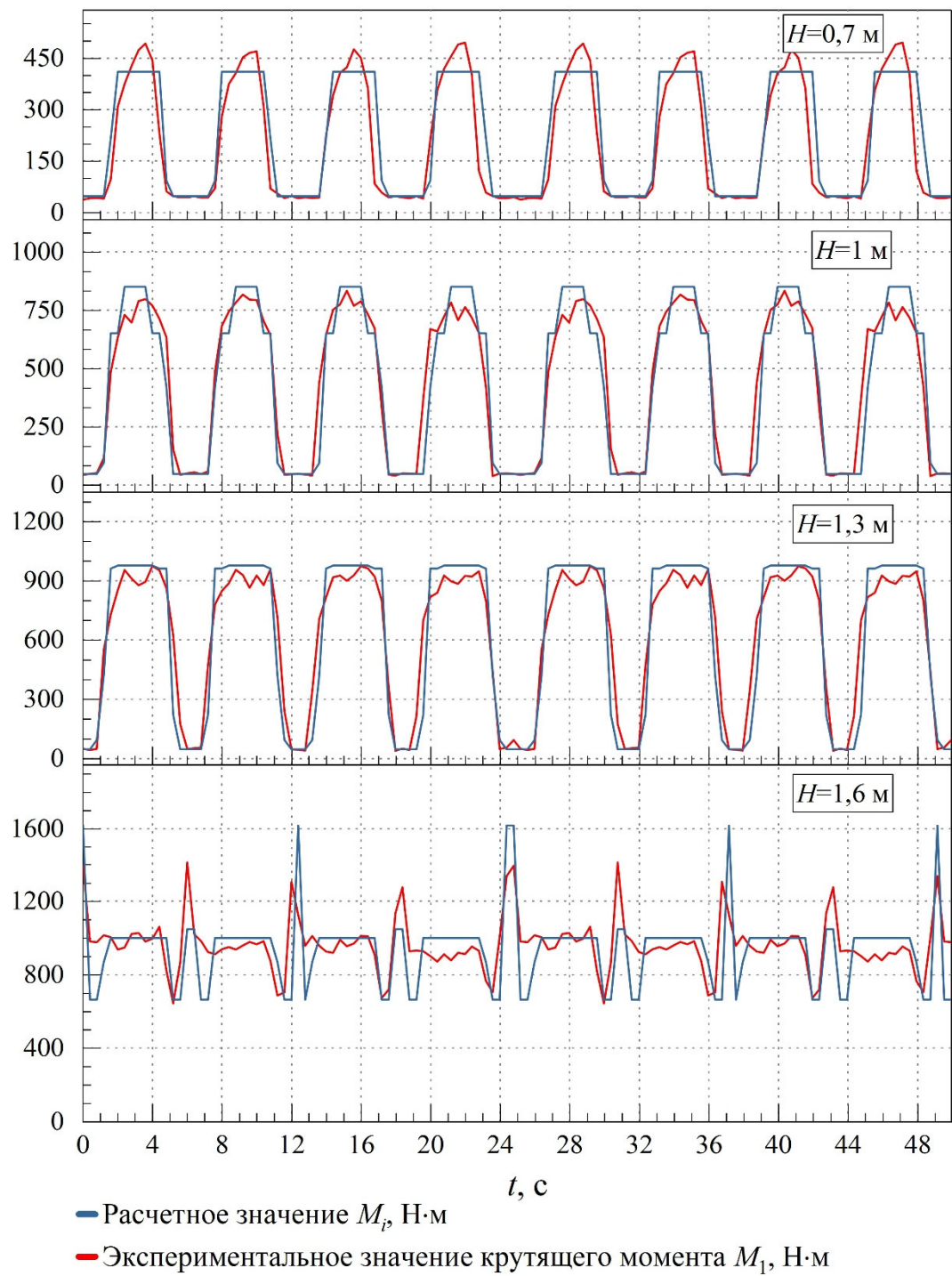


Рисунок 3.9 – График изменения экспериментальных и расчетных значений крутящего момента относительного движения резцовых дисков

Выводы по главе 3

1. Разработан и применен комплекс организационно-подготовительных мероприятий для проведения экспериментального исследования нагрузок, действующих на приводные системы исполнительных органов проходческо-очистного комбайна в условиях его эксплуатации.

2. Экспериментальным путем определены крутящие моменты двигателей породоразрушающих исполнительных органов проходческо-очистного комбайна «Урал-20Р» при работе неполным сечением выработки.

3. Экспериментально установлено, что наибольшие динамические нагрузки при работе комбайна неполным сечением выработки возникают в приводе относительного вращения резцовых дисков планетарно-дискового исполнительного органа.

4. Экспериментально верифицирована математическая модель определения крутящего момента на приводе относительного вращения резцовых дисков, разработанная во второй главе. Максимальное отклонение расчётных данных от экспериментальных не превышает 10 %.

ГЛАВА 4. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА ПРОХОДЧЕСКО-ОЧИСТНОГО КОМБАЙНА

4.1. Разработка конструкции приводной системы планетарно-дискового исполнительного органа, разрушающего калийный массив последовательно-шахматными резами

Эмпирические исследования, выполненные сотрудниками кафедры Горной электромеханики ПНИПУ [92, 93], показали, что разрушение калийного массива шахматными резами позволяет повысить качество отделяемой руды и снизить удельные энергозатраты. При этом в проходческо-очистных комбайнах «Урал-20Р» отсутствует ориентация резов одного диска относительно резов второго. Это обусловлено применением асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором, которые характеризуются наличием скольжения. Величина скольжения зависит от действующей нагрузки, что, в свою очередь, приводит к изменению отношения частот вращения исполнительных органов. В результате резы одного резцового диска займут произвольное положение относительно резов, оставленных вторым резцовым диском [88].

Общая зона разрушения сдвоенного исполнительного органа комбайна определяет снижение количества резцов, взаимодействующих с забоем, и, как следствие, возникновение колебаний нагрузки, что неоднократно было установлено в ходе испытаний проходческо-очистных комбайнов «Урал-20Р». Также высокие динамические нагрузки установлены при работе комбайна неполным сечением выработки. Таким образом, перспективным направлением является решение задачи ориентации резов резцовых дисков путём изменения конструкции приводной системы, что позволит улучшить гранулометрический состав руды и снизить удельный расход энергии.

Коллективом авторов предложено установить жесткую кинематическую связь между приводами относительного движения дисков и переносного вращения исполнительного органа, что позволит обеспечить постоянное отношение частот вращения и разрушение горного массива шахматно-

последовательными резами с расположением последующих резов резцового диска посередине ранее оставленных. К преимуществам шахматно-последовательного способа разрушения относятся:

- возможность увеличения шага резания за счёт уменьшения количества резцов на планетарно-дисковом исполнительном органе, что уменьшает силы реакции забоя, действующие в направлении движения комбайна, и расширяет область применения комбайна без проскальзывания гусеничного органа;
- постоянное отношение частот вращения планетарно-дискового исполнительного органа позволяет обеспечить стабильное и предсказуемое сечение стружки, что приводит к снижению выхода мелких фракций и удельных энергозатрат;
- уравнивание боковых нагрузок, действующих на резец исполнительного органа, за счет расположения реза посередине относительно предыдущих.

Предлагаемая конструкция сдвоенного планетарно-дискового исполнительного органа [62] состоит из исполнительных органов 1, 2 (рисунок 4.1), каждый из которых оснащен резцовыми дисками 4. Относительное вращение резцовые диски 4 получают от электродвигателей 7, 8 через редукторы исполнительного органа 5, 6 и раздаточные редукторы 3. Для переносного вращения исполнительного органа редукторы исполнительного органа 5, 6 оснащены полыми валами 27, 23 (рисунок 4.2). Редуктор переносного движения 9 (рисунок 4.1) имеет жесткую кинематическую связь с приводами относительного движения через зубчатые пары 14-19 (рисунок 4.2) и синхронизацию переносного вращения исполнительных органов 1, 2 (рисунок 4.1) за счет зубчатых колес 25-24-20-21 (рисунок 4.2), что обеспечивает реализацию шахматно-последовательного разрушения горного массива.

