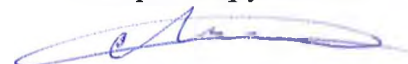


**Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Уральский федеральный университет
имени первого Президента России Б.Н. Ельцина»**

На правах рукописи



Летнев Константин Юрьевич

**ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ГЛАВНЫХ МЕХАНИЗМОВ КАРЬЕРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ**

Специальность 2.8.8 – «Геотехнология, горные машины»

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
кандидат технических наук, доцент
Лукашук Ольга Анатольевна

Екатеринбург
2023

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
ГЛАВА 1. АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ	9
1.1. Анализ результатов выполненных работ по теме диссертации	9
1.2. Анализ конструкций и технического уровня карьерных экскаваторов.....	14
1.3. Актуальность работы	21
1.4. Цель и задачи работы	25
ГЛАВА 2. АНАЛИЗ ОБЩЕГО ПЕРЕДАТОЧНОГО МЕХАНИЗМА ПРИВОДОВ ГЛАВНЫХ МЕХАНИЗМОВ КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА	28
2.1. Особенности процесса экскавации	28
2.1. Структурный анализ рычажного механизма	32
2.2. Кинематический анализ рычажного механизма	35
2.3. Силовой анализ рычажного механизма	40
2.4. Определение передаточных функций рычажного механизма и разработка математической модели.....	42
ГЛАВА 3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ЗНАЧЕНИЙ РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГЛАВНЫХ МЕХАНИЗМОВ	48
3.1. Особенности функционирования главных механизмов карьерного экскаватора.....	48
3.2. Имитационное моделирование процесса экскавации	50
3.3. Вычислительный эксперимент на основе имитационной модели.....	56
3.4. Разработка алгоритма	75
ГЛАВА 4. ОЦЕНКА ЭНЕРГОЗАТРАТ ПРОЦЕССА ЭКСКАВАЦИИ НА ОСНОВЕ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОГО ЭКСПЕРИМЕНТА	80
4.1. Повышение энергоэффективности карьерных экскаваторов	80
4.2. Определение энергетических характеристик карьерных экскаваторов.....	82
4.3. Определение энергоемкости процесса экскавации	89
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	104
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	106
ПРИЛОЖЕНИЕ 1	123
ПРИЛОЖЕНИЕ 2	129

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. В настоящее время карьерные электромеханические экскаваторы (мехлопаты) являются основным видом выемочно-погрузочного оборудования на открытых горных работах. Рост объемов добычи полезных ископаемых открытым способом в значительной степени зависит от эффективности работы таких экскаваторов, являющихся ведущим и определяющим звеном в технологической цепи горного оборудования.

Как показывает практика эксплуатации мехлопат, при совместной работе приводов главных механизмов (подъема и напора) в процессе экскавации горной массы наблюдается увеличение продолжительности копания из-за несогласованности между скоростями подъема и напора при перемещении ковша в рабочей зоне экскаватора. В результате возрастает число переключений аппаратуры управления, что, в свою очередь, приводит к излишнему расходу электроэнергии, повышенной утомляемости машиниста.

Современные исследования и решения проблем повышения эффективности эксплуатации карьерных экскаваторов, направленные на снятие противоречия между ограничением производительности в силу ручного управления и потенциально высокой эффективностью, сдерживаются отсутствием достаточно полных моделей движения ковша при выполнении экскаватором рабочих операций и качественно новых алгоритмов управления, обладающих высокой адаптивностью в условиях существенной неопределенности состояния горной машины и внешней технологической обстановки.

Тема исследования соответствует направлениям исследований, указанных в паспорте научной специальности 2.8.8 – «Геотехнология, горные машины», а именно: 14. Критерии и технологические требования при создании новых и совершенствования применяемых горных машин с учетом особенностей условий их эксплуатации при разработке месторождений твердых полезных ископаемых; 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.

Степень разработанности темы исследования. Вопросы эксплуатации карьерного выемочно-погрузочного оборудования, обоснования рациональных значений режимных параметров главных механизмов карьерного экскаватора для конкретных условий эксплуатации, разработки алгоритмов управления движением ковша экскаватора рассмотрены в работах Домбровского Н. Г., Подэрни Р. Ю., Певзнера Л. Д., Шестакова В. С., Комиссарова А. П., Лагуновой Ю. А., Панкратова С. А., Вэблера Д., Булеса П., Слесарева Б. В., Савченко А. Я., Белякова Ю. И., Кубачека В.Р., Девяткина Ю. А., Яковлева А. В., Маттиса А. Р., Рехтмана А. П., Bender F. A., Frimpong S., Tafazoli S. и др.

Анализ научных работ, посвященных исследованиям в области карьерных экскаваторов, показывает, что проблема создания автоматизированной системы управления приводами главных механизмов в настоящее время остается нерешенной ввиду сложности согласования режимных параметров механизмов подъема и напора с энергосиловыми параметрами, реализуемыми на режущей кромке ковша, в процессе экскавации горных пород при непрерывно изменяющихся характеристиках объекта управления (ковша). Предложенные решения позволяют лишь косвенно определять состояние объекта управления при помощи абстрактной модели.

Существующие подходы и средства не обеспечивают в должной степени решения проблемы повышения эффективности эксплуатации и производительности карьерных экскаваторов, что обуславливает необходимость разработки математической модели процесса экскавации и программного решения, обеспечивающих выбор рациональных значений соответствующих параметров.

Объектом исследования является процесс экскавации горных пород рабочим оборудованием прямая лопата карьерного экскаватора.

Предметом исследования являются закономерности функционирования главных механизмов карьерного экскаватора при их совместном действии в процессе отработки экскаваторного забоя.

Основная идея работы состоит в установлении функциональных зависимостей между параметрами, определяющими положение ковша в забое, и режимными параметрами главных механизмов.

Целью работы является повышение эффективности работы карьерного экскаватора путем координации рабочих движений главных механизмов.

Задачи работы:

1. Определение структурной схемы и анализ общего передаточного механизма приводов главных механизмов.
2. Разработка математической модели процесса экскавации и выполнение вычислительного эксперимента.
3. Определение режимных параметров механизмов при перемещении ковша по заданной траектории и совместной работе главных механизмов.

Научная новизна полученных результатов заключается:

- в разработке математической модели процесса экскавации на основе кинематического и силового анализа рычажного механизма;
- в обосновании рациональных режимных параметров главных механизмов карьерного экскаватора, реализующих заданный (требуемый) закон движения ковша (скорости и усилия на режущей кромки).

Теоретическая значимость работы состоит:

- в установлении взаимозависимостей между режимными параметрами главных механизмов карьерного экскаватора в процессе экскавации;
- в установлении закономерностей формирования энергозатрат на экскавацию горных пород в пределах рабочей зоны экскаватора;
- в оценке энергоемкости процесса экскавации.

Практическая значимость работы состоит:

- в разработке методики расчета рациональных режимных параметров главных механизмов при экскавации горных пород с учетом кинематических свойств общего передаточного механизма;
- в разработке имитационной модели процесса экскавации и алгоритма

вычислительного эксперимента.

Методология и методы исследования. Основным инструментом для установления взаимосвязей между конструктивными и режимными параметрами рычажного механизма и главных механизмов является математическое моделирование процесса экскавации. Основой математической модели является структурный, кинематический и силовой анализ рычажного механизма. На основе математической модели разработана блок-схема расчета режимных параметров главных механизмов, представляющая собой набор расчетных значений режимных параметров, при которых реализуется перемещение ковша по заданной траектории с заданными энергосиловыми параметрами. В качестве метода исследований принят вычислительный эксперимент, выполняемый на основе имитационной модели.

Положения, выносимые на защиту:

1. В процессе экскавации горных пород происходит «обратимость» главных механизмов, при которой начальным звеном общего передаточного механизма, соединяющего главные механизмы с ковшом, является звено «рукоять-ковш».
2. Рациональные значения режимных параметров главных механизмов определяются координатами вершины режущей кромки ковша из условия формирования заданной траектории перемещения ковша в процессе отработки забоя.
3. Согласование режимных параметров главных механизмов при их совместном действии приводит к снижению энергозатрат процесса экскавации в конкретных горнотехнических условиях.

Степень достоверности положений, выводов и результатов исследования подтверждается корректным использованием методов теории машин и механизмов, математического и имитационного моделирования, вычислительного эксперимента, современного вычислительного оборудования и компьютерного программного обеспечения, удовлетворительной сходимостью результатов вычислительного эксперимента с техническими данными (отклонение значений не

более 15 %).

Апробация результатов работы. Основные положения диссертационной работы докладывались и обсуждались на международных научно-технических и практических конференциях: научно-техническая конференция «Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности. Чтения памяти В. Р. Кубачека» (г. Екатеринбург, 2017-2019); международная научно-практическая конференция «Горная и нефтяная электромеханика» (г. Пермь, 2017-2019, 2021); международный симпозиум «Неделя горняка» (г. Москва, 2019, 2021); международная научно-техническая конференция «Пром-Инжиниринг» (г. Челябинск, Сочи, 2017-2021); международная научная конференция «MIP: Engineering: Модернизация, Инновации, Прогресс: Передовые технологии в материаловедении, машиностроении и автоматизации» (г. Красноярск, 2020); международная научно-техническая конференция «Промышленное производство и металлургия» (г. Нижний Тагил, 2020); международная научно-техническая конференция «Современные направления и перспективы развития технологий обработки и оборудования в машиностроении» (г. Севастополь, 2019-2020); всероссийская научно-практическая конференция «Инновационное развитие техники и технологий наземного транспорта» (г. Екатеринбург, 2021).

Личный вклад соискателя заключается: в формулировании целей и задач исследования; участии на всех этапах диссертационного исследования – совместном проведении экспериментальных исследований, обработке экспериментальных данных, анализе, описании и обобщении полученных результатов, написании и оформлении рукописи диссертации, публикации научных работ по результатам исследований; выполнении структурного, кинематического и силового анализа рычажного механизма; разработке математической модели процесса экскавации горных пород; разработке блок-схемы расчета режимных параметров главных механизмов в виде имитационной модели процесса экскавации горных пород; проведении вычислительного эксперимента для определения рациональных значений скоростей подъема и

напора и оценки уровня энергопотребления при экскавации грунта; разработке алгоритма цифрового управления двигателями главных механизмов; установлении закономерностей формирования режимных параметров главных механизмов карьерного экскаватора.

Реализация результатов работы:

- разработана методика расчета скоростей и усилий рабочих движений при перемещении ковша по заданным траекториям в соответствии с паспортом экскаваторного забоя;
- разработаны алгоритм вычислительного эксперимента и программа расчета скоростей и усилий рабочих движений, позволяющая реализовать практически любую траекторию перемещения ковша за счет координации движений подъема и напора при заданных энергосиловых параметрах, реализуемых на ковше;
- полученные результаты работы внедрены в хозяйственную деятельность и используются в аналитической работе ООО «Комплексное проектирование» (представлена «Справка о внедрении результатов диссертационного исследования»); обсуждены на техническом совете и приняты к использованию в опытно-конструкторские работы отдела экскаваторного оборудования ПАО «Уралмашзавод» (представлен «Акт о практическом использовании результатов диссертационного исследования»); приняты к внедрению в учебный процесс Уральского федерального университета для использования в лекционных, практических, лабораторных занятиях по специальным дисциплинам (представлен «Акт внедрения в учебный процесс результатов диссертационного исследования»).

Публикации. По материалам диссертационной работы опубликовано 24 научных статьи, в том числе 6 – в рецензируемых научных изданиях ВАК, 11 – в рецензируемых научных изданиях Scopus / Web of Science.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения и двух приложений. Материал диссертации изложен на 131 странице машинописного текста, в том числе содержит 18 таблиц, 31 рисунок, библиографический список из 133 наименований.

ГЛАВА 1. АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1. Анализ результатов выполненных работ по теме диссертации

Переход к новому типу экономики обуславливает качественные изменения средств производства. Совершенствование технологического оборудования, рост наукоемкого производства напрямую связано с интеллектуализацией как процесса проектирования и создания машин и оборудования, так и непосредственно с их эксплуатацией.

Рост объемов добычи полезных ископаемых открытым способом в значительной степени зависит от эффективности работы карьерных экскаваторов (мехлопат), являющихся ведущим и определяющим звеном в технологической цепи горного оборудования. Проблема повышения эффективности использования технологических возможностей карьерных экскаваторов в современных условиях рыночной экономики приобретает особую актуальность [4, 5, 9, 18, 42, 46, 56, 84, 100].

Развитие конструкций карьерных экскаваторов характеризуется проявлением критического несоответствия между техническим совершенством конструкций и сложностью управления рабочим процессом копания в условиях непрерывного изменения технологической обстановки. Оценка качества экскавационного оборудования производится в настоящее время по показателям технических характеристик машин. Однако такая оценка имеет значимость, в основном, при технико-экономическом анализе различных типов машин. В конкретных условиях эксплуатации значения большинства этих показателей (продолжительность рабочего цикла, производительность и др.) изменяются в широком диапазоне и значительно отличаются от расчетных величин, что затрудняет получение достоверной и полной информации о техническом потенциале оборудования [69, 71].

При совместной работе приводов главных механизмов экскаватора (механизмов подъема и напора) в процессе экскавации горной массы наблюдается снижение скорости копания и увеличение продолжительности копания из-за неправильно выбранных соотношений между скоростями подъема и напора при перемещении ковша в рабочей зоне экскаватора. В результате возрастает число переключений аппаратуры управления, что, в свою очередь, приводит к излишнему расходу электроэнергии, повышенной утомляемости машиниста.

Эффективность функционирования карьерного экскаватора определяется, главным образом, степенью согласования рабочих движений и координацией работы механизмов подъема и напора при их совместном действии в процессе экскавации горных пород. Одним из основных резервов роста производительности карьерных экскаваторов является формирование и поддержание рациональных режимов совместной работы главных механизмов в процессе копания для конкретных условий эксплуатации, обеспечивающих полную реализацию технических возможностей экскаватора и максимальную степень использования установленной мощности силового оборудования [12, 16, 23, 33, 47, 59, 88, 92, 94, 133].

Основным направлением решения данной проблемы является установление законов движения главных механизмов в процессе экскавации и разработка адекватной модели процесса экскавации горных пород рабочим оборудованием карьерного экскаватора как объекта управления. Эффективное управление процессом копания и достижение требуемого закона движения ковша возможно при практически непрерывном регулировании скоростей рабочих движений [10, 56, 71]. Ввиду сложности ведения процесса экскавации при управлении механизмами напора и подъема с одновременным контролем положения ковша в забое, неопределенности формы и размеров экскаваторного забоя исследование процесса экскавации представляет сложную научно-техническую задачу.

Обзор литературы по проблеме повышения эффективности эксплуатации карьерных экскаваторов (мехлопат) показал, что вопросы, связанные с

повышением эффективности эксплуатации, рассматриваются в аспекте повышения эффективности управления. Разработаны компоненты интеллектуального управления, обеспечивающие коррекцию и предупреждение ошибочных действий машиниста. Ведутся работы по созданию комбинированных систем управления, сочетающих достоинства управления оператором и микропроцессором [45, 60, 77, 108, 130, 131, 132].

В технической литературе по карьерным экскаваторам отсутствуют сведения о фактических режимах совместной работы главных механизмов в процессе экскавации, приводятся лишь усредненные диаграммы скоростей и нагрузок, известные имитационные модели движения ковша и разрабатываемые системы управления процессом экскавации основываются на абстрактных моделях и формальных подходах – нечеткая логика, мультиагентный подход, геометрическая модель рабочего оборудования, математическая модель динамики карьерного экскаватора и др. [78, 79, 81, 83, 104, 105, 115, 116, 129].