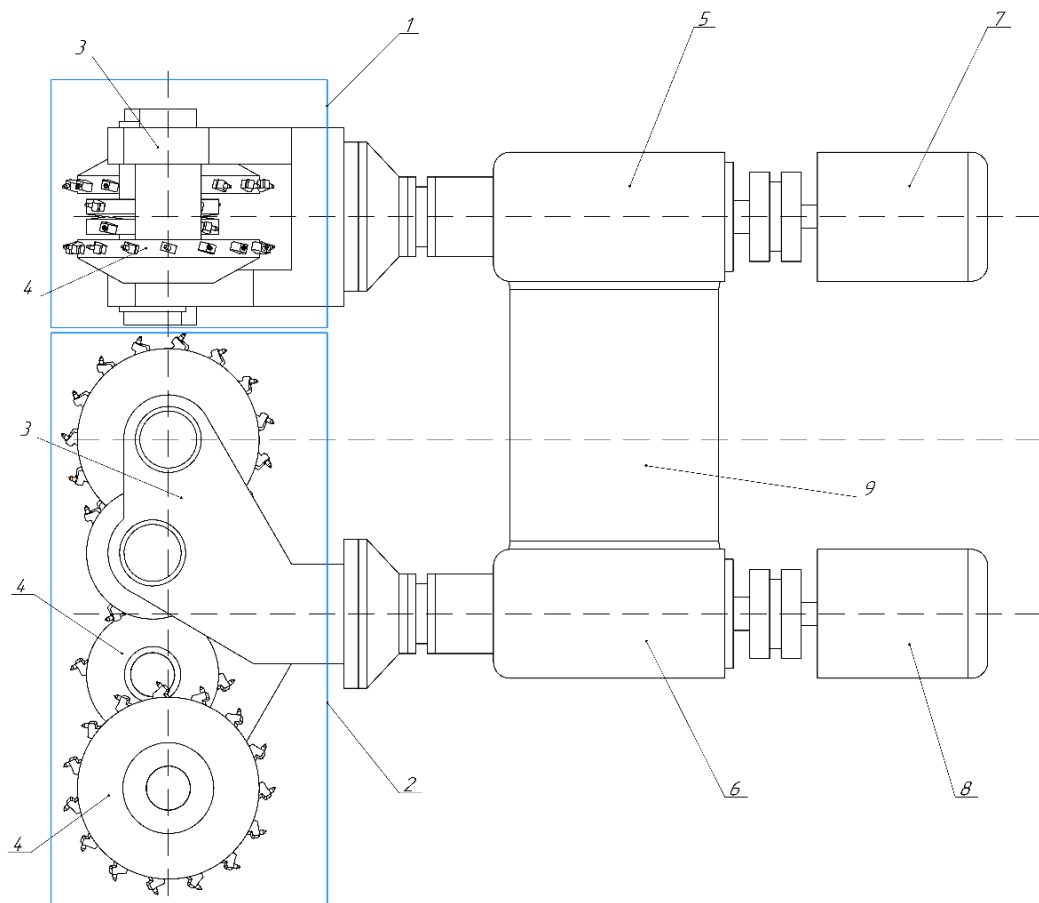


Рисунок 4.1 – Схема компоновки исполнительного органа

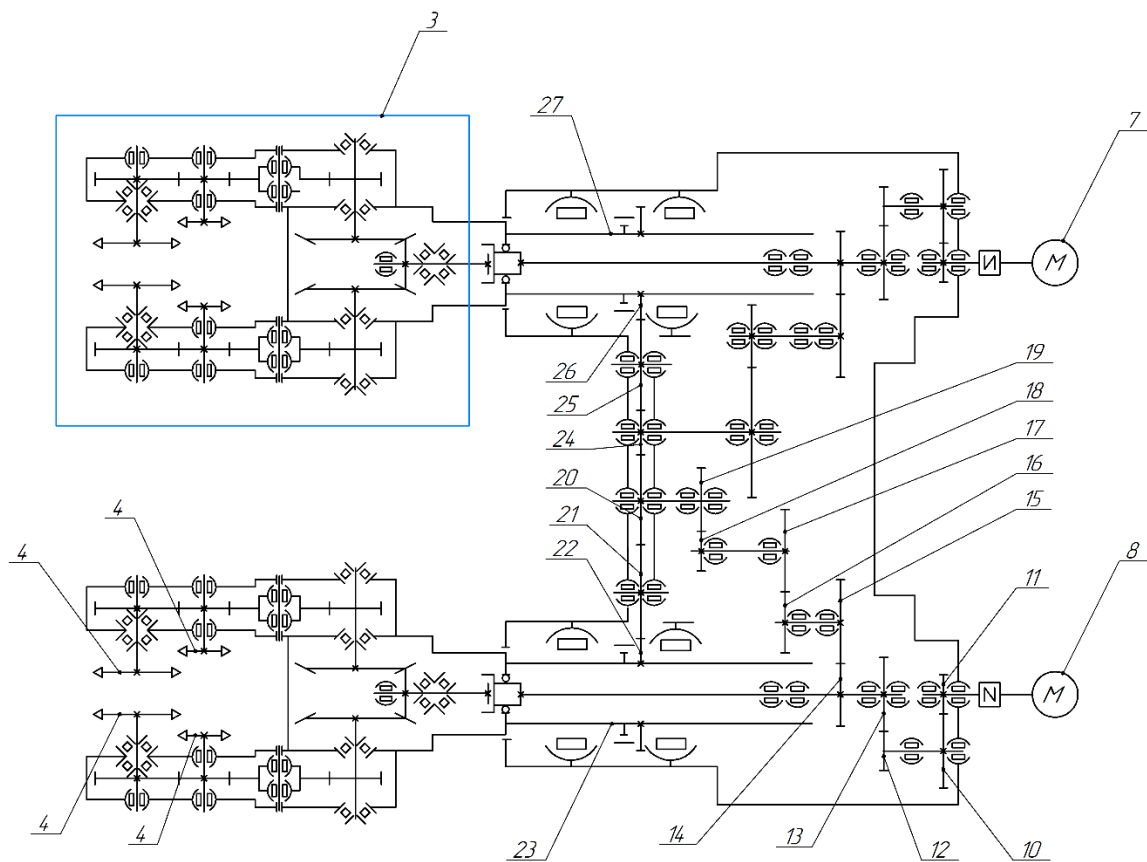


Рисунок 4.2 – Кинематическая схема приводной системы исполнительного органа

Жесткая кинематическая связь между редукторами исполнительного органа и переносного вращения позволяет исключить влияние нагрузки, действующей на приводную систему исполнительного органа, и скольжения электродвигателя на расположение резов на открытой поверхности забоя относительно предыдущих.

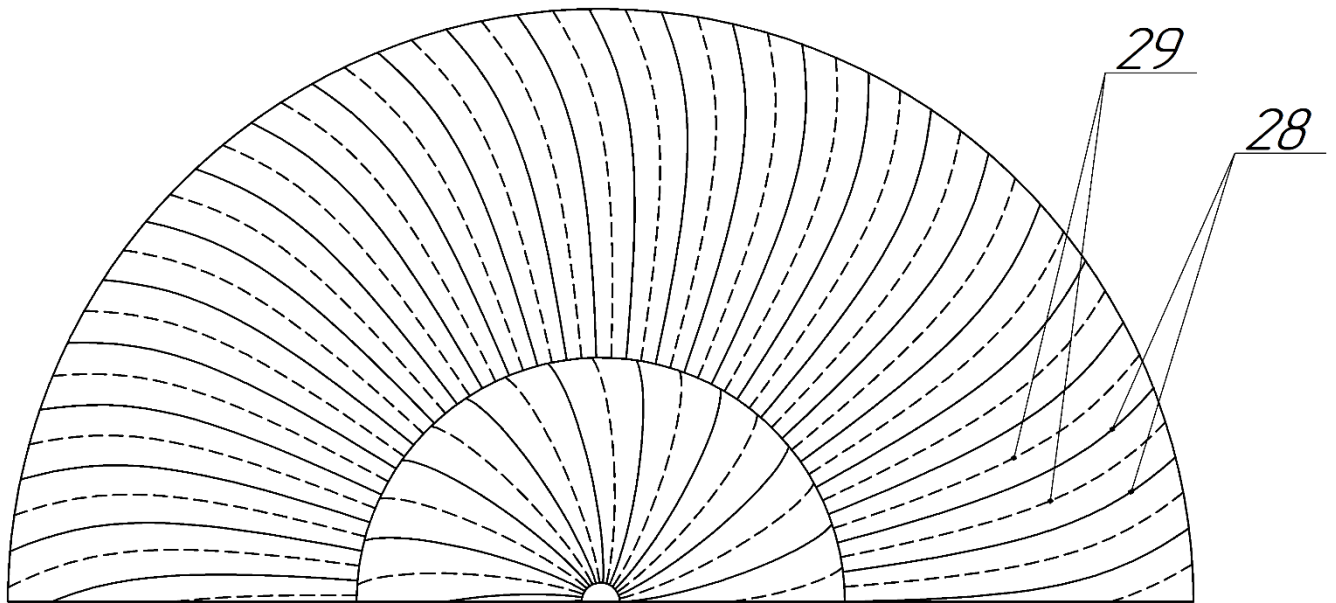


Рисунок 4.3 – Схема шахматно-последовательных резов исполнительного органа

На рисунке 4.3 представлено расположение резов на поверхности забоя при шахматно-последовательной схеме разрушения. Между последовательными резами 28 одного резцового диска посередине располагаются резы 29 второго резцового диска.

Применение планетарно-дисковых исполнительных органов проходческо-очистных комбайнов, осуществляющих разрушение калийного массива шахматно-последовательными резами, позволит повысить качество отбитой руды, снизить удельный расход энергии.

4.2. Разработка конструкции планетарно-дискового исполнительного органа, обеспечивающая повышения тяговой способности гусеничного органа

Повышение эксплуатационных характеристик проходческо-очистного комбайна, обусловленных расширением области работы комбайна при проходке выработок в гору или неполным сечением, возможно за счет разработки новых конструкций исполнительного органа комбайна, обеспечивающих повышение сил прижатия гусеничного органа к почве выработки.

Главным недостатком существующих конструкций является отсутствие возможности изменения угла наклона планетарно-дискового исполнительного органа, что снижает эффективность комбайна. В известных конструкциях существуют гидроцилиндры, осуществляющие подъем и опускание рамы грузчика, на которой установлен планетарно-дисковый и бермовый исполнительные органы. Такие гидроцилиндры применяют для придания выработке требуемого угла наклона и не позволяют индивидуально изменять угол наклона планетарного органа.

Проскальзывание гусеничного органа проходческо-очистного комбайна определяется силами прижатия гусениц к почве выработки и необходимыми напорными усилиями гусениц для подачи комбайна на забой. Проскальзывание гусениц возникает, когда необходимые для перемещения комбайна напорные усилия превышают силы прижатия. В свою очередь, усилия прижатия и напорные усилия гусениц определяются силами реакции забоя на исполнительные органы комбайна, участвующие в процессе разрушения. Изменение угла наклона исполнительного органа в вертикальной плоскости независимо от других элементов позволяет распределять часть сил реакций забоя, действующих на породоразрушающий инструмент, в сторону увеличения сил прижатия гусениц комбайна.

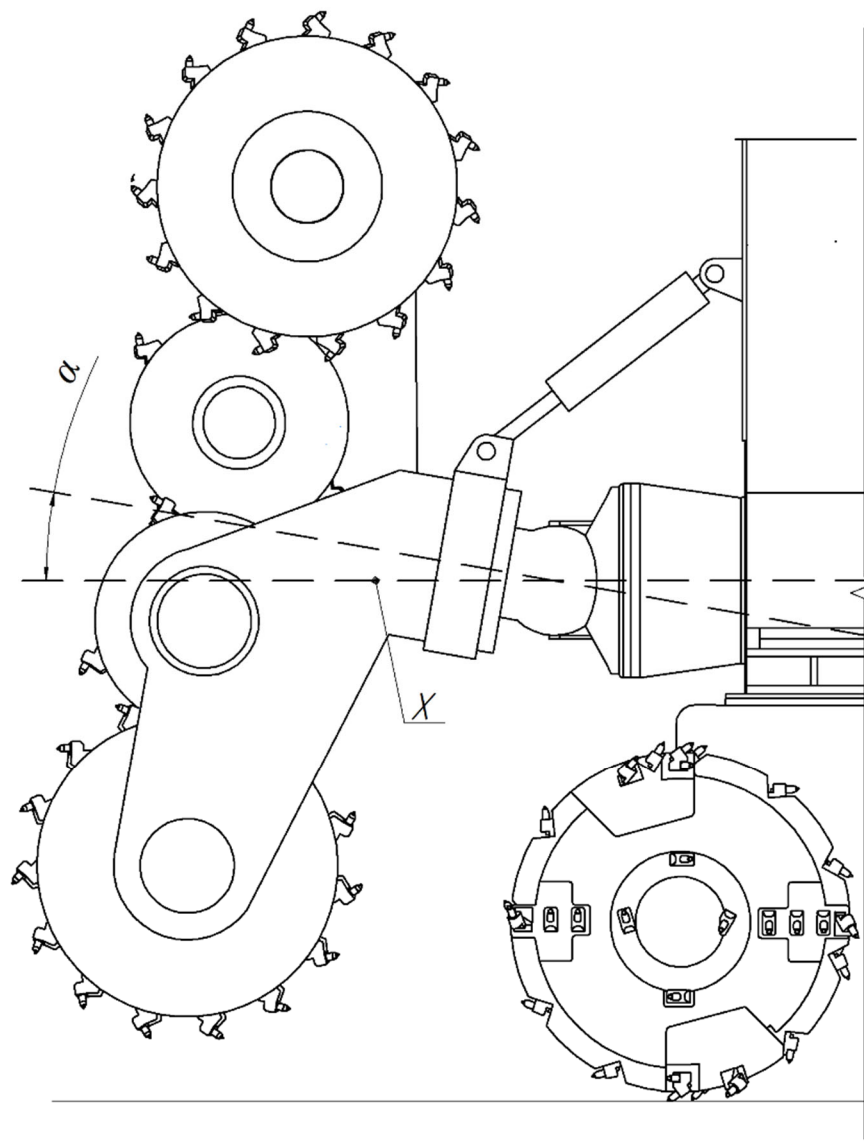
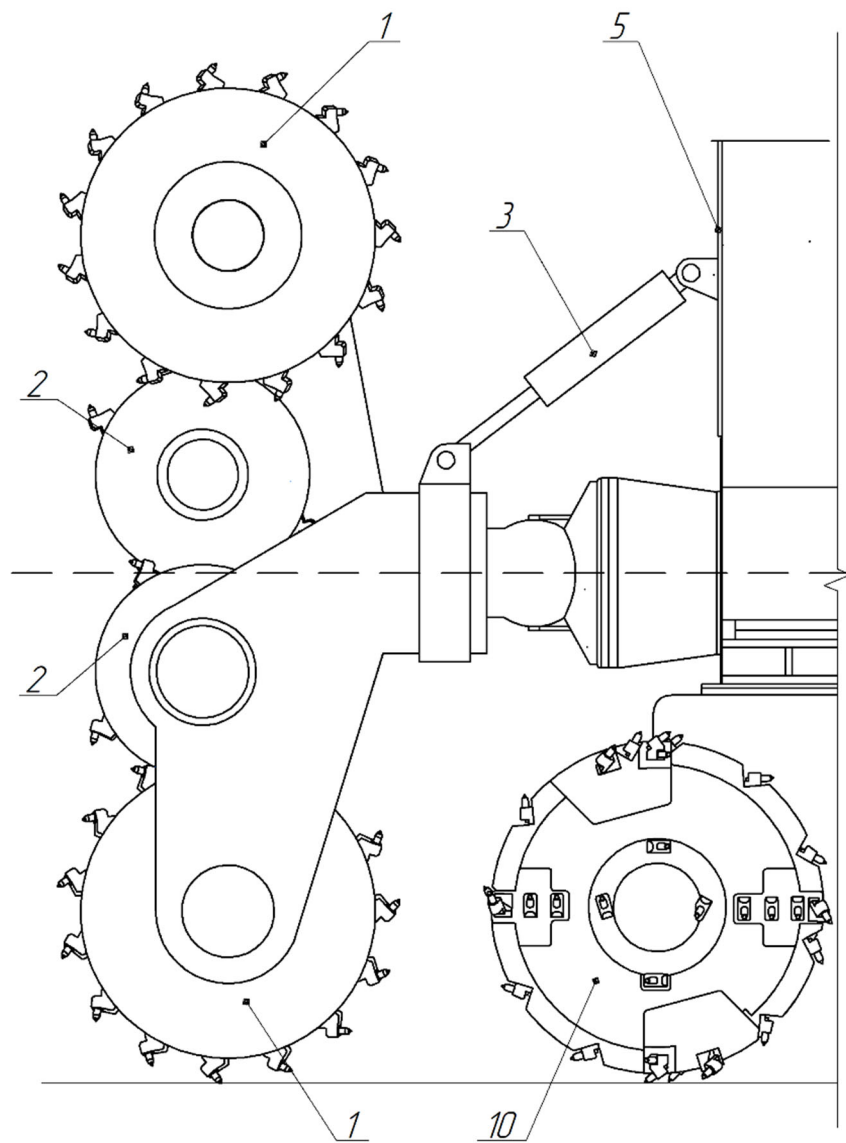


Рисунок 4.4 – Схема компоновки исполнительного органа комбайна

Предложенная автором конструкция исполнительного органа [61] включает резцовые диски 1, 2 (рисунок 4.4), гидроцилиндр перемещения 3 и механическую передачу 4. Гидроцилиндр перемещения 3 позволяет изменять угол наклона планетарного исполнительного органа независимо от остальных породоразрушающих инструментов и устанавливается на ограждающем щите 5. Механическая передача 4 обеспечивает передачу крутящего момента с ведущего вала 8 (рисунок 4.5) редуктора исполнительного органа 9 ведомому валу 6 раздаточного редуктора 7.

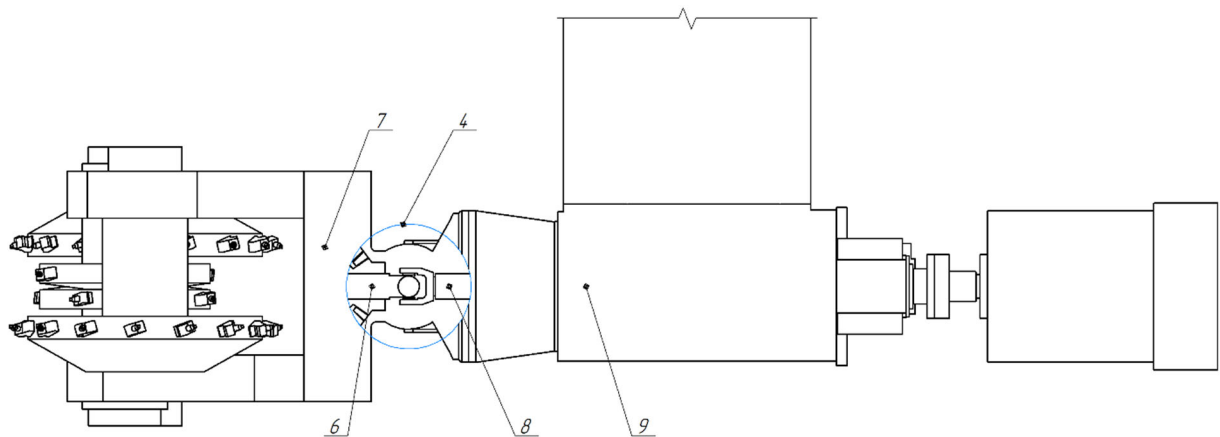
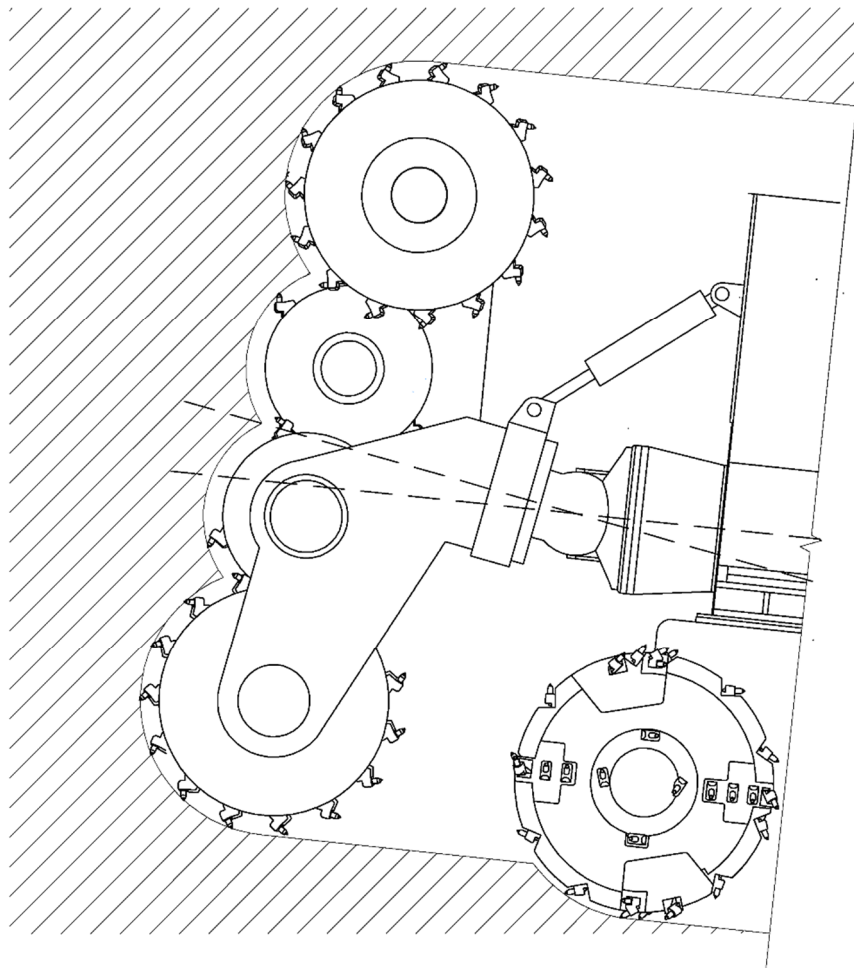


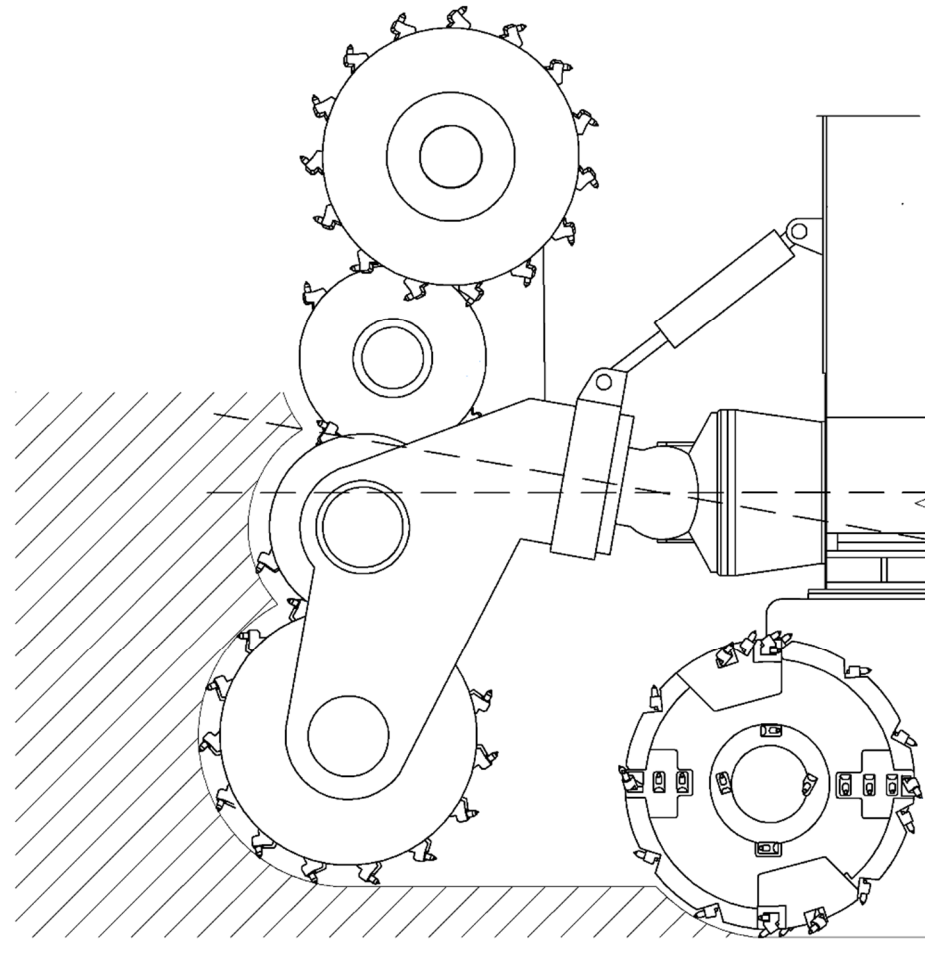
Рисунок 4.5 – Схема механической передачи исполнительного органа

Работает конструкция следующим образом, при рабочем ходе проходческо-очистного комбайна в гору разрушение горного массива осуществляется за счет внешних 1 (рисунок 4.4) и внутренних 2 резцовых дисков. Гидроцилиндр перемещения 3 обеспечивает изменение угла наклона α между осью исполнительного органа и продольной осью X комбайна. При этом механическая передача 4 обеспечивает непрерывную передачу вращающего усилия от ведущего вала 8 (рисунок 4.5) редуктора исполнительного органа 9 к ведомому валу 6 раздаточного редуктора 7, даже при изменении их взаимного угла наклона.

При рабочем ходе проходческо-очистного комбайна неполным сечением выработки изменение угла α между осью исполнительного органа и продольной осью комбайна X позволяет внешним резцовым дискам 1 (рисунок 4.6) отрабатывать горный массив, опережающим внедрением, что приводит к ослаблению вышележащих слоев.



а)



б)

Рисунок 4.6 – Схема проходки выработки при изменении угла наклона исполнительного органа:

- а) при работе комбайна в гору;
- б) при работе неполным сечением выработки.

Основным преимуществом предложенной автором конструкции исполнительного органа является возможность увеличения сил прижатия гусениц комбайна к почве выработки за счет изменения угла наклона исполнительного органа. Тогда при определении сил прижатия гусениц комбайна необходимо учитывать часть сил реакции забоя, действующую на резцовые диски:

$$R_1 = R_2 = \frac{-T_{з.о.у}}{2} - T_{з.ш} + T_{з.б.ф} + \frac{G_k}{2} \cdot \cos \beta_v + T_{заб} - T_{з.д} + R_{з.д} \cdot \sin(\alpha_{ио}). \quad (4.1)$$

На рисунке 4.7 представлено изменение средних значений сил прижатия гусениц в зависимости от угла наклона исполнительного органа. График представлен для высоты уступа $H > 1,6$ м, так как именно в этом диапазоне, согласно теоретическим расчетам, проведенным во второй главе, установлено проскальзывание гусениц. Максимальное отклонение угла наклона рабочего инструмента (α_{\max}) от продольной оси комбайна принято 10° . Это необходимо для обеспечения надежности конструктивных элементов породоразрушающего органа. Как показывают расчеты, изменение угла наклона исполнительного органа позволяет увеличить средние силы прижатия гусениц комбайна на 15,5 – 17,3 %, что расширяет область работы комбайнового комплекса без потери производительности.