Технико-технологические аспекты процесса экскавации горных пород, относящиеся к вопросам определения сил сопротивления горной породы резанию и копанию, разработки технологических схем отработки забоев и т. п. изложены в ряде классических трудов. Вместе с тем, вопросы, связанные с формированием траекторий перемещения ковша, определением и согласованием режимных параметров главных механизмов карьерных экскаваторов в конкретных горнотехнических условиях эксплуатации освещены не в полной мере. Так определение скоростей рабочих движений, усилия в подъемном канате и напорного усилия производятся лишь при расчетных положениях рабочего оборудования. При этом режимы работы главных механизмов карьерного экскаватора характеризуются, как показывает практика эксплуатации, резкими колебаниями скоростей и усилий подъема и напора. Основными факторами, дестабилизирующими значения режимных параметров, являются противодействие главных механизмов и несоответствие системы индивидуального управления приводами главных механизмов кинематике совместного функционирования

главных механизмов и рабочего оборудования при экскавации горных пород [35, 73].

Так в работах Рехтмана А.П. показано, что в результате проведенных экспериментальных исследований режимов работы главных механизмов карьерного экскаватора из-за несогласованности режимных параметров или противодействия главных механизмов при их совместной работе в процессе экскавации горных пород выявлена существенная динамика нагружения механизмов подъема и напора [91]. Певзнером Л.Д. предложены алгоритмы управления приводами напора и подъема для выполнения операции черпания с использованием технологии нечеткой логики [77, 78, 79, 80, 81]. Кравцов В.А. применил робототехнический подход к математическому описанию движения ковша мехлопаты, представив расчетную схему экскаватора мехлопаты в виде эквивалентного манипуляционного робота (без учета сил, возникающих при взаимодействии ковша экскаватора с забоем) [45].

Однако в настоящее время остается нерешенной задача создания автоматизированной системы управления приводами главных механизмов карьерного экскаватора ввиду сложности согласования и координации режимных параметров механизмов подъема и напора в процессе экскавации. Недостаточно полно освещены вопросы, связанные как с анализом функционирования главных механизмов в конкретных горнотехнических условиях отработки экскаваторного забоя, так и с определением энергосиловых характеристик процесса экскавации посредством рабочего оборудования прямая лопата. Не изучен вопрос взаимодействия главных механизмов при их совместной работе в процессе экскавации горных пород в различных областях рабочей зоны экскаватора (нижней, верхней и т. п.).

Обзор публикаций по проблеме энергосбережения и повышения энергетической эффективности оборудования [8, 26, 37, 62, 63, 64, 68, 97, 107, 128] показал, что они посвящены в основном методологическим аспектам потребления энергетических ресурсов и выявлению резервов повышения энергетической

эффективности оборудования. Вместе с тем вопросы формирования энергозатрат при функционировании оборудования и при определении рационального уровня энергопотребления для конкретных условий эксплуатации рассмотрены не в полной мере.

Анализ управления рабочим процессом карьерного экскаватора показал, что логика управления им весьма сложна, количество используемой информации велико, а качественные технические средства получения информации отсутствуют. Публикации по карьерным экскаваторам посвящены, в основном, вопросам поиска новых технических решений, моделирования рабочих процессов, совершенствования систем управления экскаватором, автоматизации и роботизации оборудования [17, 31, 39, 44, 61, 72, 77, 83, 108, 109, 113, 114].

Повышение качества и эффективности управления возможно на основе формализации рабочего процесса экскавации горных пород и установления взаимозависимостей между энергосиловыми параметрами, реализуемыми на режущей кромке ковша (зубьях), и режимными параметрами главных механизмов с учетом горнотехнических условий разработки и параметров экскаваторного забоя. Установление взаимосвязей между кинематическими параметрами рабочих движений экскаватора (подъема и напора) и перемещением ковша в рабочей зоне экскаватора позволит разработать оптимизационный алгоритм управления рабочим процессом, обеспечивающий минимум времени перемещения ковша из одного положения в другое и систему адаптивного управления рабочим процессом экскавации, способную обеспечить эффективное ведение процесса экскавации горных пород [35, 117, 121].

Таким образом одной из основных целей данной работы определено установление закономерностей формирования режимных параметров главных механизмов карьерного экскаватора, а именно определение рациональных значений скоростей подъема и напора, обеспечивающих перемещение ковша по заданным траектории и скорости копания. Для реализации поставленной цели необходимо, прежде всего, выполнить задачи разработки кинематической модели

рабочего процесса экскавации с учетом характера движения элементов рабочего оборудования, разработки математической модели механизма рабочего оборудования прямой лопаты в процессе экскавации горных пород, выполнения вычислительного эксперимента на основе полученных моделей и определение режимных параметров механизмов при перемещении ковша по заданной траектории и совместной работе главных механизмов.

1.2. Анализ конструкций и технического уровня карьерных экскаваторов

Карьерные электромеханические экскаваторы с рабочим оборудованием прямая напорная лопата (далее мехлопаты) являются одним из основных видов выемочно-погрузочного оборудования при добыче полезных ископаемых открытым способом.

Основной системообразующей структурой карьерного экскаватора является рабочее оборудование. Компоновочно-конструктивная схема рабочего оборудования определяет тип экскаватора и, в целом, технические и технологические показатели функционирования экскаватора.

Конструкции рабочего оборудования прямой напорной лопаты подразделяются на следующие виды [29]:

- прямая лопата с выдвижной внутренней рукоятью (проходящей внутри конструкции стрелы) и с канатно-полиспастной системой перемещения рукояти – рабочее оборудование с канатным напором;
- прямая лопата с выдвижной внешней рукоятью и речным напором (рисунок 1.1) – рабочее оборудование с речным напором.

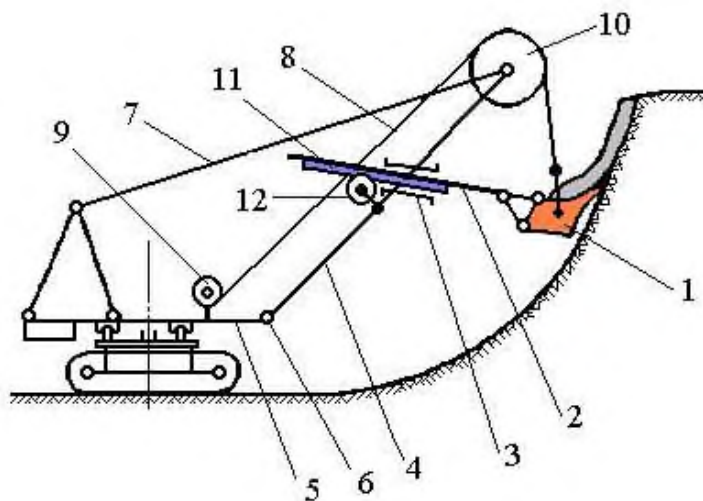


Рисунок 1.1 – Конструктивная схема прямой напорной лопаты с выдвигной рукоятью и зубчато-реечным механизмом напора: 1 – ковш; 2 – рукоять; 3 – седловой подшипник; 4 – стрела; 5 – поворотная платформа; 6 – шарнир; 7 – подвеска стрелы; 8 – подъемный канат; 9 – лебедка; 10 – головной блок; 11 – зубчатая рейка; 12 – кремальберная шестерня

Напорное усилие на ковше прямой лопаты создается с помощью специального механизма – механизма напора (рисунок 1.2).

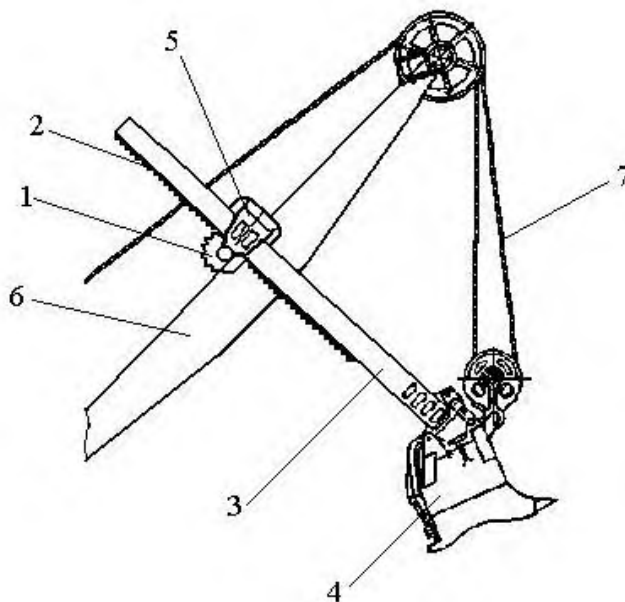


Рисунок 1.2 – Зубчато-реечный механизм напора: 1 – кремальберная шестерня; 2 – зубчатая рейка; 3 – рукоять; 4 – ковш; 5 – седловой подшипник; 6 – стрела; 7 – подъемный канат

Прямая лопата с внутренней однобалочной круглого сечения рукоятью за счет упрощения конструкции рукояти отличается относительно малой массой

рукояти, разгруженной от скручивающих нагрузок, и рабочего оборудования в целом. Однако ввиду пониженной устойчивости ковша область применения экскаватора ограничивается плотными породами средней крепости или хорошо подготовленной горной массой при разработке скальных и полускальных породах.

Прямая лопата с внешней рукоятью обеспечивает повышенную устойчивость ковша при экскавации горных пород и приспособлена для работы в тяжелых горно-геологических и горнотехнических условиях (рисунок 1.3).



Рисунок 1.3 – Экскаватор с рабочим оборудованием «прямая лопата»

Отечественный и мировой опыт эксплуатации карьерного выемочно-погрузочного оборудования показывает, что при разработке крепких скальных пород наиболее эффективным видом оборудования являются карьерные экскаваторы с реечным напором и двухбалочной рукоятью, которые в сочетании с бесполиспастной подвеской ковша обеспечивают существенно большую жесткость конструкции машины в целом при экскавации горных пород [1, 13, 20, 21, 49, 85, 86, 93, 106].

В карьерных экскаваторах с рабочим оборудованием типа прямая лопата при определенном соотношении между усилиями подъема и напора происходит «поддомкрачивание» стрелы (смещение в сторону поворотной платформы). Возвращение стрелы под действием собственного веса в первоначальное положение приводит к значительным динамическим нагрузкам на вантовую подвеску стрелы, что может привести к ее (подвески) разрыву. Для исключения «поддомкрачивания» стрелы фирма Joy Global Inc. (США) разработала специальную систему, которая автоматически возвращает стрелу в рабочее положение [57].

Ввиду специфики структурной схемы рабочего оборудования мехлопаты (рукоять установлена в средней части стрелы) возникает противодействие главных исполнительных механизмов (подъемного и напорного) при их совместном действии в процессе копания. Наибольшая степень противодействия имеет место в нижней части рабочего забоя, когда напорное усилие направлено на забой, а подъемное усилие – к головному блоку стрелы (вверх), а также при копании на максимальном вылете рукояти. В результате противодействия главных механизмов существенно повышается нагруженность элементов рабочего оборудования и, в целом, экскаватора, а также возрастают энергозатраты при копании и, соответственно, установленная мощность приводного (сетевое) двигателя [73, 85].

Рабочее оборудование мехлопаты выполняет, в отличие от рабочего оборудования других типов экскаваторов, две основные функции. Во-первых, рабочее оборудование является соединительным звеном между поворотной платформой и рабочим органом (ковшом). Во-вторых, в процессе копания при совместной работе главных механизмов образуется рычажный механизм, состоящий из элементов рабочего оборудования, преобразующий движения главных механизмов в перемещение ковша в соответствии с его (механизма рабочего оборудования) кинематическими свойствами.

В рассмотренных работах выполнена оценка технического уровня карьерных экскаваторов с различным видом рабочего оборудования на основе сравнительного

анализа основных параметров экскаваторов отечественного и зарубежного производства. При этом вопросы комплексной оценки технического уровня карьерных экскаваторов представляют научный и практический интерес в аспекте прогнозирования направлений развития и совершенствования конструкций карьерных экскаваторов [13, 14, 15, 41, 48, 102].

Существующие методы определения технического уровня оборудования основываются на сравнении показателей технических характеристик машин [9, 13, 96]. Несмотря на естественность и простоту подобная оценка имеет в действительности малую значимость из-за отсутствия обоснованных рекомендаций по выбору номенклатуры показателей рассматриваемых объектов и определения «весомости» отдельных («единичных») показателей. Следует заметить, что некоторые показатели конструкций экскаваторов, особенно новых моделей, могут быть «завышены» в рекламных целях. В этом случае основной акцент делается на «выигрышных» показателях. Другие показатели (в частности, линейные параметры экскаватора как оказывающие большое влияние на рост металлоемкости машины) остаются на втором плане.

Кроме того, величины показателей могут быть определены расчетным путем согласно различным нормам или стандартам (SAE, CECE, POSA и ЕНиР). Так, стандартный ковш в соответствии со стандартами SAE и CECE проектируются в расчете на разработку пород с насыпной плотностью $\rho_n = 1,8 \text{ т/м}^3$.

Это обстоятельство затрудняет проведение сравнительной оценки технических решений. Объективное сравнение конструктивных схем возможно в результате анализа эксплуатационных характеристик экскаваторов при работе в идентичных горно-геологических, горнотехнических и климатических условиях.

При сравнительном анализе в качестве критериев принимаем относительные (отнесенные к массе экскаватора) значения показателей, характеризующих выемочно-погрузочные функции экскаватора – вместимость ковша, концевая нагрузка (сила тяжести груженого ковша) и установленная мощность сетевого (первичного) двигателя.

В таблице 1.1 приведены технические характеристики мехлопат отечественного и зарубежного производства [15, 48, 102].

Определены следующие относительные показатели для сравнительной оценки моделей:

- энерговооруженность $p = P_{уст} / M$;

- металлоемкость $m = M / E$;

- комплексный показатель $K_1 = F_{max} R_{к.маx} / M$;

- комплексный показатель $K_2 = G_{к+п} R_{к.маx} / M$,

где $P_{уст}$ – установленная мощность сетевого трансформатора (двигателя), кВт; M – рабочая масса экскаватора, т; E – вместимость ковша, м³; F_{max} – максимальное усилие на подвеске (блоке) ковша, кН; $R_{к.маx}$ – наибольший радиус копания, м; $G_{к+п}$ – концевая нагрузка, кН.

Таблица 1.1 – Технические характеристики карьерных экскаваторов с речным (Р) и канатным (К) напором

Параметр	ЭКГ-1500 (1)-К	ЭКГ-35 (1)-К	ЭКГ-32 (1)-Р	ЭКГ-18 (2)-Р	ЭКГ-20А (2)-Р	ЭКГ-25 (2)-Р	ЭКГ-35 (2)-Р	2300ХРС (3)-Р	2800ХРС (3)-Р	4100ХРС (3)-Р*
Вместимость ковша, м ³	20	35	32	20	20	25	35	25,5	35,7	58,6
Концевая нагрузка, кН				790				907	1180	1880
Номинальная масса породы в ковше, т				40			63	45	64	104
Максимальное усилие на подвеске (блоке) ковша, кН	2000	2400	2400	1700	2000	2200				
Наибольший радиус копания, м	23,4	24	24	22,2	23,4	23,5	25,5	21,3	24,2	23,9
Наибольшая высота копания, м	17,5	17,3	17,3	16,4	17	18	19,3	13,5	16,6	16,8
Мощность сетевого трансформатора (двигателя), кВт	2500	2500	2500	1600	2250			2000	2500	3750
Рабочая масса экскаватора, т	820	950	950	750	1050	950		920	1310	1650
Энерговооруженность, кВт/т	3,0	2,6	2,6	2,1	2,1			2,2	1,9	2,3
Металлоемкость, т/м ³	41	27	30	37,5	52,5	38		36	37	28
Комплексный показатель (K_1, K_2)	57	61	61	50	45			21	22	27

* 1 – ООО «ИЗ-КАРТЭКС»; 2 – ПАО «Уралмашзавод»; 3 – Joy Global (США).

Из таблицы следует, что экстремальные значения относительных показателей имеют место у следующих моделей экскаваторов:

- по энерговооруженности (максимальные значения и близкие к ним) – экскаваторы производства ООО «ИЗ-КАРТЭКС»;
- по металлоемкости (минимальные значения) – ЭКГ-35К и ЭКГ-32Р (ООО «ИЗ-КАРТЭКС»), 4100ХРС (Joy Global);
- по комплексному показателю (максимальные значения) – экскаваторы производства ООО «ИЗ-КАРТЭКС» и экскаватор 4100ХРС.

Следует отметить, что наибольшее значение металлоемкости экскаватора ЭКГ-20А обусловлено областью применения экскаватора – работа в весьма тяжелых условиях (скальные трещиноватые породы).

Решающим критерием при оценке качества оборудования является степень удовлетворения потребностей горнодобывающего предприятия (заказчика) при экономически приемлемых расходах. В конечном счете, при определении качества карьерных экскаваторов следует оценивать «эксплуатационный» уровень оборудования, т. е. степень реализации технических возможностей и эффективность использования машины в конкретных условиях эксплуатации.

К основным техническим преимуществам мехлопат относятся:

- относительная (по сравнению с гидравлическими экскаваторами) простота конструктивного исполнения рабочего оборудования и экскаватора в целом, что определяет высокую прочность конструктивных элементов и надежность оборудования;
- большие рабочие нагрузки на подвеске ковша, удельная (отнесенная к вместимости ковша) величина которых составляет $F_{уд} = 80 \div 100 \text{ кН/м}^3$;
- относительно (по сравнению с гидравлическими экскаваторами) большие линейные параметры рабочего оборудования и экскаватора и, соответственно, большие размеры рабочей зоны экскаватора.

Технические преимущества обуславливают технологические особенности мехлопат:

- эффективная работа в забоях при некачественной подготовке горной массы и при наличии большого количества негабаритов благодаря жесткой фиксации ковша на двухбалочной рукояти и повышенной устойчивости ковша при максимальных нагрузках;
- возможность разработки породного массива без предварительного рыхления благодаря использованию ковшей повышенной прочности и износостойкости при удельной массе ковшей (отнесенной к вместимости ковша) до 2,5 т/м³;
- высокая техническая производительность экскаватора за счет снижения длительности вспомогательных операций (передвижение экскаватора и перемещение кабеля) ввиду значительного объема горной массы (выработки) с одного места стояния экскаватора;
- высокая производительность и стабильность технико-экономических показателей функционирования мехлопаты в процессе эксплуатации ввиду незначительного влияния горнотехнических условий на работу машины;
- высокий уровень безопасности производства ввиду значительных размеров рабочей зоны экскаватора и повышенного поля обзора машиниста при управлении рабочим процессом экскавации горных пород и при организации взаимодействия с транспортным оборудованием.

Наряду с существенными преимуществами мехлопаты как выемочно-погрузочной машины имеется и ряд недостатков, обусловленных структурно-конструктивным исполнением отдельных подсистем экскаватора, главным образом, рабочего оборудования.

1.3. Актуальность работы

Процесс постоянного совершенствования машин под влиянием возрастающих требований к качеству и надежности оборудования в наибольшей степени проявляется в конструкциях карьерных экскаваторов, являющихся уникальными объектами, в которых реализуются новейшие достижения в области конструкционных материалов и технологии машиностроения.

Основными направлениями совершенствования конструкций карьерных экскаваторов являются следующие [102]:

- повышение качества и надежности электромеханического оборудования;
- совершенствование системы управления рабочим процессом копания и создание автоматизированных систем.

Работы по созданию автоматизированной системы добычи полезных ископаемых на основе роботизированной горной техники включают три взаимосвязанных направления:

- качественное совершенствование традиционных экскаваторов на основе использования элементов искусственного интеллекта в управляющих системах;
- создание экскаватора с дистанционным управлением;
- создание полностью автоматического экскаватора-робота.

Создание экскаватора-робота для полностью автоматизированной добычи полезных ископаемых – стратегическая программа, стимулирующая ускоренную разработку и внедрение компонентов интеллектуального управления экскаваторами, интеграция которых обеспечит качественное изменение машины для работы в условиях интеллектуального карьера.

В целом, экскаваторы нового поколения, использующие современные управляющие системы, реализуют элементы искусственного интеллекта, обеспечивающие повышение эффективности горных работ на основе использования достижений информационных технологий, мехатроники и телекоммуникаций. Применение мехатронных комплексов главного движения, современных средств защиты, средств передачи данных на экскаваторах позволяет повысить их технический уровень, снизить затраты на наладки и ремонт, снизить энергопотребление [60].

Развитие и совершенствование компоновочно-конструктивных схем рабочего оборудования и экскаваторов происходит в соответствии с законами диалектики, а именно, с законом – переход количественных изменений в качественные и обратно. Согласно этому закону изменение качества объекта

происходит тогда, когда накопление количественных изменений достигает определенного предела, при котором происходит перестройка структуры объекта. Примером такой эволюции является экскаватор «Суперфронт» производства 1974 г. фирмы MARION (США) – прототип современных карьерных гидравлических экскаваторов типа ЭГ (прямая лопата) [102].

При проектировании экскаватора была принята новая технология выемки горных пород – вместо копания производится «захват» породы, т. е. внедрение ковша в массив (развал) породы на небольшую глубину (длину) с последующим заполнением ковша при его подъеме. В соответствии с изменением технологии работ изменилась и компоновочно-конструктивная схема рабочего оборудования и экскаватора в целом.

В настоящее время процесс совершенствования конструкций отдельных элементов рабочего оборудования и других узлов продолжается [6, 32, 34, 38, 55, 65, 74, 75, 76, 98, 99, 100, 101] и в будущем наступит очередная перестройка карьерных экскаваторов (мехлопат).

Анализ научных работ, посвященных исследованиям в области карьерных экскаваторов, показывает, что можно выделить следующие основные направления исследований:

- исследования технологических и энергетических характеристик процесса экскавации горных пород;
- исследования, направленные на повышение эффективности функционирования карьерных экскаваторов.

Освоение и разработка месторождений полезных ископаемых в районах Сибири, Дальнего Востока и Арктики, характеризующихся весьма сложными горно-геологическими, горнотехническими и климатическими условиями разработок, обуславливает актуальность исследований по определению технологических и энергетических параметров процесса экскавации горных пород в конкретных условиях эксплуатации.

В работах показано влияние структурно-прочностных показателей разрабатываемых пород на величину коэффициента сопротивления копанию одноковшовым экскаватором или удельной касательной силы сопротивления копанию, отнесенной к площади срезаемого слоя породы («стружки») [7, 8, 92]. Сформулированы требования к качеству подготовки экскаваторного забоя для обеспечения высокопроизводительной работы экскаватора.

Значительное место в исследованиях по данному направлению занимают вопросы обоснования рациональных значений режимных параметров главных исполнительных механизмов (подъемного и напорного) карьерного экскаватора для конкретных условий эксплуатации [12, 16, 24, 33, 72, 94].

Предложен способ интенсификации процесса экскавации горных пород при внутреннем (в пределах двухковшового рабочего органа) замыкании внешних нагрузок, действующих на зубьях ковшей [2, 25, 26, 27, 76].

В некоторых работах выполнен анализ структуры и надежности современного парка карьерных экскаваторов с учетом влияния условий эксплуатации, а также вопросы, связанные с выбором рациональной системы организации технического обслуживания и ремонта карьерных экскаваторов [3, 15, 42, 48].

В целом, для карьерных экскаваторов с рабочим оборудованием прямая лопата (мехлопат) характерно критическое несоответствие между высоким техническим уровнем конструктивного исполнения и низким уровнем (практически ручным) управления рабочим процессом экскавации горных пород.

В ряде работ [22, 43, 64, 68, 107] показано, что повышение энергоэффективности экскаваторов достигается на основе модернизации электрооборудования и систем управления при внедрении инновационных решений по силовой электронике, микропроцессорной технике и телекоммуникаций.

Разработан алгоритм управления движением ковша экскаватора в режиме черпания с применением нечеткой логики [78, 81]. Предложен мультиагентный

подход к управлению [83], который предполагает представление основных агрегатов в роли агентов – самостоятельных элементов системы управления, получающих, обрабатывающих и анализирующих данные на основе имеющейся у них базы знаний и принимающих управляющее решение в зависимости от набора их состояний.

Однако проблема создания автоматизированной системы управления приводами главных исполнительных механизмов в настоящее время остается нерешенной ввиду сложности согласования режимных параметров механизмов подъема и напора с энергосиловыми параметрами, реализуемыми на режущей кромке ковша, в процессе экскавации горных пород при непрерывно изменяющихся характеристиках объекта управления (ковша) [73]. Предложенные решения позволяют лишь косвенно определять состояние объекта управления при помощи некой гипотетической модели.

Специфика рабочего процесса карьерных экскаваторов, предназначенных для экскавации горных пород в сложных горно-геологических условиях и горнотехнических условиях, определяет потребность в разработке самонастраивающихся схем управления приводами и процессом копания, в которых программа управления автоматически корректируется с изменением условий и режима работы оборудования.

1.4. Цель и задачи работы

В современных условиях при ограниченности материальных и энергетических ресурсов на первый план выдвигается проблема создания высокопроизводительного и ресурсосберегающего оборудования, основанного на более совершенных технологических и конструктивных принципах.

Как показал анализ выполненных исследований, вопросы анализа и синтеза конструктивно-компоновочных схем рабочего оборудования и экскаваторов в целом изучены недостаточно и отсутствует систематизированная, объединяющая все этапы проектирования и расчетов концепция выбора конструктивных схем и

обоснования основных параметров, основанная на оценке энергосиловых показателей процесса функционирования главных рабочих механизмов карьерных экскаваторов.

Как известно, процесс развития техники, как и всякий процесс развития вообще, с точки зрения диалектики предполагает наличие и взаимообусловленность двух компонентов – конструктивного исполнения и технологического процесса, в котором используется данная конструкция. Создание техники нового поколения возможно (согласно законам диалектики) при условии достижения «абсолютной» новизны (новизны обеих компонент), т. е. экскаватор нового поколения выполняется с принципиально новой конструктивной схемой рабочего оборудования и используется для выполнения более эффективного рабочего процесса [102].

Следовательно, начальным этапом исследования является изыскание нового рабочего процесса и технических средств его реализации.

При обосновании конструктивных и режимных параметров рабочего оборудования следует выбрать критерий эффективности функционирования экскаватора, позволяющий оценить энергосиловые характеристики рабочего процесса.

Для карьерных экскаваторов, в которых рабочий процесс экскавации горных пород реализуется при совместной работе главных исполнительных механизмов (подъемного и напорного) основным условием эффективного функционирования является согласование режимных параметров механизмов при перемещении ковша по заданной траектории [10, 35].

Следовательно, следующим этапом является разработка методики определения рациональных режимных параметров главных механизмов, обеспечивающих перемещение ковша по заданной траектории.

Заключительным (перспективным) этапом исследования является синтез принципиально новой компоновочно-структурной схемы рабочего оборудования,

обеспечивающей повышение эффективности функционирования карьерного экскаватора.

Таким образом при рассмотрении процесса экскавации горных пород рабочим оборудованием прямая лопата необходимо, прежде всего, изучить закономерности функционирования главных механизмов карьерного экскаватора при их совместном действии в процессе отработки экскаваторного забоя с целью установления функциональных зависимостей между параметрами, определяющими положение ковша в забое, и режимными параметрами главных механизмов [56].

Повышение эффективности работы карьерного экскаватора путем координации рабочих движений главных механизмов является основной целью данной работы, достижению которой поспособствует решение следующих задач:

- определение структурной схемы и проведение анализа общего передаточного механизма приводов главных механизмов;
- разработка математической модели процесса экскавации;
- выполнение вычислительного эксперимента на основе имитационной модели;
- определение режимных параметров механизмов при перемещении ковша по заданной траектории и совместной работе главных механизмов.

Реализация цели работы при решении поставленных задач также позволит достигнуть повышения технического уровня карьерного экскаватора за счет обоснования конструктивных и режимных параметров нового вида рабочего оборудования, обеспечивающего существенный рост выемочно-погрузочных функций экскаватора.

ГЛАВА 2. АНАЛИЗ ОБЩЕГО ПЕРЕДАТОЧНОГО МЕХАНИЗМА ПРИВодОВ ГЛАВНЫХ МЕХАНИЗМОВ КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА

2.1. Особенности процесса экскавации

Экскаватор предназначен для разработки (экскавации) грунта, перемещения его для разгрузки в транспортное средство или в отвал. Широкое распространение получили одноковшовые экскаваторы, что связано с их универсальностью, т. е. возможностью применения на разнообразных работах и в любых условиях, в том числе для разработки скальных грунтов [55].

Рабочий цикл одноковшового экскаватора складывается из последовательных операций: наполнения ковша (черпания), перемещения его к месту разгрузки (транспортирования), разгрузки и перемещения порожнего ковша к месту черпания для воспроизведения нового цикла. Основной рабочей операцией является послойная выемка горных пород при перемещении ковша (вершины режущей кромки) по эквидистантным траекториям, параллельным откосу уступа (рисунок 2.1), на максимальную высоту копания (высоту уступа) [87, 103].

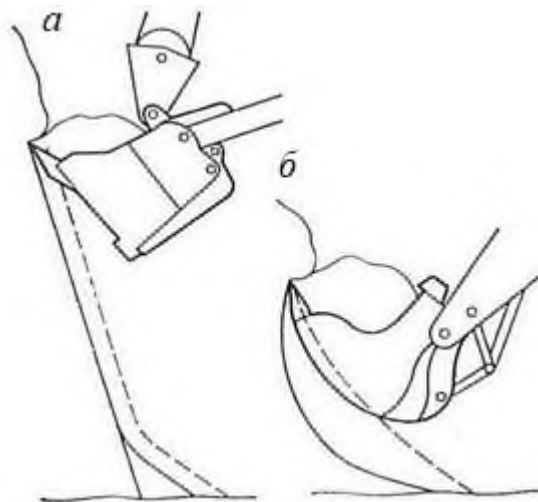
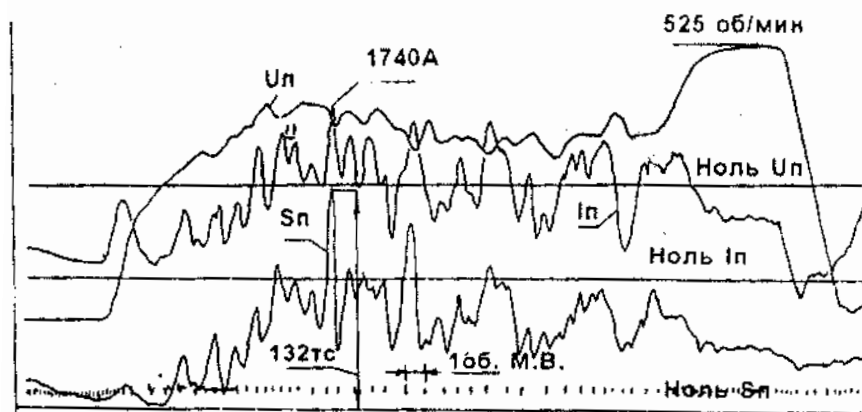


Рисунок 2.1 – Траектория копания у экскаватора с канатным приводом (а) и гидроприводом (б)

Особенности кинематики механизмов рабочего оборудования экскаваторов обуславливаются тем, что управление процессом экскавации грунта выполняется оператором в режиме ручного управления при совместном действии главных

исполнительных механизмов (механизмов подъема и напора) и механизма рабочего оборудования, соединяющего исполнительные механизмы с рабочим органом (ковшом) и другими элементами рабочего оборудования [57]. В процессе экскавации при ручном управлении рабочим процессом ввиду отсутствия координации рабочих движений (подъема и напора) могут возникать значительные динамические нагрузки, действующие на рабочее оборудование и главные механизмы, зависящие от степени противодействия главных механизмов, жесткости элементов рабочего оборудования и других факторов (рисунок 2.2) [32, 91].