Условием отсутствия проскальзывания гусениц комбайна является необходимость создавать напорные усилия подачи, меньшие, чем сила прижатия гусениц $F_1 < R_1$. Тогда, с учетом усовершенствованного выражения определения сил прижатия гусениц, можно установить зависимость необходимого угла наклона исполнительного органа от необходимых напорных усилий подачи гусениц, сил реакций забоя на рабочие инструменты, действующих в перпендикулярном направлении движению комбайна, при различных углах наклона выработки и высоты уступа забоя:

$$\alpha_{ио} = \arcsin\left(\frac{F_{1ср} - T_{зф} + T_{зш} - \frac{G_k}{2} \cdot \cos(\beta_v) + \frac{\sum T_{з.д}}{N_{изм}}}{\frac{\sum R_{з.д}}{N_{изм}}}\right). \quad (4.2)$$

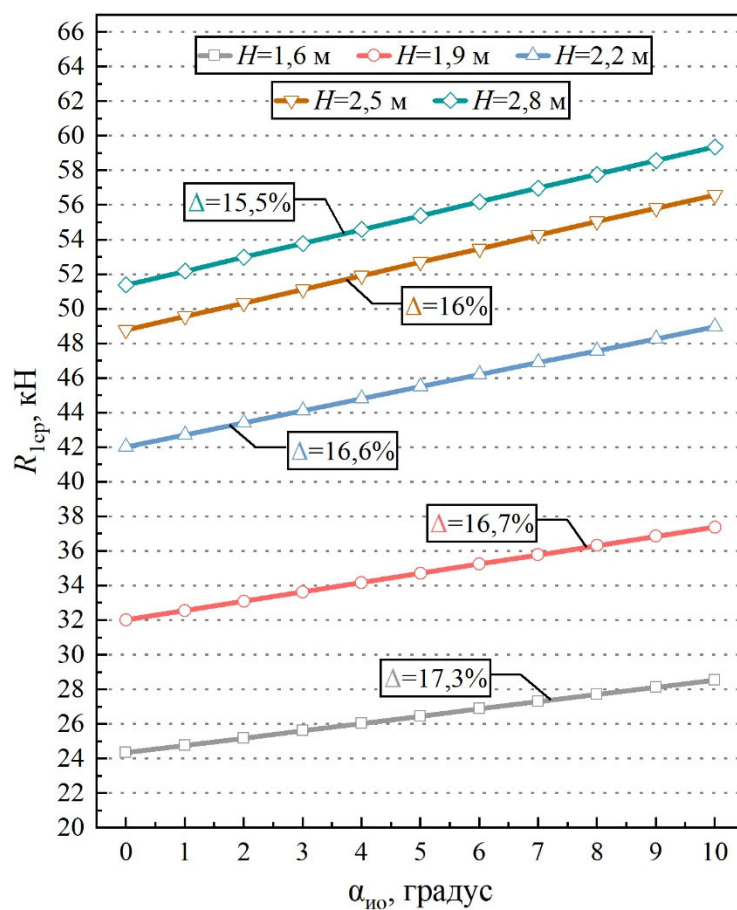


Рисунок 4.7 – Зависимость средних сил прижатия гусеничного органа от угла наклона исполнительного органа и высоты уступа забоя

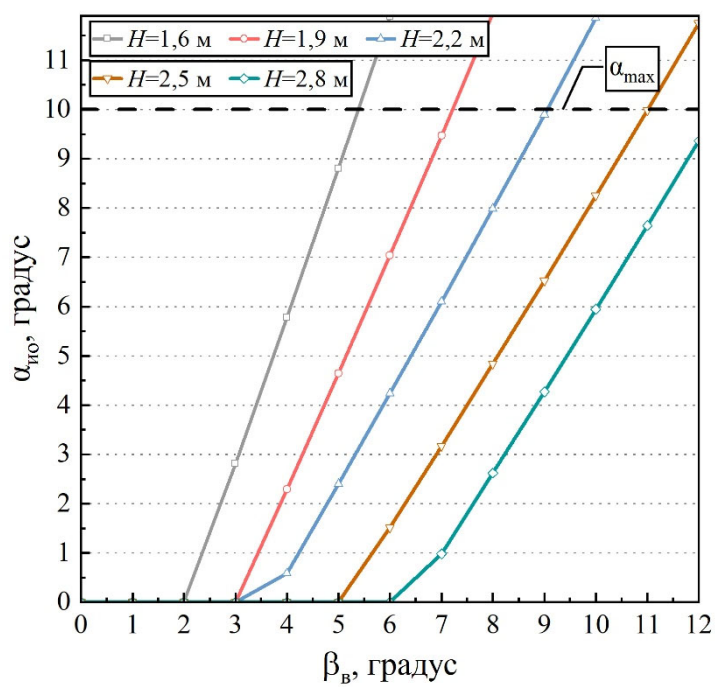


Рисунок 4.8 – Зависимость угла наклона исполнительного органа от угла наклона выработки и высоты уступа забоя

Анализ результатов зависимости угла наклона исполнительного органа от угла наклона выработки и высоты уступа показал, что наличие функциональной возможности изменения угла наклона исполнительного органа позволяет осуществлять производительную работу комбайна при больших углах наклона выработки. Чем больше высота уступа забоя, тем существеннее влияние изменения угла наклона рабочего инструмента. Это объясняется тем, что при увеличении высоты уступа $H > 1,6$ м в одновременном контакте с забоем находятся два резцовых диска. При этом второй резцовый диск уравнивает силы реакции забоя, направленные перпендикулярно движению комбайна, а степень уравнивания зависит от количества резцов, взаимодействующих с горным массивом.

4.3. Разработка конструкции наклонно-дискового исполнительного органа, обеспечивающая разрушение калийного массива перекрестным резанием

Перспективным направлением развития исполнительных органов проходческо-очистных комбайнов, используемых для добычи калийной руды, является реализация перекрестной схемы резания (рисунок 4.9), которая характеризуется пересекающимся расположением резов одного резцового диска по отношению к резам второго резцового диска [54, 57, 55, 8]. Путем исследований процесса разрушения блоков калийной руды в лабораторных условиях сотрудниками ПНИПУ (быв. ПГТУ) было установлено, что удельные энергетические затраты перекрестной схемы резания показывают снижение до 30 % относительно других схем разрушения, а количество мелкодисперсной фракции уменьшается до 4 раз [80, 92].

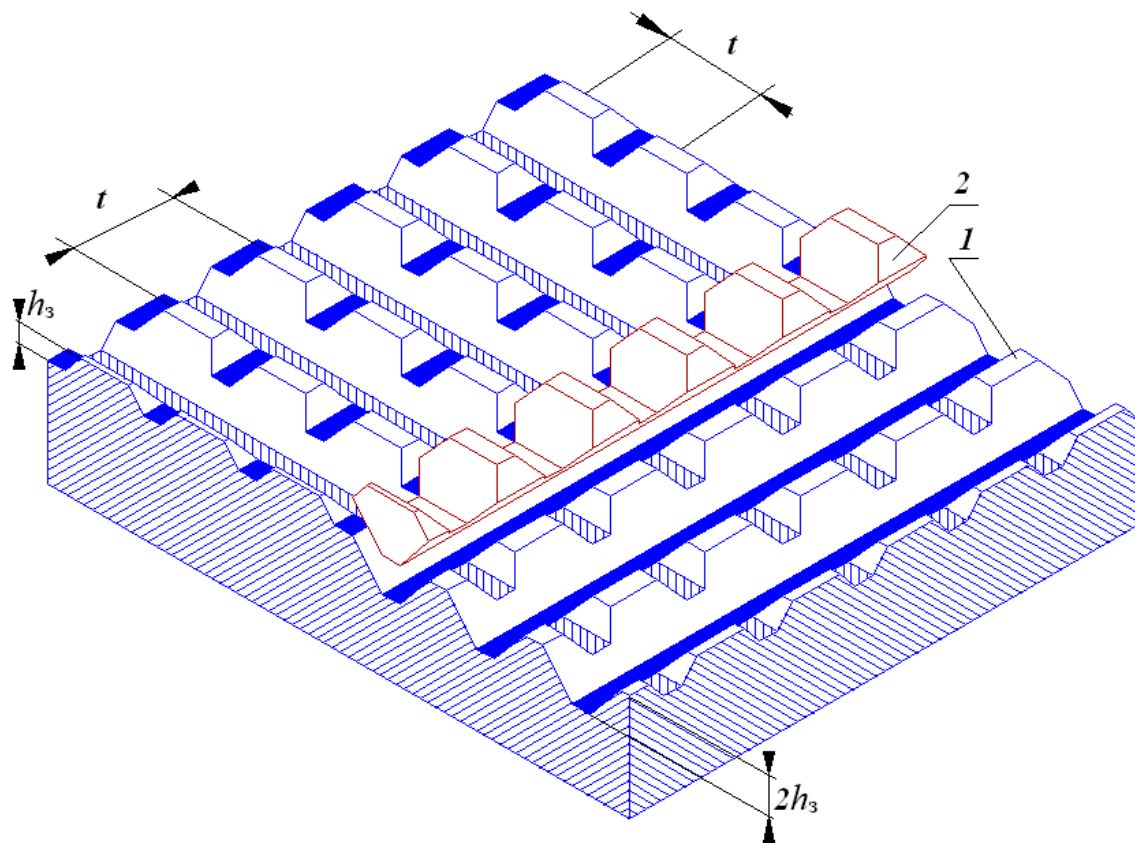


Рисунок 4.9 – Перекрестная схема разрушения калийного массива:

1 – калийный массив; 2 – стружка, отделяемая в процессе разрушения.

Разрушение калийного массива перекрестной схемой резания возможно плоско-дисковыми исполнительными органами проходческих комбайнов [18, 46, 94]. Экспериментальные образцы проходческо-очистных комбайнов с таким видом исполнительного органа проходили опытно-промышленные испытания на калийных рудниках Верхнекамского месторождения (рисунок 4.10), однако широкого распространения не получили [101, 66]. Основным конструктивным недостатком плоско-дискового исполнительного органа является постоянное взаимодействие резцового инструмента с горным массивом, что приводит к его перегреву и, как следствие, интенсификации износа [4].

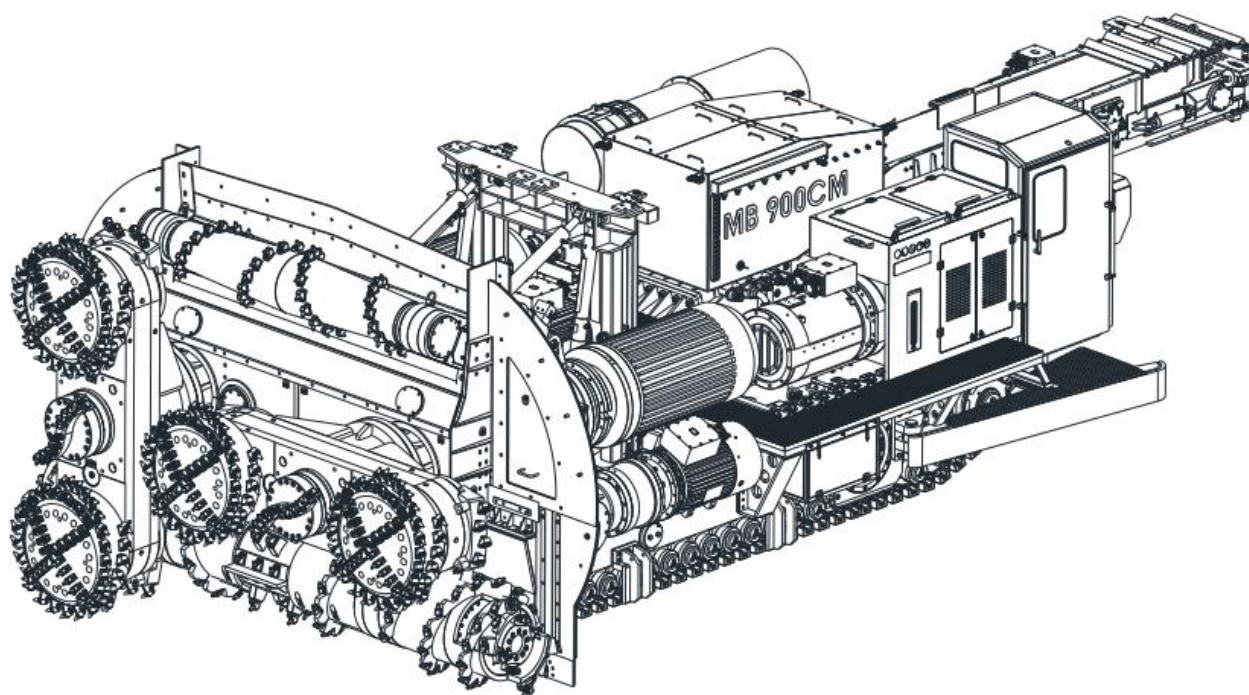


Рисунок 4.10 – Проходческо-очистной комбайн МВ-900СМ

Также недостатком такой конструкции исполнительного органа является большое количество резцов, одновременно взаимодействующих с горным массивом, что приводит к увеличению сил реакций забоя, действующих в направлении движения комбайна, и, соответственно, проскальзыванию гусеничного органа.

Для реализации перекрестной схемы разрушения калийного массива и устранения недостатков известных конструкций исполнительных органов проходческо-очистных комбайнов коллективом авторов предложен исполнительный орган, который состоит из двух наклонно-дисковых планетарных инструментов [60]. Он включает режущие диски 1, 2 (рисунок 4.11), кутковые 5 и забойные 3 резцы, установленные в резцедержателях 4, 6. Забурник 7 оснащен аналогичными резцами 8, 9. Резцовые диски 1, 2 имеют сквозные отверстия, образованные между ступицей 11, ободом 12 и соединительными лучами 13.