а



б

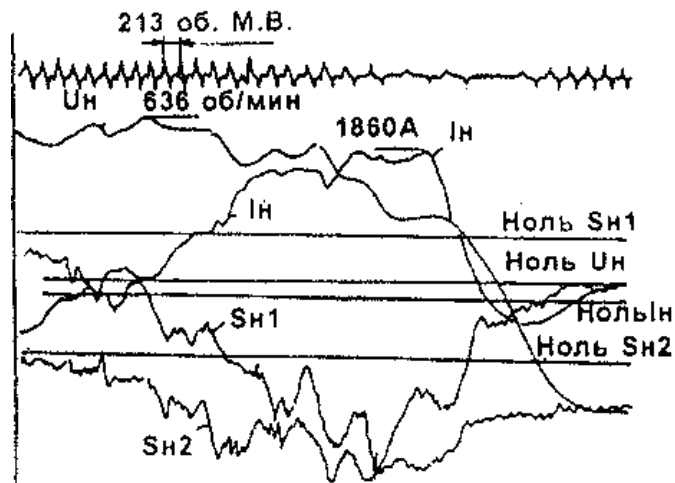


Рисунок 2.2 – Осциллограммы нагружения главных механизмов карьерного экскаватора (а – механизм подъема; б – механизм напора): $S_{п}$ – усилие подъема в канатах; $U_{п}$ – скорость подъема; $I_{п}$ – ток двигателя подъема; $S_{н1}$ – напорное усилие в левой балке рукояти; $S_{н2}$ – напорное усилие в правой балке рукояти; $U_{н}$ – скорость напора; $I_{н}$ – ток двигателя напора

Базовым элементом карьерного экскаватора является рабочее оборудование, определяющее тип экскаватора и его конструктивную схему. Главной функцией рабочего оборудования является передача механической энергии от силового оборудования (электродвигателей) рабочему органу (ковшу, закрепленному на рукояти) при совместной работе главных механизмов, т. е. рабочее оборудование, прежде всего, представляет собой передаточный механизм, преобразующий качательные движения выходных звеньев главных механизмов в сложное движение рабочего органа. В процессе копания преобразование параметров механической энергии двигателей в энергосиловые параметры, реализуемые на режущей кромке ковша (зубьев), происходит в зависимости от структуры и кинематических свойств рычажного механизма рабочего оборудования [7, 50, 58, 85].

Процесс экскавации заключается в перемещении ковша по эквидистантным траекториям с отделением слоя (стружки) породы. Наличие кинематических связей между главными механизмами обуславливает определенные соотношения между скоростями рабочих движений, зависящих от положений звеньев главных механизмов и элементов рабочего оборудования. При произвольном соотношении между скоростями рабочих движений (при ручном управлении процессом экскавации) возникают резкие колебания скоростей и усилий [32, 73, 91].

Эффективность функционирования карьерного экскаватора определяется, главным образом, степенью согласования рабочих движений и координацией работы механизмов подъема и напора при их совместном действии в процессе экскавации горных пород и реализации заданного закона движения рабочего органа. Закон движения ковша (траектория, сила сопротивления породы копанию) зависит от горнотехнических условий эксплуатации (крепость разрабатываемых пород, наличие негабаритов, высота забоя и др.). Изменение условий отработки забоя приводит к существенному разбросу значений режимных параметров, что затрудняет ведение процесса экскавации пород [57]. Ведение процесса экскавации, осуществляемое при координированной работе главных механизмов (подъема и

напора) по перемещению ковша с одновременным отделением слоя породы и при непрерывном изменении условий работы, затруднено и ограничивается психофизическими возможностями машиниста экскаватора. Как показывает практика эксплуатации карьерных экскаваторов, длительность рабочего цикла в конкретных условиях значительно превышает расчетную [56].

Основными внешними силами, определяющими нагруженность экскаватора, являются [5]:

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

При этом момент сил, удерживающий экскаватор в равновесном состоянии, зависит от массы экскаватора (сил тяжести поворотной платформы и ходового оборудования). Ввиду значительного роста нагрузок при работе в тяжелых и особо тяжелых условиях существенно возрастает момент сил, опрокидывающих экскаватор и, соответственно, необходимое значение массы экскаватора.

Изучение кинематических свойств рычажных механизмов рабочего оборудования одноковшовых экскаваторов позволит обосновать рациональные значения режимных параметров исполнительных механизмов, обеспечивающих эффективное ведение процесса экскавации грунта, разработать адаптивную систему управления рабочим процессом по заданному закону движения ковша (режущей кромки) и, в целом, повысить эффективность функционирования экскаватора [87].

Основным инструментом для установления взаимосвязей между конструктивными и режимными параметрами рычажного механизма и главных механизмов является математическое моделирование комплексной системы [79,

82]. Основой математической модели является структурный, кинематический и силовой анализ рычажного механизма.

2.1. Структурный анализ рычажного механизма

Особенностью структуры электромеханической системы одноковшового экскаватора является наличие двухступенчатого передаточного механизма, состоящего из главных механизмов (механизмов подъема и напора) и механизма рабочего оборудования, соединяющего главные механизмы с рабочим органом (ковшом) [57, 125]. При совместном функционировании главных механизмов и рабочего оборудования экскаватора в процессе экскавации образуется общий передаточный механизм приводов главных механизмов (рисунок 2.3).



Рисунок 2.3 – Структурная схема электромеханической системы экскаватора

Общий передаточный механизм включает главные механизмы и рычажный механизм, соединяющий главные механизмы с ковшом и преобразующий движения звеньев главных механизмов в перемещение ковша. Образуется кинематическая цепь, состоящая из звеньев главных механизмов (кормальерной шестерни механизма напора, головного блока стрелы, фрагмента подъемного каната, сбегавшего с головного блока) и элементов рабочего оборудования (седлового подшипника, рукояти, ковша, жестко закрепленного на рукояти, и подвески ковша) [56].

Рычажный механизм включает стойку и три подвижных звена (рисунок 2.4): звено I в виде жестко соединенных рукояти AB и ковша BK (звено «рукоять-ковш»), образующее со стойкой O_1 двухподвижную пару (поступательную и

вращательную) посредством седлового подшипника; звено 2 в виде стержня CD (подъемный канат и подвеска ковша) и звено 3 в виде кривошипа (головной блок стрелы), образующие вращательные пары между собой, со звеном 1 и стойкой O_2 . При этом скорость точки A равна скорости напора V_H , а скорость точки D равна скорости подъема V_{II} .

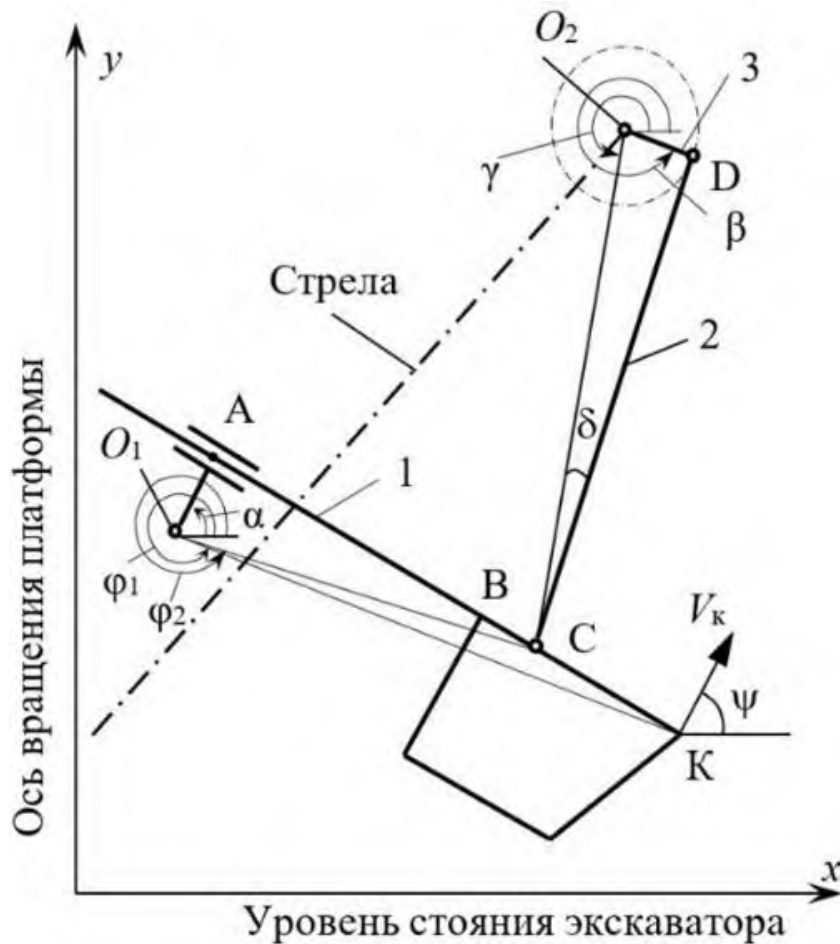


Рисунок 2.4 – Кинематическая схема рычажного механизма: 1 – звено «рукоять-ковш»; 2 – фрагмент подъемного каната; 3 – головной блок стрелы; α , β , γ , φ_1 , φ_2 , ψ - углы, определяющие положения звеньев

Поскольку звено 1 образует со стойкой двухподвижную пару, за обобщенные координаты можно принять координаты, определяющие положение звена 1. Так как положения выходных звеньев механизмов подъема и напора являются произвольными, то в качестве обобщенных координат принимаются координаты точки K (вершины режущей кромки ковша или зуба) в неподвижной системе координат X - Y и угол наклона траектории движения точки K звена 1 (направление

скорости копания). При этом система координат состоит из двух пересекающихся в точке O взаимно перпендикулярных осей координат, где OX – уровень стояния экскаватора, OY – ось вращения платформы.

Приняты следующие допущения:

- головной блок стрелы фактически представляет собой ведомое звено механизма подъема, так как скорость точки схода подъемного каната с головного блока равна скорости подъема, и в кинематическом отношении является кривошипом;
- подъемный канат (фрагмент) представляет собой невесомую нерастяжимую нить в виде стержня переменной длины;
- подвеска ковша, шарнирно соединенная с ковшом, образует вместе с подъемным канатом единый стержень.

В результате структурного анализа кинематической цепи установлено:

- звено «рукоять-ковш» образует со стойкой (стрелой) двухподвижное соединение в виде поступательной пары (рукоять-седловой подшипник) и вращательной пары (седловой подшипник-стрела);
- кинематическая цепь включает три подвижных звена: кривошип (головной блок стрелы), стержень (подъемный канат и подвеска ковша) и звено «рукоять-ковш»;
- кинематическая цепь образует со стойкой (стрелой) рычажный механизм.

Таким образом, в процессе экскавации образуется общий передаточный рычажный механизм, преобразующий движения главных механизмов в движение (перемещение) ковша. При этом преобразование параметров механической энергии двигателей в энергосиловые параметры, реализуемые на режущей кромке ковша (зубьев), происходит в зависимости от вида кинематической схемы рычажного механизма [30, 56].

Рычажный механизм представляет собой трехзвенный механизм, звенья которого соединены между собой и стойкой посредством одноподвижных и двухподвижной кинематических пар.

Число степеней подвижности рычажного механизма составляет [53]:

$$W = 3n - 2p_1 - p_2 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 1 = 2, \quad (2.1)$$

где n – число подвижных звеньев, p_1 – число одноподвижных кинематических пар, p_2 – число двухподвижных пар.

Число степеней подвижности механизма (число независимых возможных перемещений) совпадает с числом обобщенных координат механизма, т.е. независимых между собой координат, определяющих положения всех звеньев механизма относительно стойки.

В механизмах с двумя степенями свободы (двумя обобщенными координатами) могут быть или два начальных звена, если за обобщенные координаты приняты координаты двух звеньев, или одно начальное звено, если оно образует со стойкой двухподвижную пару. Следовательно, за начальное звено рычажного механизма следует принять звено «рукоять-ковш», образующее со стойкой двухподвижную (поступательную и вращательную) кинематическую пару и определяющего положения всех звеньев общего передаточного механизма приводов главных механизмов [73].

2.2. Кинематический анализ рычажного механизма

Рычажные механизмы отличаются от других механизмов тем, что они обладают «индивидуальными» кинематическими свойствами, которые определяются структурной схемой механизма, видом кинематических связей между звеньями и геометрическими параметрами (длинами) звеньев. Основной характеристикой рычажного механизма являются кинематическая и динамическая передаточные функции (передаточные отношения), определяющие зависимости между кинематическими и динамическими параметрами ведомого и ведущего звеньев. Для определения скоростей рабочих движений (подъема и напора) необходимо задать законы движения начального звена, т. е. траекторию перемещения ковша (вершины режущей кромки) и скорость копания, а также размеры звеньев передаточного механизма [35].

Кинематический анализ передаточного механизма выполнен на основе графоаналитического метода путем построения планов механизма и скоростей. Его

задачами являются:

- определение положений звеньев по заданному положению начального звена;
- установление зависимостей для определения скоростей рабочих движений (подъема и напора) при выполнении основного рабочего процесса – экскавации горной массы (копания).

Для определения положения всех звеньев механизма достаточно задать значения обобщенных координат (X_K и Y_K) и постоянные параметры механизма – длины звеньев. На рисунке 2.4 была приведена схема к определению координат точек и угловых координат звеньев [30, 40, 57].

Определение скоростей рабочих движений производится для расчетного режима копания при движении ковша (вершины режущей кромки) по эквидистантам [54].

Исходные данные для расчета:

- скорость вершины режущей кромки ковша (точки K);
- угол наклона траектории движения точки K .

Скорость копания или абсолютная скорость точки K (вершины режущей кромки ковша или зуба) составит [57]:

$$\bar{V}_K = \bar{V}_{K_{\text{пер}}} + \bar{V}_{K_{\text{отн}}}, \quad (2.2)$$

где $V_{K_{\text{пер}}}$ – скорость точки K во вращательном (переносном) движении звеньев «рукоять-ковш» и седлового подшипника относительно стойки O_1 ; $V_{K_{\text{отн}}}$ – скорость точки K в относительном движении звена 1 относительно звена 2 (скорость напора V_H).

Установлено, что звено «рукоять-ковш» совершает сложное движение – переносное и относительное. Переносным движением является вращательное движение звена вокруг оси седлового подшипника под действием усилия подъема, а относительным движением является поступательное движение звена по направляющим седлового подшипника под действием усилия напора.