Наклонно-дисковый исполнительный орган комбайна работает следующим образом. При подаче комбайна на забой центральная зона разрушается вращающимся забурником 7 (рисунок 4.11), закрепленным на водиле 10, путем образования резов 16 (рисунок 4.12). Для этого используются забойные 8 и

кутковые 9 резцы. Режущие диски 1, 2 совершают относительное движение ω_0 , в то время как водило 10 осуществляет переносное движение ω_n . Наклон режущих дисков 1, 2 под углом λ способствует разрушению калийной руды передней кромкой диска 1 и задней кромкой режущего диска 2. Такая конструкция исполнительного органа позволяет отрабатывать калийный массив перекрестными, периодическими, расходяще-сходящимися резами 14, 15 (рисунок 4.12) сочетающимися циклоидальную и радиальную траектории. В местах пересечения резов глубина остается одинаковой, что повышает эффективность разрушения. Кутковые резцы 5, 9 обеспечивают возможность изменения направления проходки выработки для добычной машины, при этом почти не испытывают нагрузку в момент прямолинейного движения.

Сквозные отверстия режущих дисков выполнены с целью снижения нагрузок на приводе исполнительного органа комбайна от отбитой горной массы. С помощью таких отверстий отбитая калийная руда может перемещаться к приемному отверстию скребкового конвейера и не подвергаться повторному переизмельчению.

Центральную часть калийного забоя обрабатывает роторный забурник. Это необходимо для исключения перекрестной схемы разрушения массива режущими дисками в ее неэффективной зоне. Минимальные значения шага и глубины реза приводят к повышенному выходу труднообогатимых фракций и росту удельных энергозатрат. В свою очередь, роторный забурник имеет постоянное значение глубины реза, зависящее от скорости подачи комбайна на забой.

Движение одиночного резца наклонно-дискового планетарного исполнительного органа происходит по циклоидально-радиальному направлению и описывается выражением:

$$\begin{cases} x(\varphi) = R_v \cos(\varphi) + R_d \cos[(1+i)\varphi]; \\ y(\varphi) = R_v \sin(\varphi) + R_d \sin[(1+i)\varphi]. \end{cases} \quad (4.3)$$

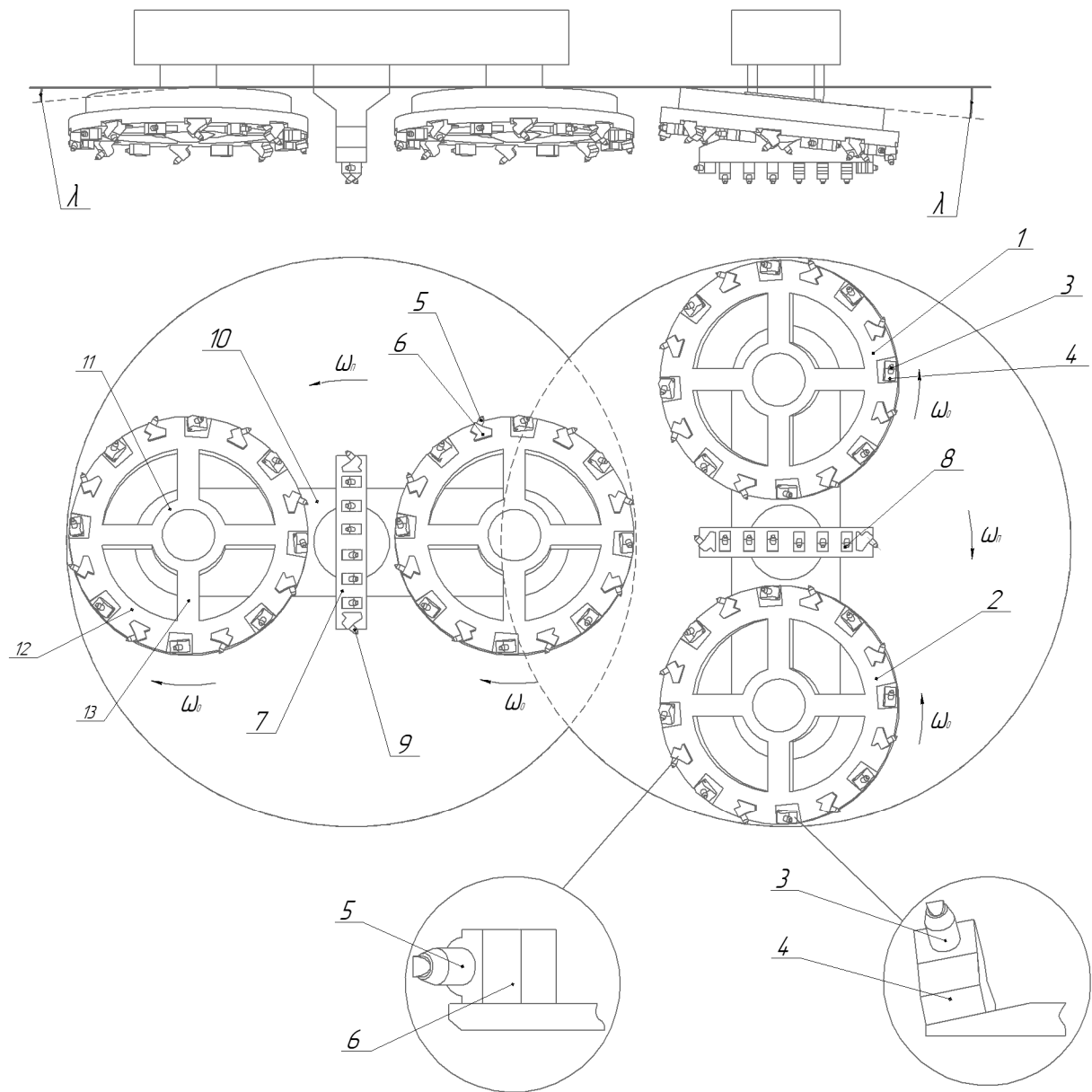


Рисунок 4.11 – Наклонно-дисковый исполнительный орган проходческо-очистного комбайна

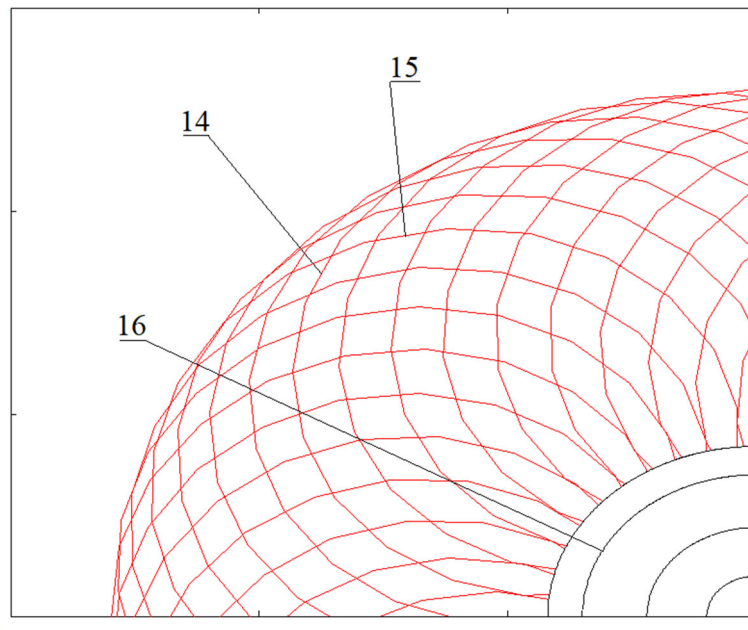


Рисунок 4.12 – Резы на открытой поверхности забоя наклонно-дискового исполнительного органа проходческо-очистного комбайна

Из рисунка 4.12 видно, что пересекающиеся, расходяще-сходящиеся, циклоидально-радиальные резы наклонно-дискового инструмента пересекаются на равном отрезке удельного пути резания. При этом наклонное исполнение резцовых дисков определяет однозначную зависимость между шагом и глубиной реза. Первая половина движения резца связана с увеличением шага и глубины реза, вторая – с уменьшением. При однозначной зависимости параметров разрушения повышается энергоэффективность процесса отбойки и качество гранулометрического состава руды.

Выводы по главе 4

1. Предложены конструкции исполнительных органов проходческо-очистных комбайнов, направленные на снижение удельного расхода энергии процесса разрушения, повышение качества отбитой руды и расширение функциональных возможностей комбайна.

2. Разрушение калийного массива шахматно-последовательными резами планетарно-дискового исполнительного органа с расположением последующих резов посередине относительно предыдущих возможно за счет установления жесткой кинематической связи между приводами относительного и переносного движения.

3. Повышение тяговой способности гусеничного органа комбайна за счет изменения угла наклона планетарно-дискового исполнительного органа в вертикальной плоскости относительно продольной оси комбайна обеспечивает расширение области производительной работы комбайна без проскальзывания гусениц.

4. Повышение эффективности работы исполнительного органа комбайна возможно путем разрушения калийного массива перекрёстными, циклоидально-радиально направленными резами посредством использования наклонно-дискового планетарного исполнительного органа, отрабатывающего массив передней и задней гранью режущих дисков, установленных под углом к перпендикулярной продольной оси движения комбайна.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертационной работе, на основе выполненных исследований, решена актуальная задача повышения эффективности работы проходческо-очистных комбайнов при неполном сечении выработки установлением рационального диапазона высоты уступа и снижением проскальзывания гусениц комбайна путем изменения угла наклона планетарно-дискового исполнительного органа в вертикальной плоскости относительно продольной оси комбайна.

Результаты диссертационной работы:

1. Выполнен анализ конструкций породоразрушающих инструментов проходческо-очистного комбайна «Урал-20Р». Рассмотрена работа комбайнов в условиях камерной системы разработки калийных пластов.

2. Экспериментально установлено, что применение неповоротных тангенциальных резцов РС-14У позволяет уменьшить нагрузки, действующие на приводную систему планетарно-дискового исполнительного органа, до 35 % на электродвигателе относительного вращения резцовых дисков и до 60 % на электродвигателе переносного вращения исполнительного органа.

3. Выполнена математическая модель определения нагрузок, действующих на приводную систему исполнительного органа, по результатам которой установлено, что снижение динамических нагрузок, действующих на приводную систему планетарно-дискового исполнительного органа проходческо-очистного комбайна «Урал-20Р», и удельного расхода электроэнергии при неполном сечении выработки достигается работой комбайна в диапазоне высоты уступа забоя от 0,4 м до 1,3 м и от 1,9 м до 2,8 м.

4. Установлено, что работа проходческо-очистного комбайна «Урал-20Р» неполным сечением выработки при высоте уступа забоя более 1,6 м сопряжена с проскальзыванием гусениц перемещения при изменении угла наклона выработки в пределах заявленных технических характеристик.

5. Экспериментальным путем определены крутящие моменты, развиваемые электродвигателями исполнительных органов проходческо-очистного комбайна «Урал-20Р», при работе неполным сечением выработки.

6. Экспериментально верифицирована математическая модель определения крутящего момента на приводе относительного вращения резцовых дисков, разработанная во второй главе. Максимальное отклонение значений экспериментальных данных от значений математической модели составило 10 %.

7. Предложены конструкции исполнительных органов проходческо-очистных комбайнов, направленные на снижение удельного расхода энергии процесса разрушения, повышение качества отбитой руды и расширение функциональных возможностей комбайна.

8. Повышение тяговой способности гусеничного органа комбайна за счет изменения угла наклона планетарно-дискового исполнительного органа в вертикальной плоскости относительно продольной оси комбайна обеспечивает расширение области производительной работы комбайна без проскальзывания гусениц.

9. Экономический эффект от внедрения результатов диссертационной работы составляет 500 тыс. руб.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Барон, Л. И. Определение сопротивляемости соляных пород резанию методом технологической пробы / Л. И. Барон, Д. В. Брусиловский // Технология добычи угля подземным способом. – 1969. – № 5. – С. 51-53.
2. Барях А. А. Оценка степени нагружения междокамерных целиков при отработке двух пластов на Верхнекамском месторождении солей / А. А. Барях, И. С. Ломакин, Н. А. Самоделкина, Л. О. Тенисон // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2023. – № 1. – С. 5-19.
3. Бреннер, В. А. Режимы работы комбайнов для добычи калийных руд / В. А. Бреннер, И. С. Зильберт, В. А. Зыков, Д. М. Любощинский. – М. : Недра, 1978. – 216 с.
4. Бреннер, В. А. Щитовые проходческие комплексы / В. А. Бреннер, А. Б. Жабин, М. М. Щеголевский, Ал. В. Поляков, Ан. В. Поляков. – М. : Изд-во «Горная книга», 2009. – 447 с.
5. Брусиловский, Д. В. Режущий инструмент отечественных и зарубежных калийных комбайнов / Д. В. Брусиловский, Л. Н. Вировец, С. М. Ущеренко // Обзорная информация. Сер. Калийная промышленность. – М. : Изд-во НИИТЭХИМ, 1983. – 44 с.
6. Габов, В. В. Исследование процесса формирования элементарных сколов при разрушении калийных солей перекрестными резами / В. В. Габов, Н. В. Чекмасов, А. Я. Бурак, Д. И. Шишлянников // Горное оборудование и электромеханика. – 2011. – № 8. – С. 42-43.
7. Габов, В. В. Особенности формирования элементарных сколов в процессе резания углей и изотропных материалов эталонным резцом горных машин / В. В. Габов, Д. А. Задков, Нгуен Кхак Линь // Записки Горного института. 2019. Т. 236. С. 153-161. DOI 10.31897/PMI.2019.2.153
8. Габов, В. В. Повышение эффективности отделения калийной руды от массива с использованием шахматной симметричной перекрестной схемы резания / В. В. Габов, Д. И. Шишлянников, Н. В. Чекмасов // Горное оборудование и электромеханика. – 2012. – № 11. – С. 41-44.

9. Гетопанов, В. Н. Некоторые закономерности процесса разрушения горных пород резцовым инструментом выемочных горных машин / В. Н. Гетопанов // Научные труды, сб. №17. – М. : МГГИ, 1956. – С. 21-27.
10. ГОСТ ИЕС 60034-1-2014. Машины электрические вращающиеся. – М. : Стандартиформ, 2015. – 57 с.
11. Государственный доклад. О состоянии и использовании минерально-сырьевых ресурсов Российской Федерации в 2019 году. - М. : ФГБУ «ВИМС», 2020. – 492 с.
12. Деветьев, В. З. Возможности снижения удельной энергоемкости разрушения калийных пород резцовым инструментом / В. З. Деветьев // Научные труды ПермНИУИ. – 1964. – Сб. 7. – С. 181-189.
13. Деветьев, В. З. Исследование разрушаемости соляных пород в установившемся режиме резания с учетом затупленности режущего инструмента / В. З. Деветьев, Д. М. Светличный // Научные труды ПермНИУИ. – 1966. – Сб. 9. – С. 166-181.
14. Деветьев, В. З. Лабораторные и шахтные исследования по разрушению калийных пород Верхнекамского месторождения резцовым инструментом / В. З. Деветьев, А. Н. Трегубов, Д. М. Светличный // Научные труды ПермНИУИ. – 1965. – Сб. 8. – С. 16-21.
15. Джонсон, Н. Статистика и планирование эксперимента в технике и науке. Методы обработки данных / Н. Джонсон, Ф. Лион. – М. : «Мир», 1980. – 611 с.
16. Докукин, А. В. Выбор параметров выемочных машин. Научно-методические основы / А. В. Докукин, А. Г. Фролов, Е. З. Позин. – М. : Наука, 1976. – 144 с.
17. Докукин, А. В. Динамические процессы горных машин / А. В. Докукин, Ю. Д. Красильников, З. Я. Хургин. – М. : Наука, 1972. – 150 с.
18. Долгов, В. Л. Совершенствование плоско-планетарных исполнительных органов проходческих комбайнов / В. Л. Долгов // Горная электромеханика и механизация горных работ. – 1969. – Вып. 6. – С. 61-64.

19. Загвоздкин, И. В. Обеспечение безопасности и безаварийной работы комбайновых комплексов на рудниках ОАО «Уралкалий» / И. В. Загвоздкин, Г. П. Лесов, Д. М. Янович // Безопасность труда в промышленности. – 2013. – № 9. – С. 46-49.
20. Задков, Д. А. Способ отделения угля от массива при отработке трещиновато-слоистых угольных пластов / Д. А. Задков, А. А. Банников, Д. И. Шишлянников, К. П. Талеров, К. А. Головин // Горное оборудование и электромеханика. – 2012. – № 2. – С. 30-33.
21. Залманзон, Л. А. Преобразование Фурье, Уолша, Хаара и их применение в управлении, связи и других областях / Л. А. Залманзон. – М. : Наука, 1989. – 496 с.
22. Земсков, А. Н. Природные газы калийных месторождений и меры борьбы с ними / А. Н. Земсков, П. И. Кондрашев, Л. Г. Травникова – Пермь: Изд. дом «Типография купца Тарасова», 2008. – 414 с.
23. Земсков, А. Н. Современные технологические и технические решения при ведении горных работ на калийных рудниках / А. Н. Земсков, М. Ю. Лискова, В. Б. Заалишвили, М. Ю. Шамрин // Известия ТулГУ. Науки о Земле. 2022. Вып. 2 С. 284-296.
24. Зильбершмидт, В. Г. Разрушение соляных пород / В. Г. Зильбершмидт, В. В. Зильбершмидт, О. Б. Наймарк. – М. : Наука, 1992. – 144 с.
25. Изучение режимов разрушения соляных пород и разработка параметров добычных машин для Верхнекамских калийных рудников: Отчёт / Руковод. Светличный Д. М. № ИС-27 – Пермь: ПермНИУИ, 1965. – 372 с.
26. Исследование нагруженности и возможности прогнозирования энергоресурса приводов исполнительных органов комбайна «Урал-20Р» / Г. Д. Трифанов, А. А. Князев, Н. В. Чекмасов, Д. И. Шишлянников // Горное оборудование и электромеханика. – 2013. – № 2. – С. 41-44.
27. Исследование основных закономерностей резания и скола соляных пород на калийных рудниках : отчет о НИР : 52-66 / ВНИИГ ; рук. Соболев А. В.; исполн.: Брусиловский Д. В. [и др.]. – Л., 1967. – 219 с.

28. Исследование основных закономерностей резания калийных солей : отчет о НИР, Ч.1 : 72-31 / ТПИ ; рук. Шмакин И. Г. ; исполн.: Евсеев В. С. – Тула, 1973. – 126 с.
29. Исследование основных закономерностей резания калийных солей : отчет о НИР, Ч.2 : 72-31 / ТПИ ; рук. Шмакин И. Г.; исполн.: Евсеев В. С. [и др.]. – Тула, 1973. – 147 с.
30. Кабиев, С. К. Оптимизация параметров комбайнов для добычи калийных руд. – М. : Недра, 1992. – 239 с.
31. Комбайн проходческо-очистной «Урал-20Р»: руководство по эксплуатации / ОАО «КМЗ». – Копейск, 2013. – 273 с.
32. Комбайн проходческо-очистной «Урал-310»: руководство по эксплуатации 230.00.00.000 РЭ / ОАО «КМЗ». – Копейск, 2017. – 302 с.
33. Комбайны проходческо-очистные для добычи калийных руд. Выбор показателей назначения и расчет параметров разрушения горных пород. Отраслевая методика / ВНИИГ. – Л., 1986. – 54 с.
34. Компания Sandvik Mining and Construction подписала контракт с ОАО «Уралкалий» о поставке горных комбайнов. Режим доступа: <http://mining-media.ru/ru/article/podzemmach/273-kompaniya-sandvik-mining-and-construction-podpisala-kontrakt-s-oao-uralkalij-o-postavke-gornyx-kombajnov>. – Заглавие с экрана. – (Дата обращения: 20.01.2024).
35. Крапивин, М. Г. Горные инструменты / М. Г. Крапивин, И. Я. Раков, Н. И. Сысоев. – М. : Недра, 1990. – 256 с.
36. Крутилин, В. И. Создание унифицированного проходческого оборудования, обеспечивающего повышение технического уровня горно-подготовительных работ: Дис. в форме науч. докл. канд. техн. наук. – М., 1987. – 18 с.
37. Кудряшов, А. И. Верхнекамское месторождение калийных солей. 2-е изд. - М. : Эпсилон Плюс, 2013. – 371 с.
38. Куоза, В. Д. К вопросу о работе проходческо-очистных комбайнов в режиме подрубки / В. Д. Куоза // Актуальные проблемы повышения

эффективности и безопасности эксплуатации горношахтного и нефтепромыслового оборудования. – 2022. – Т. 1. – С. 44-49.

39. Куоза, В. Д. Моделирование работы проходческо-очистного комбайна при неполном сечении забоя / В. Д. Куоза // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности : сб. тр. XXII междунар. науч.-технич. конф. в рамках Уральской горнопромышленной декады. – Екатеринбург: УГГУ, 2024. – С. 89-92.

40. Куоза, В. Д. Определение нагрузок на приводах исполнительного органа комбайна в режиме подрубки пласта / В. Д. Куоза // Актуальные проблемы повышения эффективности и безопасности эксплуатации горношахтного и нефтепромыслового оборудования. – 2024. – Т. 1. – С. 45-49.

41. Куоза, В. Д. Режимы работы добычных комбайнов калийных рудников / В. Д. Куоза // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности : сб. тр. XXI междунар. науч.-технич. конф. в рамках Уральской горнопромышленной декады. – Екатеринбург: УГГУ, 2023. – С. 58-61.

42. Максимов, А. Б. Обоснование параметров породоразрушающих исполнительных органов и погрузочного оборудования проходческо-очистных комбайнов «Урал-20Р» : дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / Максимов Алексей Борисович. – Пермь, 2019. – 182 с.

43. Максимов, А. Б. Определение рациональных параметров шнековых грузчиков проходческо-очистных комбайнов «Урал-20Р» / А. Б. Максимов, Д. И. Шишлянников, Н. В. Чекмасов // Известия УГГУ. – 2019. – № 2 (54). – С. 97– 101.

44. Методика проведения измерений режимов работы двигателей комбайнов / сост. Н. В. Чекмасов, М. Г. Трифанов; ООО «РКЦ». – Пермь, 2001. – 12 с.

45. Методическое руководство по ведению горных работ на рудниках ОАО «Сильвинит» / ОАО «Галургия». – Новосибирск: Наука, 2011. – 487 с.

46. Модернизация рабочих органов проходческо-очистных комбайнов с целью снижения энергоемкости разрушения и выхода мелких классов руды : отчет

о НИР / ООО «РКЦ» ; рук. Трифанов Г. Д. ; исполн.: Чекмасов Н. В. [и др.]. – Пермь, 2005. – 41 с.

47. Монтгомери, Д. К. Планирование эксперимента и анализ данных / Д. К. Монтгомери – Л.: Судостроение, 1980. – 381 с.

48. Нестерова, С. Ю. Особенности подготовки и отработки промышленных пластов Верхнекамского месторождения калийно-магниевых солей. Техничко-экономические показатели по системе разработки: учебно-метод. пособие / С. Ю. Нестерова. – Изд-во Перм. нац. исслед. политехн. ун-та, 2018. – 41 с.

49. О результатах проведения измерений энергоемкости резания на комбайнах типа «Урал»: отчет/ руковод. Г. Д. Трифанов; ООО «РКЦ». – Пермь, 2001. – 47 с.

50. Обоснование технических предложений по повышению эффективности комбайна «Урал-20Р» при разработке калийных пластов «АБ», «В» и «Красный II» : отчет о НИР / ООО «РКЦ» ; рук. Трифанов Г. Д. ; исполн.: Чекмасов Н. В. [и др.]. – Пермь, 2008. – 58 с.

51. Обоснование технических предложений по повышению эффективности комбайна «Урал-20Р» при разработке калийных пластов «АБ», «В» и «Красный-II» : отчет о НИР / ООО «РКЦ» ; рук. Трифанов Г. Д. ; исполн.: Чекмасов Н. В. [и др.]. – Пермь, 2008. – 58 с.

52. Озорнин М. С. Методика определения производительности механизированных комбайновых комплексов калийных рудников с учетом условных единиц работы / М. С. Озорнин, Шишлянников Д. И., В. А. Романов, В. А. Лопухов // Горное оборудование и электромеханика – 2019. – № 4 (144). – С. 34-39.