Кроме того, звено «рукоять-ковш» (точнее рукоять) в процессе экскавации горных пород при работе механизма напора совершает возвратно-поступательное движение, т.е. происходит три фазы движения – втягивание рукояти в седловой подшипник, остановка и выдвигание рукояти. Вид фазы возвратно-поступательного движения рукояти зависит от положения рукояти, характеризуемого значением полярного угла φ_1 радиуса вектора точки K , и угла наклона траектории перемещения ковша ψ .

Направление вектора скорости напора зависит от соотношения углов φ_1 и ψ , а именно:

- при $\varphi_1 + 90^\circ < \psi$ вектор скорости напора направлен к точке A (происходит втягивание рукояти в седловой подшипник);
- при $\varphi_1 + 90^\circ = \psi$ скорость напора $V_n = 0$;
- при $\varphi_1 + 90^\circ > \psi$ вектор скорости напора направлен к точке K (происходит выдвигание рукояти).

При движении ковша в пределах рабочей зоны экскаватора скорость напора меняет направление в зависимости от положения ковша в забое, следовательно, изменяется форма плана скоростей и вид зависимостей для определения скоростей рабочих движений (рисунки 2.5, 2.6) [56, 73].

Как видно из рисунков, при расположении ковша в нижней части рабочей зоны скорость напора направлена «на себя», т. е. происходит втягивание рукояти, а при расположении ковша в верхней части рабочей зоны (выше высоты оси напорного вала O_1 при угле наклона скорости переносного движения $\alpha_{II} = \alpha_1 + 90^\circ > \psi$) скорость напора направлена «от себя» (происходит напорное движение).

Следовательно, определение скорости напора необходимо производить для двух случаев: напорное движение и втягивание рукояти.

На рисунке 2.7 изображены планы механизма рабочего оборудования и скоростей рабочих движений при перемещении ковша по средней траектории с углом наклона 60° [126].

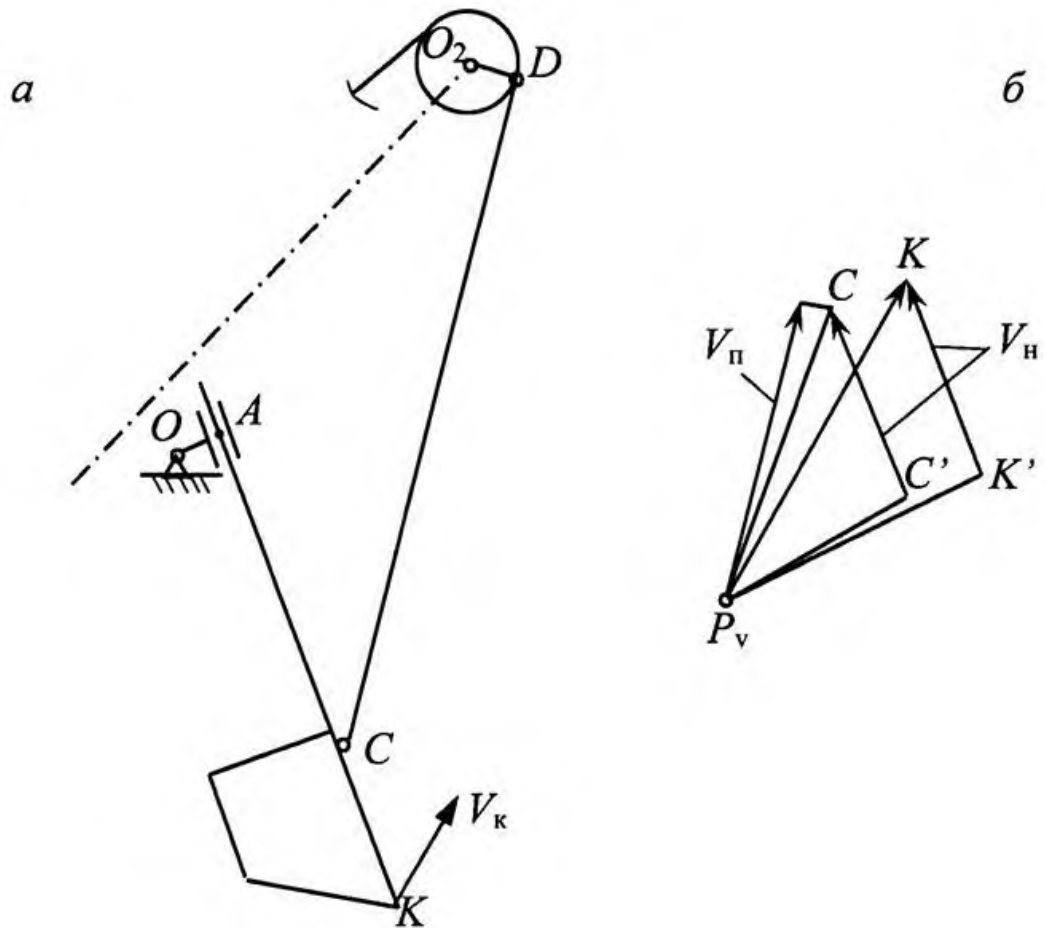


Рисунок 2.5 – Планы механизма (а) и скоростей (б) при расположении ковша в нижней части
забоя

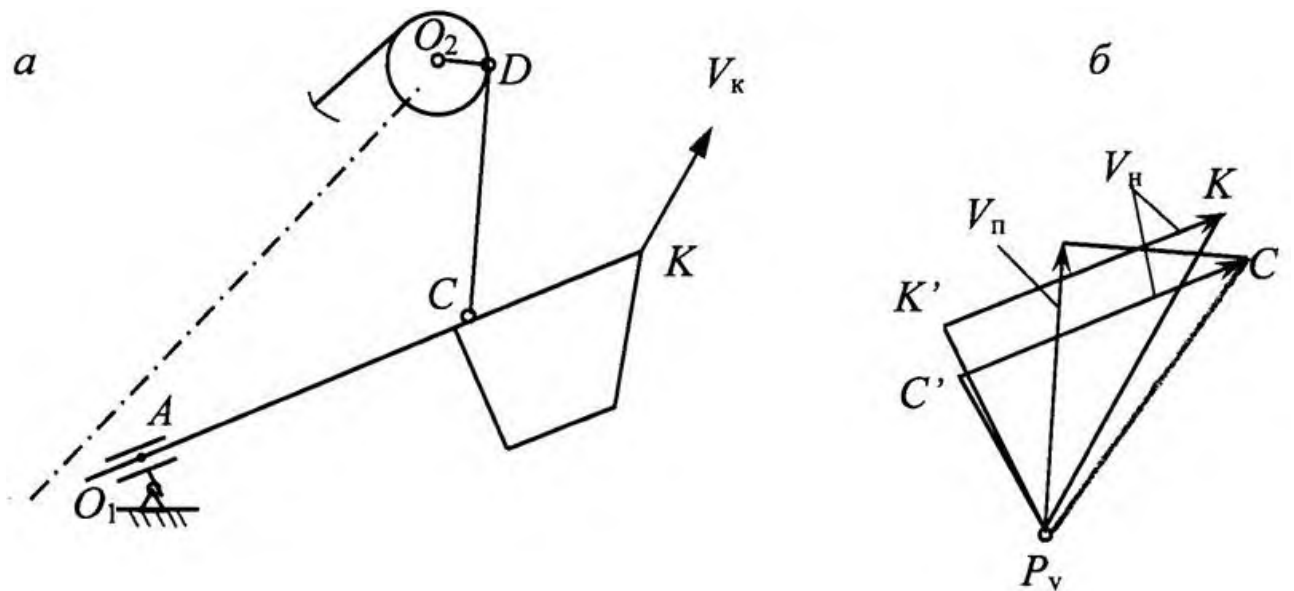


Рисунок 2.6 – Планы механизма (а) и скоростей (б) при расположении ковша в верхней части
забоя

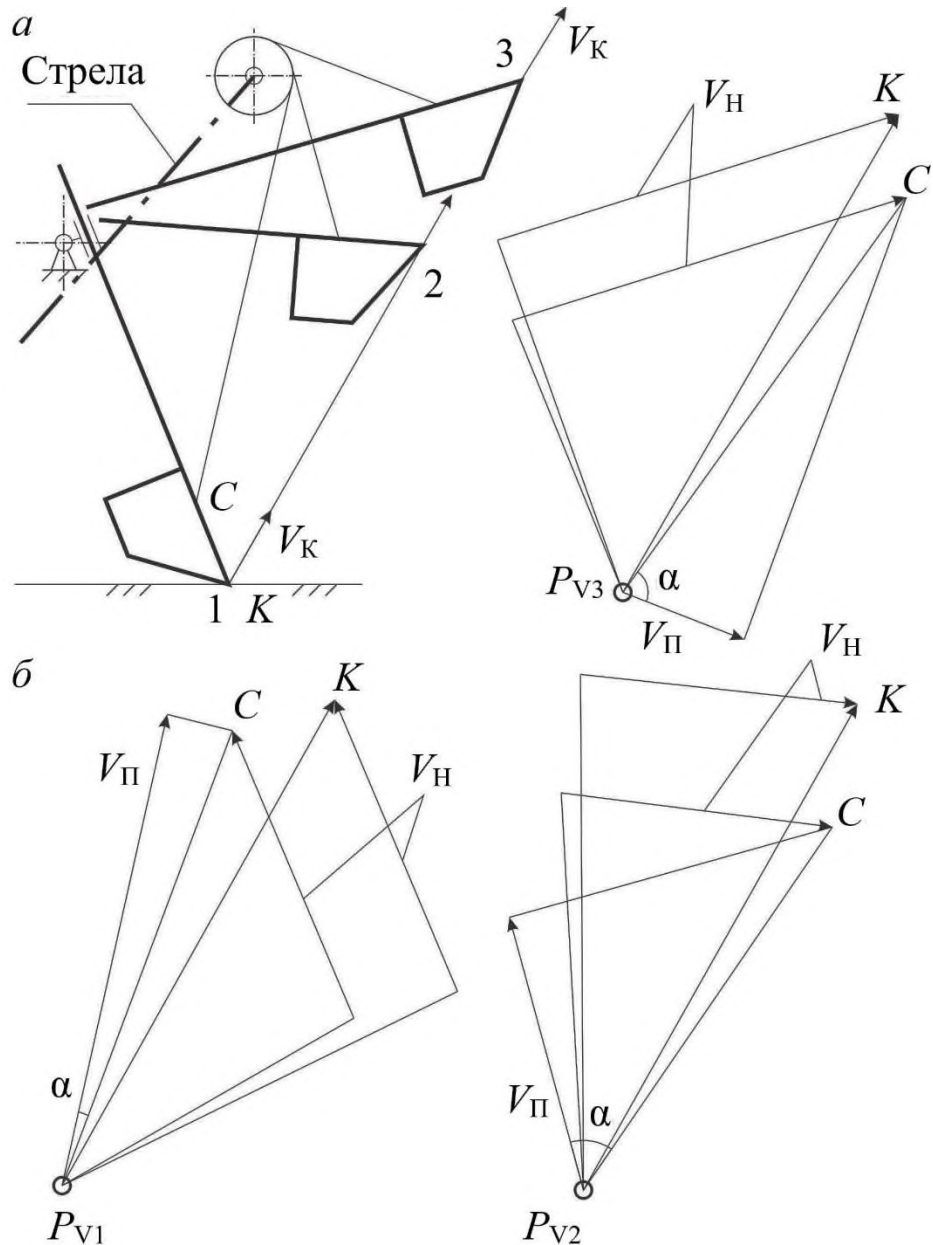


Рисунок 2.7 – Схема к определению скоростей рабочих движения при перемещении ковша по средней траектории с углом наклона 60° : а – план механизма, б – планы скоростей

Из рисунка видно, что с ростом высоты копания угол между векторами скоростей подъема и копания увеличивается, что приводит к уменьшению скорости подъема. При максимальной высоте копания вектор скорости подъема практически перпендикулярен векторам скорости точки C и скорости копания, что обуславливает уменьшение модуля и изменение направления вектора скорости подъема.

Модуль вектора скорости подъема составляет:

$$V_{\Pi} = V_C \cos \alpha, \quad (2.3)$$

где V_C – скорость точки C ; α – угол между векторами скорости точки C и скорости подъема.

На рисунке 2.8 изображены планы механизма рабочего оборудования и скоростей рабочих движений в конце копания при перемещении ковша по средней траектории с углом наклона 70° [126].

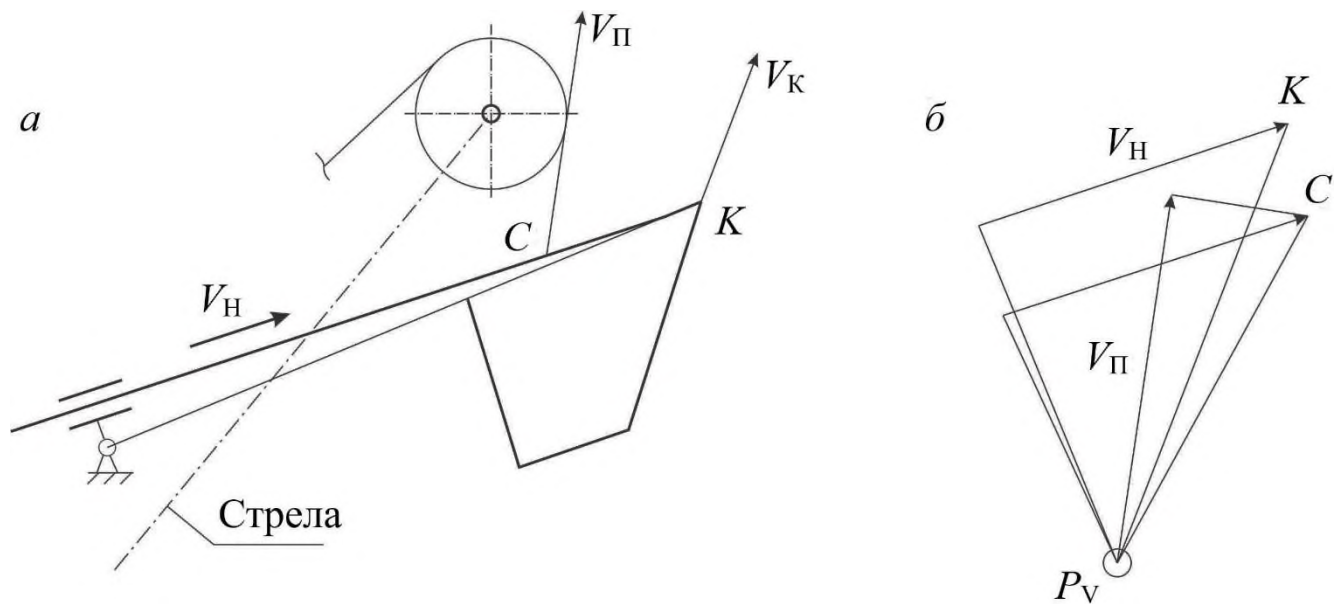


Рисунок 2.8 – Схема к определению скоростей рабочих движения при перемещении ковша по средней траектории с углом наклона 70° : а – план механизма, б – план скоростей

Как видно из рисунка, в конце копания направления векторов скоростей копания и подъема практически совпадают, что определяет увеличение скорости подъема. Таким образом, величина скорости подъема при изменении высоты копания определяется углом между векторами скоростей подъема и копания.

2.3. Силовой анализ рычажного механизма

Силовой анализ механизма основывается на решении прямой задачи динамики – по заданному закону движения звеньев определить действующие силы. При исключении из рассмотрения сил инерции задача силового анализа сводится к определению реакций в кинематических парах.