53. Озорнин, М. С. Определение параметров работы комбайновых комплексов калийных рудников при проходке камер неполным сечением забоя / М. С. Озорнин, Д. И. Шишлянников, В. А. Романов // Известия вузов. Горный журнал. – 2020. – № 1. – С. 105–112.

54. Пат. *RU2375571 C1* МПК *E21C27/24, E21D9/11*. Способ разрушения горного массива перекрестными резами / Н. В. Чекмасов, А. Н. Чистяков, В. В. Семёнов, Д. И. Шишлянников. № 2008127396/03; заявл. 04.07.2008; опубл. 10.12.2009. Бюл. № 34. – 7 с.

55. Пат. *RU2522111 C1* МПК *E21C27/24, E21D9/11*. Способ разрушения горного массива перекрестными резами / Н. В. Чекмасов, Д. И. Шишлянников. № 2013113586/03; заявл. 26.03.2013; опубл. 10.07.2014. Бюл. № 19. – 7 с.

56. Пат. *RU2602435 C1* МПК *E21C35/19*. Устройство для крепления резца на исполнительном органе горной машины / Л. И. Старков, Л. Е. Макарова, М. Г. Трифанов, Д. И. Шишлянников, В. В. Лаук. № 2015142649/03; заявл. 07.10.2015; опубл. 20.11.2016. Бюл. № 32. – 12 с.

57. Пат. *RU2630839 C1* МПК *E21C27/24, E21D9/11*. Способ разрушения горного массива перекрестными резами / Л. И. Старков, Д. И. Шишлянников, Н. В. Чекмасов, А. Б. Максимов, Л. А. Лоскутов. № 2016120144; заявл. 24.05.2016; опубл. 13.09.2017. Бюл. №26. – 9 с.

58. Пат. *RU2720863 C1* МПК *E 21 C41/20*. Способ разработки пологих пластов калийных солей комбайновыми комплексами / Д. И. Шишлянников, В. А. Романов, М. С. Озорнин. № 2019122555; заявл. 15.07.2019; опубл. 13.05.2020. Бюл. № 14.

59. Пат. *RU2755106 C1* МПК *E21C35/18* Составной резец с устройством крепления на исполнительный органе машины / Д. И. Шишлянников, А. Е. Суханов, А. Л. Васильев, А. В. Борисов, Д. С. Грибов № 2020141330; заявл. 14.12.2020; опубл. 13.09.2021. Бюл. № 26. – 12 с.

60. Пат. *RU2780787 C1* МПК *E21C 27/24*. Исполнительный орган горного комбайна / Г. Д. Трифанов, Н. В. Чекмасов, В. Д. Куоза, М. Г. Трифанов. № 2021133500; заявл. 18.11.2021; опубл. 30.09.2022. Бюл. № 28

61. Пат. *RU2811708 C1* МПК *E21C 27/24, E21D 9/10*. Исполнительный орган проходческо-очистного комбайна / В. Д. Куоза; заявл. 15.08.2023 : опубл. 16.01.2024. Бюл. № 2.

62. Пат. RU2813840 C1 МПК E21C 25/00. Исполнительный орган горного комбайна / Г. Д. Трифанов, Н. В. Чекмасов, В. Д. Куоза, М. Г. Трифанов. № 2022129434 : заявл. 14.11.2022; опубл. 19.02.2024. Бюл. № 5.
63. Пермяков, Р. С., Романов В. С., Бельды М. П. Технология добычи солей. - М. : Недра, 1981. - 272 с.
64. Пинский, В. Л. Развитие техники и технологии добычи калийных руд в России/ В. Л. Пинский // Известия вузов. Горный журнал. – 2007. – №8. – С. 13-17.
65. Повышение эффективности эксплуатации проходческо-очистных комбайнов калийных рудников на основе анализа записей регистраторов параметров / Д. И. Шишлянников, Н. В. Чекмасов, М. Г. Трифанов, В. В. Габов, С. Л. Иванов, С. А. Асонов // Горное оборудование и электромеханика. – 2015. – № 4 (113). – С. 3-10.
66. Проведение испытаний комбайна МВ 900 СМ с доработанным исполнительным органом и обоснование параметров его исполнительных и погрузочных органов : отчет о НИР / ООО «Канат»; рук. Трифанов Г. Д. ; исполн.: Шишлянников Д. И. – Пермь, 2019. – 89 с.
67. Программно-регистрирующий комплекс «Ватур»: паспорт / сост. М. Г. Трифанов; ООО «РКЦ». – Пермь, 2015. – 8 с.
68. Проскуряков, Н. М. Физико-механические свойства соляных пород / Н. М. Проскуряков, Р. С. Пермяков, А. К. Черников. – Л.: Недра, 1973. – 271 с.
69. Протодяконов, М. М. Методика рационального планирования экспериментов / М. М. Протодяконов, Р. И. Тедер. – М. : Наука, 1970. – 76 с.
70. Проходческо-очистные комбайновые комплексы калийных рудников: учеб. пособие для машинистов горн. выемоч. машин. Ч.1 / Б. В. Васильев [и др.]. – Пермь : ПГТУ, 1998. – 275 с.
71. Проходческо-очистные комбайновые комплексы калийных рудников: учеб. пособие для машинистов горн. выемоч. машин. Ч.1 / сост., Б. В. Васильев [и др.]. – Пермь: ЗАО «НИПО» ПГТУ, 1998. – 275 с.

72. Проходческо-очистные комбайны «Урал» для добычи калийной руды и каменной соли / В. В. Семенов, М. А. Мальчер, В. П. Петров, С. П. Морозов // Горное оборудование и электромеханика. – 2008. – № 8. – С. 17–21.
73. Режимы работы комбайнов для добычи калийных руд / В. А. Бреннер, И. С. Зильберт, В. А. Зыков, Д. М. Любощинский. – М.: Недра, 1978. – 216 с.
74. Резцы для горных машин. Режим доступа: <http://kopemash.ru/products/1/1138.html>. – Заглавие с экрана. – (Дата обращения: 08.12.2022).
75. Светличный, Д. М. Технико-экономическое обоснование применения выемочных машин на Верхнекамских калийных рудниках / Д. М. Светличный, В. З. Деветьев, Л. А. Леденцов // Научные труды ПермНИУИ. – 1965. – № 8. – С. 221–248.
76. Семенов, В. В. Обоснование и выбор параметров исполнительных органов проходческо-очистных комбайнов нового поколения для добычи калийных руд: дис. ... канд. техн. наук : 05.05.06 / Семенов Виктор Владимирович. – Тула, 2011. – 219 с.
77. Семенов, В. В. Обоснование параметров и выбор резцов планетарно-дискового исполнительного органа комбайна «Урал-20Р» / В. В. Семенов, И. Г. Шмакин, А. Б. Жабин, И. А. Суров // Известия ТулГУ. Естественные науки. 2009. Вып. 3. С. 300-309.
78. Семенов, В. В. Проходческо-очистные комбайны «Урал» для добычи калийной руды и каменной соли / В. В. Семенов, М. А. Мальчер, В. П. Петров, С. П. Морозов // Горное оборудование и электромеханика. – 2008. – № 8. – С. 17-21.
79. Соловьев, В. А. Разработка калийных месторождений : практикум / В. А. Соловьев, А. И. Секунцов. – Пермь : Изд-во Перм. нац. исслед. политехн. ун-та, 2013. – 265 с.
80. Старков, Л. И. Исследование схемы перекрестного резания / Л. И. Старков, Н. А. Харламова // Горный журнал. Изв. ВУЗов. – 1997. – № 7–8. – С. 74-76.

81. Старков, Л. И. Развитие механизированной разработки калийных руд / Л. И. Старков, А. Н. Земсков, П. И. Кондрашев. – Пермь : ПГТУ, 2007. – 522 с.
82. Старовойтов, Ю. В. Повышение надежности и эффективности использования высоконагруженного оборудования очистных комплексов на калийных рудниках: дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.06 / Ю. В. Старовойтов. – Солигорск, 2014. – 288 с.
83. Сысоев, Н. И. Научные основы выбора параметров высокоэффективных режущих инструментов горных машин / Н. И. Сысоев, Н. Н. Буренков, И. Я. Раков, С. Г. Мирный // Горное оборудование и электромеханика. – 2007. – № 10. – С. 13-20.
84. Сысоев, Н. И. Очистной комбайн с мехатронным модулем управления режимными параметрами / Н. И. Сысоев, А. С. Кожевников // Горное оборудование и электромеханика. – 2010. – № 4. – С. 49-51.
85. Сысоев, Н. И. Повышение эффективности функционирования очистных и бурильных машин дискретным управлением их режимными параметрами / Н. И. Сысоев, Д. А. Гринько, А. С. Кожевников // Горное оборудование и электромеханика. – 2018. – № 3. – С. 37-41.
86. Технические предложения по совершенствованию комбайнов типа «Урал-КС»/ руковод. Л. И. Старков; Перм. политехн. ин-т. – Пермь, 1986. – 18 с.
87. Трифанов М. Г. Оценка нагруженности приводов проходческо-очистных комбайнов «Урал» в реальных условиях эксплуатации / М. Г. Трифанов, Д. И. Шишлянников, С. Л. Иванов // ГИАБ. – 2018. – № 1. – С. 166-174.
88. Трифанов, Г. Д. Исследование процесса формирования резов планетарно-дисковым исполнительным органом проходческо-очистного комбайна / Г. Д. Трифанов, В. Д. Куоза // Горное оборудование и электромеханика. – 2023. – № 5(169). – С. 51-59.
89. 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. – Пермь, 2018. – 164 с.

90. Трифанов, М. Г. Средства объективного контроля, как инструмент повышения эффективности эксплуатации проходческо-очистных комбайнов калийных рудников / М. Г. Трифанов, Д. И. Шишлянников // Инновации на транспорте и в машиностроении: сб. тр. III Междунар. науч.-практ. конф.; Санкт-Петербург, 14–15 апреля 2015. – СПб. – 2015. – Т. I. – С. 106-108.
91. Хазанович, Г. Ш. Актуальные направления научных исследований горнопроходческого оборудования / Г. Ш. Хазанович // Горное оборудование и электромеханика. – 2018. – № 2. – С. 41-45.
92. Харламова, Н. А. Влияние глубины и шага резания на энергоёмкость разрушения и выход некондиционной мелкой фракции / Н. А. Харламова, В. Г. Зильбершмидт, М. Ф. Леонович // Известия вузов. Горный журнал. – 1997. – № 1-2. – С. 8-12.
93. 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.
94. Чекмасов, Н. В. Обоснование направлений совершенствования проходческо-очистных комбайнов / Н. В. Чекмасов, В. А. Немцев // Вестник ПНИПУ. Геология. Нефтегазовое и горное дело. – 2005. – № 6. – С. 238-239.
95. Чекмасов, Н. В. Способы и устройства для реализации процессов разрушения калийных пластов перекрестными резами / Н. В. Чекмасов, Д. И. Шишлянников // Горное оборудование и электромеханика. – 2013. – № 11. – С. 2-5.
96. Чупин, С. А. Исследование влияния термомеханической обработки материала державок поворотных резцов на его твердость / С. А. Чупин, В. И. Болобов, А. Б. Максимов // Горное оборудование и электромеханика. – 2016. – № 9. – С. 38-42.
97. Шишлянников, Д. И. Использование регистраторов параметров работы проходческо-очистных комбайнов при прогнозировании газодинамических явлений на калийных рудниках / Д. И. Шишлянников // Известия Урал. гос. горного ун-та. – 2016. – № 1 (41). – С. 106-111.