В процессе экскавации на рабочее оборудование действуют следующие силы [35]:

- сила сопротивления породы копанию (касательная и нормальная составляющие);
- силы тяжести грузевого ковша, рукояти и др. звеньев;
- подъемное и напорное усилие;
- реакции в кинематических парах.

Силовой анализ механизма рабочего оборудования прямой лопаты основывается на решении уравнений статики без учета сил инерции ввиду их малых величин. Основной задачей силового анализа является определение динамической (силовой) передаточной функции, т. е. зависимости между усилиями подъема и напора и силой сопротивления копанию. На рисунке 2.9 показана схема к определению усилий подъема и напора [11, 125].

При экскавации породы в верхней части рабочей зоны при одновременном росте усилий подъема и напора возрастает момент сил, опрокидывающий стрелу в сторону экскаватора, и может произойти поворот (поддомкрачивание) стрелы с последующим ее возвратом (падением) в начальное положение, что сопровождается значительными динамическими нагрузками [57, 85]. Кроме того, поворот стрелы может произойти в начале копания при работе лишь механизма напора и действии максимальных усилий напора в случае столкновения ковша с препятствием.

Ударную нагрузку, возникающую при стопорении падающей стрелы (столкновении с подвеской стрелы), можно определить из условия равенства кинетической энергии стрелы и потенциальной энергии деформации упругой подвески стрелы [19]. При этом максимальное значение ударной нагрузки составит [11]:

$$F_{\max} = V_c \sqrt{m_c C_{nc}}, \quad (2.4)$$

где V_c – скорость центра масс стрелы при стопорении; m_c – масса стрелы; C_{nc} – жесткость подвески стрелы.

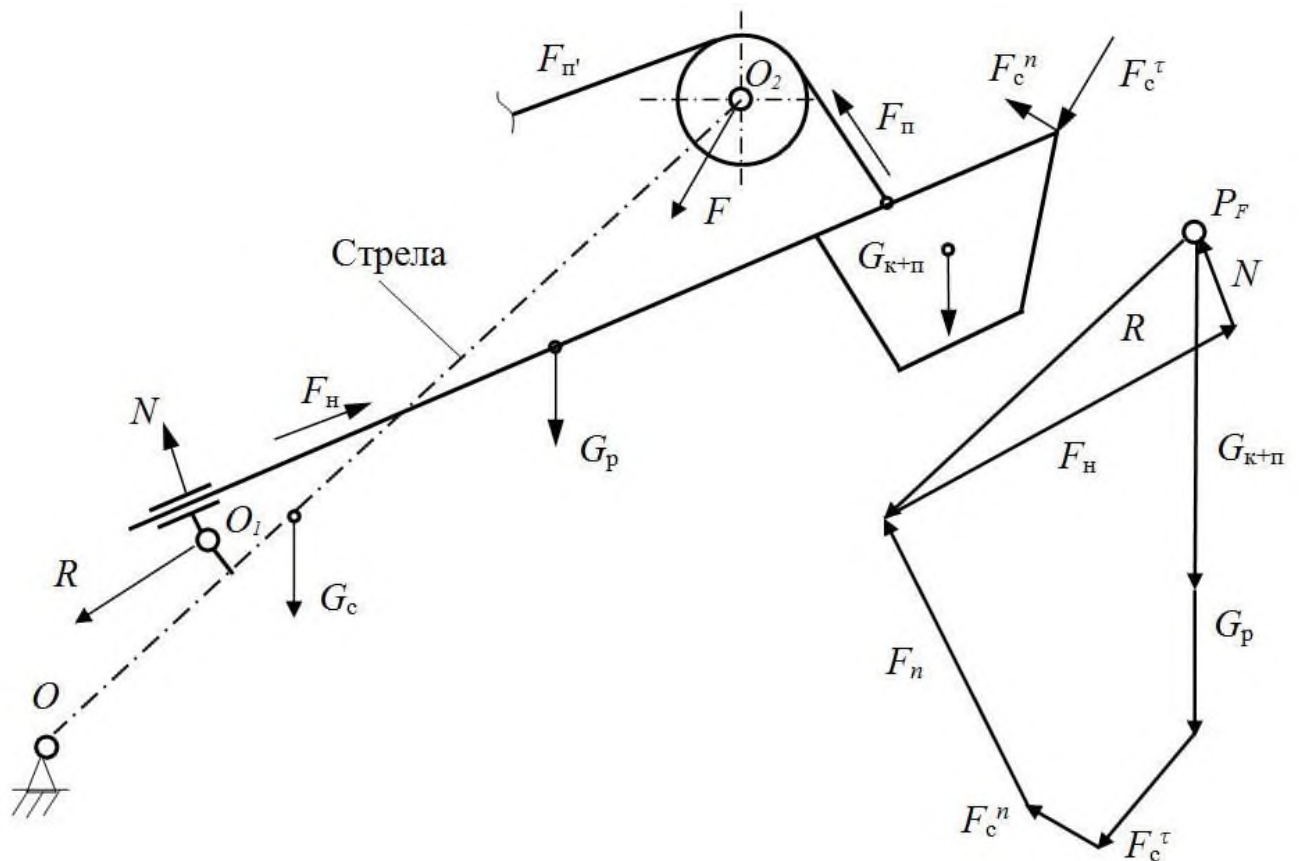


Рисунок 2.9 – Схема к определению усилий подъема и напора

Ориентировочное значение ударной нагрузки для экскаватора ЭКГ-20А составит (при $V_c = 0,2$ м/с; $m_c = 50$ т; $C_{пс} = 500$ МН/м):

$$F_{\max} = 0,2\sqrt{50 \cdot 10^3 \cdot 500 \cdot 10^6} = 10^6 \text{ Н} = 10 \text{ МН}. \quad (2.5)$$

Как видно из формулы, величина ударной нагрузки определяется жесткостью подвески стрелы.

2.4. Определение передаточных функций рычажного механизма и разработка математической модели

Кинематическая и динамическая передаточные функции (передаточные отношения), определяющие зависимости между кинематическими и динамическими параметрами ведомого и ведущего звеньев, являются основной характеристикой рычажного механизма [35, 50]. На основе кинематического и силового анализа разрабатывается математическая модель рабочего оборудования,

описывающая кинематические и динамические передаточные функции механизма рабочего оборудования.

Кинематические передаточные функции определяют соотношения между скоростью начального звена (скоростью копания) и скоростями подъема и напора.

Динамические передаточные функции определяют соотношения между касательной составляющей силы сопротивления копанию и усилиями подъема и напора.

В общем виде передаточные функции для механизма рабочего оборудования, имеющего две степени свободы, могут быть записаны следующим образом:

$$\Phi_{V_{\Pi}} = \frac{V_{\Pi}}{V_{\text{к}}}; \Phi_{V_{\text{н}}} = \frac{V_{\text{н}}}{V_{\text{к}}}; \Phi_{F_{\Pi}} = \frac{F_{\Pi}}{F_{\text{с}}^{\tau}}; \Phi_{F_{\text{н}}} = \frac{F_{\text{н}}}{F_{\text{с}}^{\tau}}, \quad (2.6)$$

где V_{Π} , $V_{\text{н}}$, $V_{\text{к}}$ – соответственно скорости подъема, напора и копания; F_{Π} , $F_{\text{н}}$ – усилия подъема и напора; $F_{\text{с}}^{\tau}$ – касательная составляющая силы сопротивления копанию.

Зависимости для определения передаточных функций составят [35, 56]:

$$\begin{aligned} \text{КПФ} &= \frac{V_{\Pi(\text{н})}}{V_{\text{к}}} = f_1(X_{\text{к}}, Y_{\text{к}}, l_n, l_i, \psi, \alpha_i); \\ \text{ДПФ} &= \frac{F_{\Pi(\text{н})}}{F_{\text{к}}} = f_2(X_{\text{к}}, Y_{\text{к}}, l_n, l_i, \psi, \alpha_i, G_n, G_{\text{к+п}}, P_0), \end{aligned} \quad (2.7)$$

где КПФ, ДПФ – кинематическая и динамическая передаточные функции; l_n – длины звеньев; l_i – переменные длины звеньев (рукоять, ковш); ψ – угол наклона касательной к траектории перемещения ковша; α_i – углы, определяющие положения звеньев; G_n – силы тяжести звеньев; $G_{\text{к+п}}$ – сила тяжести груженого ковша; P_0 – сила сопротивления копанию.

Так с указанием всех углов, определяющих положения звеньев, зависимости для определения кинематических передаточных функций составят [35, 56]:

$$\begin{aligned} \text{КПФН} &= \frac{V_{\text{H}}}{V_{\text{K}}} = f_1(X_{\text{K}}, Y_{\text{K}}, l_{\text{II}}, l_i, \psi, \alpha, \varphi_1, \varphi_2, \gamma, \delta, \varepsilon); \\ \text{КПФП} &= \frac{V_{\text{II}}}{V_{\text{K}}} = f_2(X_{\text{K}}, Y_{\text{K}}, l_{\text{II}}, l_i, \psi, \alpha, \varphi_1, \varphi_2, \gamma, \delta, \varepsilon), \end{aligned} \quad (2.8)$$

где КПФН, КПФП – кинематические передаточные функции движений напора и подъема; l_{II} , l_i – длины звеньев с неизменяющейся и изменяющейся длиной; ψ – угол наклона касательной к траектории перемещения ковша в точке K ; α , φ_1 , φ_2 , γ , δ , ε – углы, определяющие положения звеньев.

Были получены аналитические выражения для определения режимных параметров главных механизмов, обеспечивающих перемещение ковша по заданной траектории при заданных энергосиловых параметрах, реализуемых на ковше [70, 73, 87, 111, 112]:

$$\begin{aligned} V_{\text{H}} &= \frac{V_{\text{K}} \cos(\psi - \varphi_1)}{\sin(\alpha - \varphi_1)}; \\ V_{\text{C1}} &= \frac{V_{\text{K}} O_1 C \cos(\psi - \alpha)}{O_1 K \sin(\alpha - \varphi_1)}; \\ V_{\text{II}} &= V_{\text{II1}} \text{ при условии } \varphi_1 + 90^\circ < \psi: \\ V_{\text{II1}} &= V_{\text{C}} \sin(\varphi_2 + \delta + \varepsilon - \gamma); \\ V_{\text{C}} &= (V_{\text{H}}^2 + V_{\text{C1}}^2 + 2|V_{\text{H}}|V_{\text{C1}} \cos(\alpha - \varphi_2))^{0,5}; \\ \varepsilon &= \arcsin\left(\frac{|V_{\text{H}}| \sin(\alpha - \varphi_2)}{V_{\text{C}}}\right); \\ V_{\text{II}} &= V_{\text{II2}} \text{ при условии } \varphi_1 + 90^\circ \geq \psi: \\ V_{\text{II2}} &= V_{\text{C}} \sin(\varphi_2 + \delta - \varepsilon - \gamma); \\ V_{\text{C}} &= (V_{\text{H}}^2 + V_{\text{C1}}^2 - 2V_{\text{H}}V_{\text{C1}} \cos(\alpha - \varphi_2))^{0,5}; \\ \varepsilon &= \arcsin\left(\frac{V_{\text{H}} \sin(\alpha - \varphi_2)}{V_{\text{C}}}\right), \end{aligned} \quad (2.9)$$

$$\text{где } \varphi_1 = \arctg \frac{Y_{\text{K}} - Y_{01}}{X_{\text{K}} - X_{01}};$$

$$\alpha = \varphi_1 + \alpha_0;$$

$$\alpha_0 = \operatorname{arctg} \frac{AK}{O_1A};$$

$$AK = (O_1K^2 - O_1A^2)^{0,5};$$

$$AC = AK - CK;$$

$$O_1K = ((X_K - X_{01})^2 + (Y_K - Y_{01})^2)^{0,5};$$

$$X_C = X_{01} + O_1A \cos \alpha + AC \sin \alpha;$$

$$Y_C = Y_{01} + O_1A \sin \alpha - AC \cos \alpha;$$

$$\varphi_2 = \operatorname{arctg} \frac{Y_C - Y_{01}}{X_C - X_{01}};$$

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{Y_C - Y_{02}}{X_C - X_{02}};$$

$$l_{\Pi} = ((X_C - X_{02})^2 + (Y_C - Y_{02})^2 - R^2)^{0,5};$$

$$\delta = \operatorname{arctg} \frac{R}{l_{\Pi}},$$

где O_1C , O_1K – текущие значения радиус-векторов точек C и K ; α , β , φ_1 , φ_2 , ψ , ε – угловые величины; V_C – абсолютная скорость точки C ; V_{C1} – скорость точки C в переносном (вращательном) движении звена «рукоять-ковш»; X_{01} , Y_{01} , X_{02} , Y_{02} – координаты оси напорного вала O_1 и оси головного блока O_2 ; O_1A , CK , R (O_2D) – размеры элементов рабочего оборудования.

Так, для привода механизма напора общее передаточное отношение запишется в виде [111]:

$$U_{\text{н.общ}} = U_{\text{М}} \Phi_{\text{Н}} = \frac{\omega_{\text{дв.н}} \cos(\psi - \varphi_1)}{V_{\text{К}} \sin(\alpha - \varphi_1)}, \quad (2.10)$$

где $U \left(\frac{\omega_{\text{дв.н}}}{V_{\text{Н}}} \right)$ – передаточное отношение механизма напора; $\Phi_{\text{Н}} = \frac{V_{\text{Н}}}{V_{\text{К}}} = \frac{\cos(\psi - \varphi_1)}{\sin(\alpha - \varphi_1)}$ – напорная передаточная функция механизма рабочего оборудования, определяющая соотношение между скоростью напора и скоростью копания при заданных координатах вершины режущей кромки ковша (зуба) $X_{\text{К}}$ и $Y_{\text{К}}$, $\omega_{\text{дв.н}}$ – угловая скорость вала двигателя механизма напора.

Также получены аналитические зависимости для определения соотношения между скоростями подъема и напора при заданном законе перемещения ковша (траектории и скорости копания) для двух вариантов – копание в нижней части рабочей зоны экскаватора (при отрицательном направлении вектора скорости напора) и копание при положительном направлении вектора скорости напора.

Зависимости имеют вид [126]:

- при отрицательном направлении вектора скорости напора ($\varphi_1 + \pi/2 < \psi$)

$$\frac{V_{\Pi}}{V_{\text{H}}} = \frac{f_1}{a}; \quad (2.11)$$

- при положительном направлении вектора скорости напора ($\varphi_1 + \pi/2 \geq \psi$)

$$\frac{V_{\Pi}}{V_{\text{H}}} = \frac{f_2}{a}, \quad (2.12)$$

где $f_1 = c \sin(\varphi_2 + \delta + \varepsilon_1 - \gamma)$; $f_2 = c \sin(\varphi_2 + \delta - \varepsilon_2 - \gamma)$; $a = \frac{\cos(\psi - \varphi_1)}{\sin(\alpha - \varphi_1)}$;

$$c = \sqrt{a^2 + b^2 - 2abc \cos(\alpha - \varphi_2)}; \quad \varepsilon_1 = \arcsin\left(\frac{|a| \sin(\alpha - \varphi_2)}{c}\right);$$

$$\varepsilon_2 = \arcsin\left(\frac{a \sin(\alpha - \varphi_2)}{c}\right); \quad \varphi_1 = \arctg \frac{X_K - X_{O1}}{Y_K - Y_{O1}}; \quad \varphi_2 = \arctg \frac{X_C - X_{O1}}{Y_C - Y_{O1}};$$

$\delta = \arctg D/2l_{\Pi}$; α, γ – полярные углы; D – диаметр головного блока; l_{Π} – длина ветви подъемного каната CD ; X_{O1}, Y_{O1}, X_C, Y_C – координаты оси напорного вала O_1 и точки C .

Усилие подъема определяется на основе решения уравнения суммы моментов сил относительно оси опорного вала O_1 (при $F_c^n = KF_c^{\tau}$):

$$F_{\Pi} = \frac{F_c^{\tau} [(X_K - X_{O1})(\sin \psi - K \cos \psi) - (Y_K - Y_{O1})(\cos \psi + K \sin \psi)] + G_{\text{к+п}} X_{SK} + G_{\text{р}} X_{SP}}{(X_{O1} - X_C) \sin(\gamma - \delta) - (Y_{O1} - Y_C) \cos(\gamma - \delta)}, \quad (2.13)$$

где F_c^{τ} – касательная составляющая силы сопротивления копанию; $G_{\text{к+п}}$ и $G_{\text{р}}$ – силы тяжести руженого ковша и рукояти соответственно.

Усилие напора определится из уравнения проекций сил на рукоять AB :

$$\begin{aligned} \sum (F_i)_{AB} = F_H + (G_{к+п} + G_p) \cos \alpha - F_{II} \sin(\gamma - 180^\circ - \delta - \alpha) + \\ + F_c^\tau [\cos(90^\circ - \psi + \alpha) + K \cos(\psi + 90^\circ - (\alpha - 90^\circ))]. \end{aligned} \quad (2.14)$$

Отсюда

$$F_H = F_{II} \sin(\alpha + \delta - \gamma) + F_c^\tau [\sin(\alpha - \psi) + K \cos(\alpha - \psi)] - (G_{к+п} + G_p) \cos \alpha. \quad (2.15)$$

Кинематические и динамические передаточные функции, представленные в виде математической модели (аналитических выражений для определения режимных параметров главных механизмов), полностью определяют кинематические и динамические свойства механизма при любых заданных законах изменения скорости копания и силы сопротивления копанию, дают возможность выполнить исследование кинематических и динамических свойств механизма рабочего оборудования и определить рациональные значения режимных параметров главных механизмов при перемещении ковша из условия обеспечения заданных траектории, скорости и длительности процесса экскавации.

В результате проведенного анализа установлено, что положение начального звена (звена «рукоять-ковш») и скорость копания, а также положения всех звеньев общего передаточного механизма приводов главных механизмов и скорости рабочих движений (подъема и напора) определяются координатами вершины режущей кромки ковша. Таким образом, в процессе экскавации горных пород происходит «обратимость» главных механизмов, т.е. ведущим (начальным) звеном общего передаточного механизма является звено «рукоять-ковш», а звенья главных механизмов становятся ведомыми [70].

ГЛАВА 3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ЗНАЧЕНИЙ РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГЛАВНЫХ МЕХАНИЗМОВ

3.1. Особенности функционирования главных механизмов карьерного экскаватора

Ковш экскаватора приводится в движение благодаря совместной работе двух механизмов – механизма напора и механизма подъема. Задачи экскавации решаются, прежде всего, применением ручного управления – машинист экскаватора, используя приобретенные умения и накопленный опыт, часто интуитивно, перемещает ковш в забое, заполняя, но не перегружая его, равномерно вынимая породу по всей длине откоса. Управление осуществляется при помощи рычагов или джойстиков, которые позволяют перемещать рукоять или канат с определенной скоростью (звено втягивается или вытягивается, его длина меняется за установленный промежуток времени), изменяя положение ковша в забое.

Несмотря на относительную простоту отдельной операции, поддержание требуемой скорости и оптимальной траектории движения ковша в забое при одновременном использовании обоих механизмов является весьма нетривиальной задачей, а эффективность, производительность, надежность процесса экскавации напрямую зависят от уровня квалификации машиниста. С учетом общей сложности управления и достаточно тяжелых производственных условий этой квалификации далеко не всегда хватает для эффективного выполнения комплексной задачи, что обуславливает актуальность решения задач автоматизации управления процессом экскавации, в том числе идентификации положения ковша в забое с сохранением траектории и скорости его перемещения при копании [54].

Режимы работы двигателей главных механизмов (механизмов подъема ковша и напора) карьерных экскаваторов характеризуются большим числом включений, значительной вариацией нагрузок и скоростей рабочих движений, существенно зависят от горнотехнических условий разработок и физико-механических свойств горных пород. Одним из основных резервов роста

производительности карьерных экскаваторов является формирование и поддержание рациональных режимов совместного функционирования главных исполнительных механизмов в процессе копания для конкретных условий эксплуатации, обеспечивающих полную реализацию технических возможностей оборудования и максимальную степень использования установленной мощности силового оборудования [73].

Характерными особенностями функционирования главных механизмов (механизмов подъема и напора) одноковшовых экскаваторов с рабочим оборудованием прямая лопата (мехлопаты) являются [58]:

- процесс экскавации грунта заключается в совместном действии главных механизмов и механизма рабочего оборудования, соединяющего главные механизмы с ковшом;
- ведущим звеном общего передаточного механизма привода главных механизмов является ковш, закон движения которого формирует режимные параметры главных механизмов.

Управление рабочим процессом экскавации заключается в реализации скоростей рабочих движений (скоростей подъема и напора), обеспечивающих заданные траектории движения ковша (вершины режущей кромки) – эквидистант (кривых, удаленных на одинаковом расстоянии, равном толщине слоя срезаемого слоя породы) для связных и взорванных полускальных и скальных пород и ломаных (с перегибами) кривых при некачественной подготовке горной массы (наличие негабаритов и крупных кусков с размерами 0,5-1,0 м).

Полученные ранее аналитические зависимости позволяют определить по специальной программе для ЭВМ соотношения между параметрами, характеризующими положение ковша в забое, и требуемым уровнем управляющего воздействия, то есть рассчитать требуемые значения функций управления приводами механизмов подъема ФУП и напора ФУН (скоростями подъема и напора) для реализации заданной траектории перемещения ковша [87, 124].

Для решения задач исследования выполнены имитационное моделирование процесса экскавации на основе математической модели рычажного механизма рабочего оборудования и вычислительный эксперимент по определению режимных параметров главных механизмов при экскавации.

3.2. Имитационное моделирование процесса экскавации

На основе математической модели передаточного рычажного механизма, соединяющего главные механизмы с ковшом и преобразующего движения ведомых звеньев главных механизмов в перемещение ковша, разработана блок-схема расчета режимных параметров главных механизмов в виде имитационной цифровой модели процесса экскавации горных пород, выполнено имитационное моделирование (вычислительный эксперимент), результаты которого представлены в виде набора расчетных значений скоростей подъема и напора, обеспечивающих перемещение ковша (вершины режущей кромки) по заданной траектории [17, 40, 54]. Разработанная методика расчета позволяет определить скорости рабочих движений в соответствии с паспортом экскаваторного забоя.

Имитационная модель является основным инструментом для проведения системного анализа и установления взаимосвязей между параметрами механизма рабочего оборудования и главных механизмов. При моделировании процесса экскавации при заданных значениях параметров, определяющих положение ковша в рабочей зоне экскаватора (координаты вершины режущей кромки, скорость копания, угол наклона касательной к траектории перемещения ковша, т. е. вершины режущей кромки, и др.), находятся значения режимных параметров главных механизмов. В общем виде результаты имитационного моделирования представляют собой функционалы, т. е. зависимости между расчетными значениями энергосиловых параметров, реализуемых на ковше в конкретной точке (или зоне) рабочей зоны, и соответствующими режимными параметрами главных механизмов и двигателей [31, 123].

В качестве метода исследований на данном этапе принят вычислительный эксперимент, выполняемый на основе имитационной модели процесса экскавации грунта. Для алгоритмических моделей экспериментирование с помощью модели тождественно нахождению значений выходных характеристик при заданных значениях входных переменных и постоянных аргументов, т. е. подстановке в алгоритм конкретных чисел и расчету по формулам. Перебор вариантов решений производится с заданным шагом варьирования. В ходе просчета и калибровки математической модели накапливается информация о функциональных возможностях различных структурных схем рабочего оборудования. Таким образом, имитационное моделирование состоит в многократном воспроизведении функционирования (поведения) исследуемой системы на основе математической модели. Результаты имитационного моделирования представляют собой набор величин, характеризующих исследуемый процесс [10, 103, 124].

Основой для разработки имитационной модели процесса экскавации горных пород и, в частности, формирования траекторий перемещения ковша являются результаты исследования кинематики рычажного механизма, образующегося при совместном действии главных механизмов (см. рисунок 2.4). На основе математической модели механизма рабочего оборудования разработана блок-схема расчета режимных параметров главных механизмов при заданных энергосиловых параметрах, реализуемых на ковше, и заданной траектории перемещения ковша в рабочей зоне карьерного экскаватора.

Задачу формирования траектории перемещения ковша можно сформулировать следующим образом: перемещение ковша из одной точки траектории в другую возможно при условии, что текущие значения скоростей подъема и напора в этих точках будут равны расчетным значениям, соответствующим значениям координат вершины режущей кромки ковша (обобщенных координат рычажного механизма) в этих точках в системе координат XOY , где оси системы координат OX – уровень стояния экскаватора и OY – ось вращения поворотной платформы.

Данное условие соблюдается при выполнении следующих процедур при пошаговом перемещении ковша [54]:

- задание начального положения ковша (соответственно, задание значений координат вершины режущей кромки ковша $X_{к1}$ и $Y_{к1}$ в начальной точке шага 1 – 2) и расчет скоростей рабочих движений в начальной точке;
- определение координат вершины режущей кромки ковша в конечной точке шага $X_{к2}$ и $Y_{к2}$ и расчет скоростей рабочих движений в конечной точке;
- определение темпов изменения скоростей рабочих движений.

Блок-схема формирования траектории перемещения ковша в соответствии с принятыми процедурами составит:

- 1) задание начального положения ковша с координатами вершины режущей кромки ковша $X_{к1}$ и $Y_{к1} = 0$;
- 2) расчет скоростей рабочих движений в начальной точке шага 1 – 2.

Скорости напора и подъема зависят от кинематических свойств рычажного механизма и в общем виде определяются из выражений:

$$V_{н} = f_1(X_{к}, Y_{к}, V_{к}, l_n, \psi, \alpha_i); \quad (3.1)$$

$$V_{п} = f_2(X_{к}, Y_{к}, V_{к}, l_n, \psi, \alpha_i),$$

где $V_{к}$ – скорость копания; l_n – размеры (длины) звеньев рычажного механизма; ψ – угол наклона траектории перемещения ковша, равный углу откоса рабочего уступа (развала пород); α_i – углы, определяющие положения звеньев;

- 3) расчет координат вершины режущей кромки ковша в конечной точке шага:

$$X_{к2} = X_{к1} + V_{к} t_{ш} \cos \psi; \quad (3.2)$$

$$Y_{к2} = Y_{к1} + V_{к} t_{ш} \sin \psi,$$

где $t_{ш} = l_{ш} / V_{к}$ – длительность шага; $l_{ш}$ – величина шага, определяемая в зависимости от точности расчетов;

- 4) расчет скоростей рабочих движений в конечной точке шага;
- 5) определение темпов изменения скоростей рабочих движений:

$$T_{н} = V_{н2} - V_{н1}; \quad (3.3)$$

$$T_{п} = V_{п2} - V_{п1};$$

б) пошаговое перемещение ковша при переменных значениях скоростей напора и подъема:

$$V_{\text{H}} = V_{\text{H1}} + T_{\text{H}} \sum_{i=1}^n \Delta_i / t_{\text{ш}} ;$$

$$V_{\text{П}} = V_{\text{П1}} + T_{\text{П}} \sum_{i=1}^n \Delta_i / t_{\text{ш}} ,$$
(3.4)

где Δ_i – интервал времени между переключениями аппаратуры управления; n – количество переключений.

Линейный закон изменения скоростей рабочих движений при перемещении ковша на отдельном шаге принят ввиду малых приращений скоростей за время $t_{\text{ш}}$.

Цикл пошагового перемещения ковша по данной траектории повторяется до достижения финальной точки траектории – кромки уступа. Далее осуществляется переход на следующую траекторию.

Таким образом, формирование траектории перемещения ковша в процессе экскавации горных пород заключается, в основном, в создании модели единичного шага перемещения ковша.

Имитационная модель реализована в цифровом виде в приложении Microsoft Excel с использованием таблиц ввода данных и вывода результатов, встроенных формул, диаграмм, именованных областей данных и программного кода для расчета, написанного на алгоритмическом языке Visual Basic for Application (рисунки 3.1-3.3, Приложение 1).

Исходными данными для расчета при помощи модели являются:

1. Размеры ковша;
2. Вместимость ковша;
3. Плотность породы;
4. Сила тяжести порожнего ковша;
5. Координаты оси пяты стрелы;
6. Координаты оси напорного вала;
7. Координаты оси головных блоков;

8. Радиус головного блока;
9. Радиус кремальерной шестерни (напорного блока);
10. Длина рукояти;
11. Сила тяжести рукояти;
12. Угол наклона траектории к горизонту;
13. Координаты точки начала траектории;
14. Скорость вершины зуба ковша (скорость ковша);
15. Касательная составляющая силы сопротивления копанью;
16. Коэффициент нормальной составляющей силы сопротивления копанью;
17. Количество траекторий;
18. Ширина стружки при копании.