98. Шишлянников, Д. И. Исследование процесса формирования необогатимых классов калийной руды при добыче, погрузке и транспортировании / Д. И. Шишлянников, А. Б. Максимов, Г. Д. Трифанов, Н. В. Чекмасов // Известия Тульского государственного университета. Науки о Земле. – 2019. – № 2. – С. 230-242.
99. Шишлянников, Д. И. Обеспечение надежной работы и эффективного сервиса проходческо-очистных комбайнов для добычи калийных руд / Д. И. Шишлянников // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. – 2020. – № 7. – С. 103-109.
100. Шишлянников, Д. И. Оценка нагруженности приводов комбайнов «Урал-20Р» при двухстадийной разработке забоя / Д. И. Шишлянников, М. Г. Трифанов, Г. Д. Трифанов // Записки Горного института. – 2020. – Т. 242. – С. 234-241.
101. Шишлянников, Д. И. Развитие средств механизированной добычи калийных руд / Д. И. Шишлянников, А. Б. Максимов // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. – 2019. – № 3. – С. 15-21.
102. Cheluszka P. Optimization of the Cutting Process Parameters to Ensure High Efficiency of Drilling Tunnels and Use the Technical Potential of the Boom-Type Roadheader / P. Cheluszka // Energies. – 2020. – V. 13(24). – P. 65-97.
103. Investigation of the Influence of Cutting Parameters on Conical Pick Cutting Performance and Rock Damage / Z. Wang, Q. Zeng, L. Wan, Z. Lu, H. Wang // Machines. – 2022. V. – 10(1034). – DOI:10.3390/machines10111034.
104. Liu, Z. Experimental and numerical investigation of roadheader for breaking rock containing predrill holes / Z. Lui, F. Ni, C. Wei, H. Li // Energy Sci Eng. – 2020. V. 8(7). – P. 2511-2526.
105. Performance evaluation of bolter miner cutting head by using multicriteria decision-making approaches / S. Qiao, Y. Xia, Z. Lui, J. Lui, B. Ning, A. Wang // Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing. – 2017. – V. 11. – P. 1-10.

106. Qiao, S. Numerical Investigation of Rock Cutting Modes with Conical Picks under Different Confining Pressures and Cutting Spaces / S. Qiao, Y. Wu, Z. Zhu, Z. Zhang, L. Lu // Arab J Sci Eng. – 2022. – V. 47. – P. 4559-4569.

107. Stax, R. Salz ohne Grenzen: Die chilenische SPL globalisiert den Geschäftsbereich Salts der K+S Gruppe / Reiner Stax, Manfred Koopmann// Kali und Steinsalz. – 2009. – Heft 1. – P. 22-31.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Патент на изобретение RU2813840

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



(19) **RU** (11) **2 813 840** (13) **C1**
(51) МПК
E21C 25/00 (2006.01)

ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

(52) СПК
E21C 25/00 (2023.08)

(21)(22) Заявка: 2022129434, 14.11.2022
(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
14.11.2022
Дата регистрации:
19.02.2024
Приоритет(ы):
(22) Дата подачи заявки: 14.11.2022
(45) Опубликовано: 19.02.2024 Бюл. № 5
Адрес для переписки:
614068, г. Пермь, ул. Александра Турчевича, 6,
кв. 56, Куоза Владислав Дмитриевич

(72) Автор(ы):
Трифанов Геннадий Дмитриевич (RU),
Чекмасов Николай Васильевич (RU),
Куоза Владислав Дмитриевич (RU),
Трифанов Михаил Геннадьевич (RU)
(73) Патентообладатель(и):
Общество с ограниченной ответственностью
"Региональный канатный центр" (RU)
(56) Список документов, цитированных в отчете
о поиске: ТРИФАНОВ М.Г., Оценка
нагруженности проходческо-очистных
комбайнов "УРАЛ-20Р" для выбора
технически обоснованных режимов работы в
реальных условиях эксплуатации,
Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук, Пермь, 2017 г,
с. 25, 26, 41-44, 76, 77, 88, 126, 128, рис.1.1. SU
514952 A1, 25.05.1976. SU 408348 A1, 10.12.1973.
SU (см. прод.)


(54) Исполнительный орган горного комбайна

(57) Реферат:
Изобретение относится к горной промышленности и предназначено для разрушения горных пород резцами горных комбайнов с планетарными исполнительными органами. Техническим результатом является улучшение эксплуатационных свойств горного комбайна посредством повышения эффективности процесса отбойки горной массы и снижения динамических нагрузок приводов его исполнительных органов. Заявлена компоновка исполнительных органов горного комбайна, включающая два планетарных исполнительных органа, содержащих резцовые диски с приводами относительного и переносного движения и механизм синхронизации переносного движения планетарных исполнительных органов. При этом приводы относительного движения дисков

соединены с приводом переносного движения и механизмом синхронизации переносного движения посредством редукторов относительного движения. Привод переносного движения с механизмом синхронизации переносного движения выполнен в виде редуктора переносного движения с жесткой кинематической связью, имеющей постоянное значение отношения частот вращения относительного и переносного движения. Зубчатые пары редуктора переносного движения связаны с зубчатыми парами редукторов относительного движения и выполнены с возможностью обеспечения разрушения горного массива шахматно-последовательными резами с расположением последующих резов между двумя предыдущими. 3 ил.

Патент на изобретение RU2811708

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

(19) RU (11) 2 811 708 (13) C1

(51) МПК
E21C 27/24 (2006.01)
E21D 9/10 (2006.01)

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

(52) СПК
E21C 27/24 (2023.08); E21D 9/10 (2023.08)

(21)(22) Заявка: 2023121329, 15.08.2023
(24) Дата начала отсчета срока действия патента: 15.08.2023
Дата регистрации: 16.01.2024
Приоритет(ы):
(22) Дата подачи заявки: 15.08.2023
(45) Опубликовано: 16.01.2024 Бюл. № 2
Адрес для переписки:
614990, Пермский край, г. Пермь,
Комсомольский пр-кт, 29, ФГАОУ ВО
ПНИПУ, Ташкинов Анатолий Александрович

(72) Автор(ы):
Куоза Владислав Дмитриевич (RU)
(73) Патентообладатель(и):
Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего
образования "Пермский национальный
исследовательский политехнический
университет" (RU)
(56) Список документов, цитированных в отчете
о поиске: СОЛОВЬЕВ В.А. Подземная
разработка рудных месторождений. Техн.
альбом. Изд-во перм. гос. техн. ун-та, 2008,
с.209. RU 136086 U1, 27.12.2013. RU 2131030 C1,
27.05.1999. RU 2142561 C1, 10.12.1999. RU
2627341 C1, 03.08.2016. GB 1544943 A, 25.04.1979.

(54) ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЙ ОРГАН ПРОХОДЧЕСКО-ОЧИСТНОГО КОМБАЙНА

(57) Реферат:
Изобретение относится к горной промышленности и может быть использовано в горных комбайнах для проведения горных выработок при добыче полезных ископаемых подземным способом. Исполнительный орган проходческо-очистного комбайна включает внешние и внутренние режущие головки, механизм перемещения, установленный с возможностью изменения угла наклона исполнительного органа в вертикальной плоскости, и механическую передачу для установки исполнительного органа под углом к

продольной оси проходческо-очистного комбайна, выполненную с возможностью передачи крутящего момента при изменении угла наклона ведомого вала раздаточного редуктора от ведущего вала редуктора исполнительного органа. Техническим результатом изобретения является обеспечение возможности изменять угол наклона исполнительного органа без подъема или опускания всех исполнительных органов горного комбайна в вертикальной плоскости. 5 ил.

RU 2 811 708 C 1

RU 2 811 708 C 1

Патент на изобретение RU2780787

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



(19) RU (11)

2 780 787 (13) C1

(51) МПК
E21C 27/24 (2006.01)ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

(12) ФОРМУЛА ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

(52) СПК
E21C 27/24 (2022.05)

(21)(22) Заявка: 2021133500, 18.11.2021

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
18.11.2021

Дата регистрации:
30.09.2022

Приоритет(ы):

(22) Дата подачи заявки: 18.11.2021

(45) Опубликовано: 30.09.2022 Бюл. № 28

Адрес для переписки:
614068, г. Пермь, ул. Александра Турчевича 6,
кв. 56, Куоза Владислав Дмитриевич

(72) Автор(ы):
Трифанов Геннадий Дмитриевич (RU),
Чекмасов Николай Васильевич (RU),
Куоза Владислав Дмитриевич (RU),
Трифанов Михаил Геннадьевич (RU)

(73) Патентообладатель(и):
Общество с Ограниченной
Ответственностью "Региональный канатный
центр" (RU)

(56) Список документов, цитированных в отчете
о поиске: SU 1814827 A3, 30.07.1994. RU
2007566 C1, 15.02.1994. RU 2319835 C1,
20.03.2008. RU 2375571 C1, 10.12.2009. RU
2465458 C1, 27.10.2012. RU 2460882 C2,
10.09.2012. RU 2522111 C1, 10.07.2014. JP 3290593
A, 20.12.1991. US 20080116734 A1, 22.05.2008.

(54) Исполнительный орган горного комбайна

(57) Формула изобретения

Исполнительный орган проходческо-очистного комбайна, включающий два планетарных наклонно-режущих исполнительных органа с вращающимися резцовыми дисками, установленными на рукоятях, осуществляющих переносное движение, отличающийся тем, что резцовые диски упомянутых планетарных наклонно-режущих исполнительных органов установлены под углом к плоскости, перпендикулярной продольной оси движения комбайна, для обеспечения возможности разрушения забоя резцами передней и задней по ходу движения рукоятей кромками резцовых дисков разных планетарных наклонно-режущих исполнительных органов перекрестными, периодическими, расходяще-сходящимися резами циклоидально-радиального направления с равной глубиной в местах их пересечения.

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Технико-экономическая эффективность

Экономический эффект от применения рекомендаций по работе проходческо-очистного комбайна неполным сечением выработки в диапазоне высоты уступа забоя $H \in [0,4 \text{ м}; 1,3 \text{ м}] \cup [1,9 \text{ м}; 2,8 \text{ м}]$:

- количество рабочих дней в году – 340 дн;
- количество часов в сутках – 24 ч;
- средневзвешенная производительность комбайнового комплекса – 5 т/мин;
- коэффициент производительной работы – 0,29.

Годовая производительность комбайнового комплекса:

$$A_{\text{год}} = b t_{\text{сут}} Q_{\text{ср}} k_{\text{пр}} = 340 \cdot 24 \cdot 60 \cdot 5 \cdot 0,29 = 709\,920 \frac{\text{тонн}}{\text{год}}.$$

В среднем техническое обслуживание и ремонт привода планетарно-дискового исполнительного органа комбайна «Урал-20Р» составляет $t = 125$ часов.

Затраты составляют:

$$C_{\text{общ}} = C_{\text{м}} + C_{\text{тр}} = 347\,325 + 153\,588 = 500\,913 \text{ руб.},$$

где $C_{\text{м}}$ – затраты на материалы, руб.; $C_{\text{тр}}$ – трудозатраты, руб.

Увеличение годовой производительности составит:

$$A_{\text{ув}} = \frac{t Q_{\text{ср}}}{A_{\text{год}}} \cdot 100\% = \frac{125 \cdot 60 \cdot 4}{709\,920} \cdot 100\% = 4,2 \, \%.$$

Таким образом, внедрение рекомендаций по работе проходческо-очистного комбайна в рациональном диапазоне высоты уступа забоя за счет отсутствия внеплановых простоев обеспечит экономический эффект в 500 913 рублей и увеличение годовой производительности на 4,2 %.

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Акт результатов внедрения

УТВЕРЖДАЮ:

Заместитель технического директора
по ремонтам и управлению произ-
водственными активами

ПАО «Уралкалий»

П.А. Бут



10 » 10 2025 г.

АКТ

внедрения результатов диссертационной работы
аспиранта Куозы Владислава Дмитриевича

Мы нижеподписавшиеся:

Зданович М.Я. –заместитель директора;

Харинцев А.В.- главный горняк – начальник горного управления;

Бобровских А.А. – главный механик – начальник управления главного механика
ПАО «Уралкалий»;

составили настоящий акт в том, что выполненные с участием аспиранта Куозы В.Д. экспериментальные исследования работы проходческо-очистных комбайнов в условиях калийных рудников ПАО «Уралкалий» и результаты теоретических исследований Куозы В.Д. нагрузок, действующих на приводную систему планетарно-дискового исполнительного органа комбайна при работе неполным сечением выработки, позволили обосновать рациональный диапазон высоты уступа выработки обеспечивающий снижение динамических нагрузок на приводные системы исполнительного органа.

Полученные в диссертационной работе Куозы В.Д. результаты приняты к сведению ПАО «Уралкалий» в виде рекомендаций по работе проходческо-очистных комбайнов при работе неполным сечением выработки с высотой уступа в рациональном диапазоне от 0,4 м до 1,3 м и от 1,9 м до 2,8 м. Реализация этих рекомендаций при составлении планов ведения горных работ позволит снизить динамические нагрузки на приводные системы планетарно-дискового исполнительного органа комбайнов при разработке калийных пластов с неполным сечением выработки и сократить внеплановые простои комбайнов при ремонте исполнительных органов.

М.Я. Зданович

А.В. Харинцев

А.А. Бобровских