Исходные данные для расчета			
Наименование параметра	Размерность	Обозначение	Значение
	м	l_0	2
	м	l_1	4,5
	м	l_2	1,5
1. Размеры ковша	град	α_1	0
	град	α_2	0
	град	α_3	-45
2. Вместимость ковша	м ³	E_0	20
3. Плотность породы	т/м ³	ρ	2,5
4. Сила тяжести порожнего ковша	кН	G_0	400
5. Координаты оси пяти стрелы	м	X_0	3,3
	м	Y_0	5,2
6. Координаты оси напорного вала	м	X_{01}	5
	м	Y_{01}	12
7. Координаты оси головных блоков	м	X_{02}	16
	м	Y_{02}	17,9
8. Радиус головного блока	м	R	1,28
9. Радиус кремальерной шестерни (напорного блока)	м	O_1A	0,7
10. Длина рукояти	м	L_p	12
11. Сила тяжести рукояти	кН	G_p	300
12. Угол наклона траектории к горизонту	град	ψ	60
13. Координаты точки начала траектории	м	X_n	9
	м	Y_n	0
14. Скорость вершины зуба ковша (скорость ковша)	м	v_n	1
15. Касательная составляющая силы сопротивления копанью	кН	F_{0t}	325
16. Коэффициент нормальной составляющей силы сопротивления копанью		k	0,1
17. Количество траекторий		N_t	23
18. Ширина стружки при копании		B_c	0,304
19. Максимальная высота копания	м	Γ_{max}	12

Рисунок 3.1 – Ввод исходных данных для расчета

```

Microsoft Visual Basic for Applications - Методика расчета_9.xls - [Module1] (Code)
File Edit View Insert Format Debug Run Tools Add-Ins Window Help
Ln 128, Col 1
(Rасчет)
Sub Расчет()
Dim A, B, C, z, u_a, l_p, x_b, y_b, x_c, y_c, d, e, u, u_b, u_br, l_p, x_d, y_d
Dim fi_2, fi_2p, v_n, OC, OK, v_cl, fi_l, fi_lr, v_c, gamma, gammar, v_n, fi_pi_2, fi_pi_2p
Dim Polx, Poly, Po2x, Po2y, Xsk, Xsp, Ml, F_n, F_m, Gkp, Fl, u_ar, G_por
Dim i, iv, T, N_ц, v_por, Xнкj, An, Bп, Cп, epsilon, delta, Dп, bpac, dy, dx, КПД
T = 0
v_por = 0
i = 1
iv = 5
N_ц = 10 'количество расчетных позиций при перемещении ковша до расчетной высоты копания при заданной траектории
Xнкj = Xкм - Bc
Worksheets("Т_Кинем").Range("N2") = Vк 'вывод скорости в таблице
G_por = Ek * го * 0.9 * 9.81 / 1.5 'сила тяжести пород
For j = 1 To Nт 'цикл расчета всех траекторий
T = -10 / N_ц
v_por = -Ek / N_ц
Xнкj = Xнкj + Bc 'следующая начальная координата точки К для данной траектории - внедрение на ширину стружки
Yк = Yкм - Ymax / N_ц 'возвращение к начальной точки копания для данной траектории
Xк = Xнкj - Ymax / N_ц / Tan(psi) 'возвращение к начальной точки копания для данной траектории
For i = 0 To N_ц 'цикл расчета одной траекторий
T = T + 10 / N_ц 'шаг в диапазоне от 0 до 10
v_por = v_por + Ek / N_ц 'текущий объем породы в ковше
Yк = Yк + Ymax / N_ц 'увеличение координаты точки копания за шаг
Xк = Xк + Ymax / N_ц / Tan(psi) 'увеличение координаты точки копания за шаг
Gkp = Gк + i * G_por / N_ц 'заполнение ковша породой - увеличение силы тяжести пруженого ковша за шаг
A = OA + l_1 * Sin(a_1)
B = Yк - y_ol
C = Xк - x_ol
z = (C * B + A * (B ^ 2 + C ^ 2 - A ^ 2) ^ 0.5) / (A ^ 2 - B ^ 2)
dy = C * B + A * (B ^ 2 + C ^ 2 - A ^ 2) ^ 0.5
dx = A ^ 2 - B ^ 2
bpac = Atn(Abs(dy) / Abs(dx))
u_a = bpac
If dy >= 0 And dx < 0 Then u_a = pi - bpac
If dy < 0 And dx <= 0 Then u_a = pi + bpac
If dy < 0 And dx > 0 Then u_a = 2 * pi - bpac

```

Рисунок 3.2 – Фрагмент программного кода программы расчета

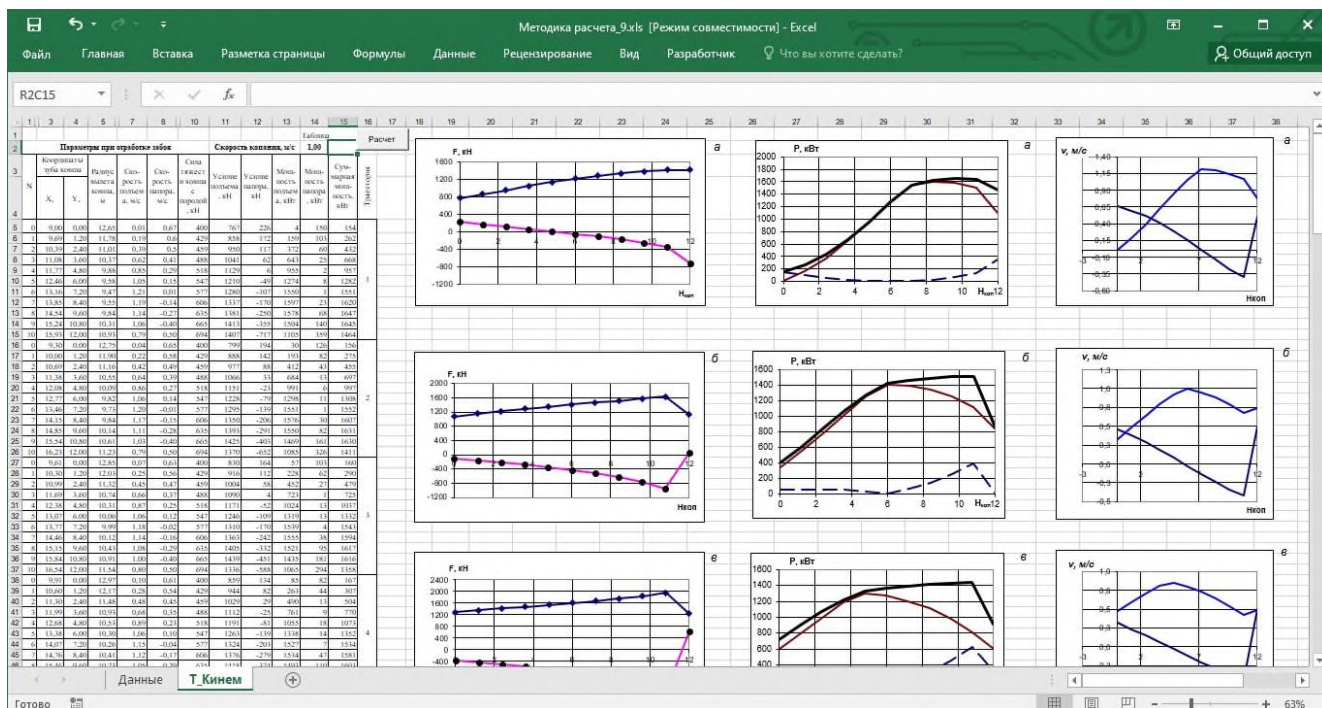


Рисунок 3.3 – Вывод результатов расчета

На основе разработанного алгоритма производится имитация рабочего процесса отработки зноба и реализуются различные исследовательские задачи в рамках вычислительного эксперимента. Программа расчета позволяет определить

режимные параметры одновременно для всех возможных траекторий отработки забоя при данном уровне стояния экскаватора и данных горнотехнических условиях. В рамках вычислительного эксперимента с использованием разработанной программной модели производится имитация рабочего процесса экскавации горных пород и реализуются различные исследовательские задачи.

3.3. Вычислительный эксперимент на основе имитационной модели

На основе имитационной модели выполнен вычислительный эксперимент по расчету режимных параметров главных механизмов экскаватора ЭКГ-20 (ЭКГ-20А) производства ПАО «Уралмашзавод» (рисунок 3.4) при отработке экскаваторного забоя [48, 56].



Рисунок 3.4 – Экскаватор ЭКГ-20

Основные исходные данные для расчета [10, 57, 87]:

- ковш перемещается по прямолинейным эквидистантным траекториям; траектории перемещения ковша (вершины режущей кромки – точки K) представляют собой прямые линии, проходящие по границам и центру рабочей зоны под углом, равным углу откоса уступа;

- углы наклона траекторий перемещения ковша (вершины режущей кромки – точки K) приняты $\psi = 50, 60$ и 70 градусов, что соответствует фактическим значениям углов откоса забоя (уступа);

- размеры рабочей зоны экскаватора (рисунок 3.5) [11, 111] – максимальная высота копания $H_{к.мах}$ = 17 м, расчетная высота копания $H_{к.мах}$ = 12 м; минимальный и максимальный радиусы копания на уровне стояния экскаватора $R_{к.ус.мин}$ = 9 м (начальная траектория) и $R_{к.ус.мах}$ = 18 м (конечная траектория), максимальный радиус копания $R_{к.мах}$ = 23,4 м; скорость копания $V_K = 1$ м/с;

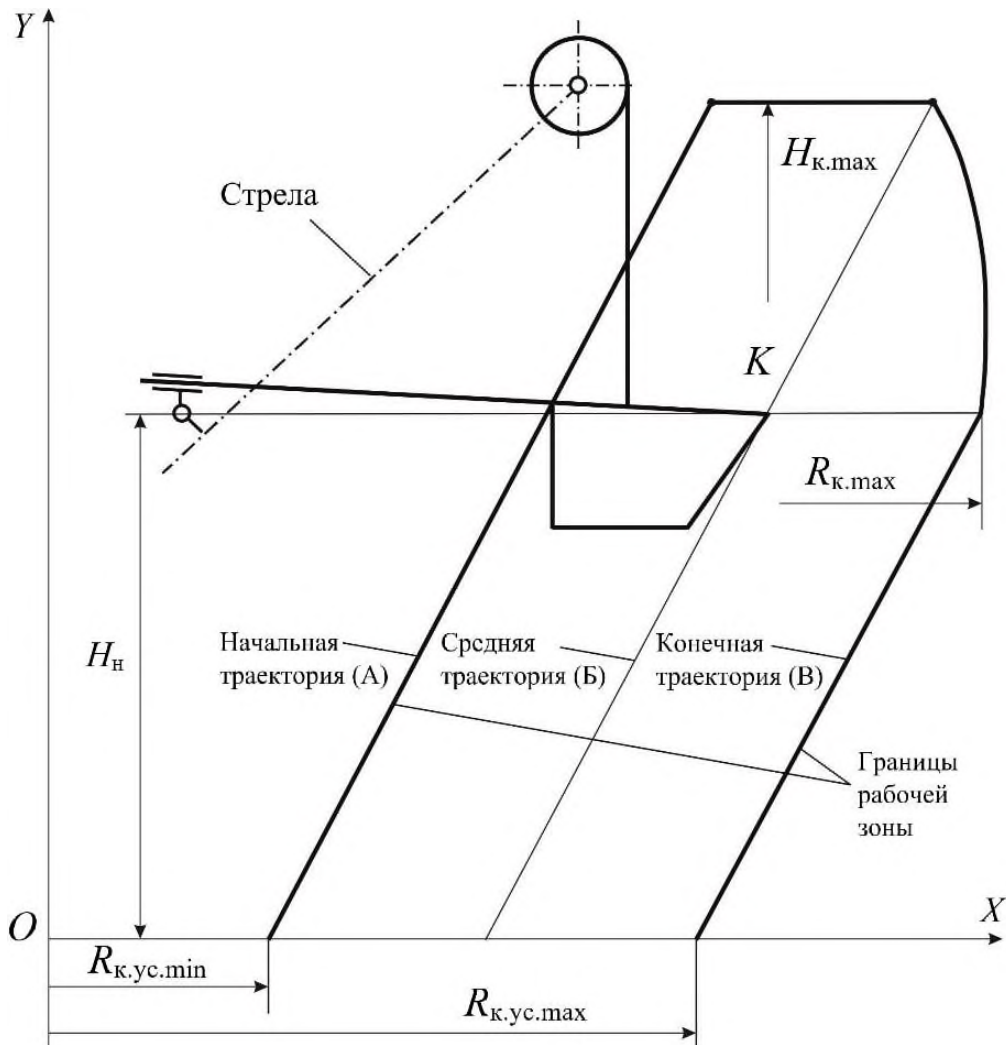


Рисунок 3.5 – Рабочая зона карьерного экскаватора (мехлопаты): XOY – система координат: OX – уровень стояния экскаватора; OY – ось вращения платформы; А, Б, В – траектории перемещения ковша; H_n – высота оси напорного вала; $H_{к.мах}$ – максимальная высота копания; $R_{к.мах}$ – максимальный радиус копания; $R_{к.ус.мин}$, $R_{к.ус.мах}$ – минимальный и максимальный радиусы копания на уровне стояния экскаватора

- грунт полускальный и скальный, насыпная плотность грунта составляет $\rho_n = 2,5$ т/м³;

- сила сопротивления породы копания (касательная составляющая): $F_{c1}^{\tau} = 325$ кН при расчетной высоте копания и $F_{c2}^{\tau} = 230$ кН при максимальной высоте копания; силы тяжести порожнего ковша $G_k = 400$ кН; груженого ковша $G_{k+\pi} = 700$ кН и рукояти $G_p = 300$ кН;

- соотношение между нормальной F_c^n и касательной F_c^{τ} силы сопротивления породы копания равно $K = F_c^n / F_c^{\tau} = 0,1$.

В таблицах 3.1 и 3.2 приведены результаты расчета режимных параметров главных механизмов (скорости подъема V_{π} и напора V_n , усилия подъема F_{π} и напора F_n) при перемещении ковша в пределах рабочей зоны по начальной, средней (т. е. в центре рабочей зоны экскаватора) и конечной траекториям с углом наклона, соответствующим углу откоса уступа.

Таблица 3.1 – Режимные параметры главных механизмов экскаватора ЭКГ-20А (при расчетной высоте копания)

№№	Исходные данные			Расчетные данные			
	X_k , м	Y_k , м	$G_{k+\pi}$, кН	V_{π} , м/с	V_n , м/с	F_{π} , кН	F_n , кН
Начальная траектория (А)							
1	9	0	400	0,95	-0,87	440	-580
2	10,15	2	450	0,91	-0,81	510	-580
3	11,3	4	500	0,84	-0,70	570	-590
4	12,45	6	550	0,70	-0,51	690	-580
5	13,6	8	600	0,52	-0,19	920	-580
6	14,75	10	650	0,50	0,19	1240	-670
7	15,9	12	700	0,66	0,50	1590	-840
Средняя траектория (Б)							
11	13,5	0	400	0,88	-0,64	770	-230
12	14,65	2	450	0,83	-0,51	810	-240
13	15,8	4	500	0,76	-0,34	850	-230
14	16,95	6	550	0,70	-0,12	890	-200
15	18,1	8	600	0,66	0,11	960	-120
16	19,25	10	650	0,65	0,32	1020	2
17	20,4	12	700	0,62	0,50	1080	200
Крайняя траектория (В)							
21	18	0	400	0,79	-0,39	1020	110

22	19,15	2	450	0,73	-0,25	1060	150
23	20,3	4	500	0,68	-0,09	1100	210
24	21,45	6	550	0,61	0,07	1150	320
25	22,6	8	600	0,53	0,23	1210	480
26	23,75	10	650	0,42	0,38	1290	710
27	24,9	12	700	0,27	0,50	1420	1030

Таблица 3.2 – Режимные параметры главных механизмов экскаватора ЭКГ-20 (при максимальной высоте копания)

№№	Исходные данные			Расчетные данные			
	X_k , м	Y_k , м	$G_{k+п}$, кН	$V_{п1}$, м/с	$V_{п2}$, м/с	$F_{п1}$, кН	$F_{п2}$, кН
Начальная траектория (А)							
1	9	0	400	0,95	-0,87	290	-630
2	10,15	2	435	0,92	-0,81	350	-620
3	11,3	4	470	0,84	-0,70	420	-605
4	12,45	6	500	0,70	-0,51	520	-580
5	13,6	8	540	0,52	-0,19	700	-555
6	14,75	10	575	0,50	0,19	975	-590
7	15,9	12	610	0,66	0,50	1270	-700
8	17,05	14	650	0,80	0,70	1560	-850
9	18,2	16	680	0,89	0,81	1810	-1005
10	18,8	17	700	0,91	0,84	1910	-1060
Средняя траектория (Б)							
11	13,5	0	400	0,88	-0,64	610	-310
12	14,65	2	435	0,83	-0,51	640	-300
13	15,8	4	470	0,76	-0,34	680	-280
14	16,95	6	500	0,70	-0,12	710	-230
15	18,1	8	540	0,66	0,11	780	-155
16	19,25	10	575	0,65	0,32	830	-40
17	20,4	12	610	0,62	0,50	885	140
18	21,55	14	650	0,50	0,63	930	420
19	22,7	16	680	0,22	0,72	1015	845
20	23,3	17	700	0,02	0,76	1125	1130

Из приведенных таблиц следует, что режимы работы двигателей и режимные параметры главных механизмов существенно изменяются в пределах рабочей зоны экскаватора в зависимости от положения ковша.

Можно выполнить оценку режимов работы двигателей механизмов подъема и напора при экскавации породы при расчетной высоте копания [57].

Экскавация породы при расчетной высоте копания является основным способом работы экскаватора, при котором реализуются максимальные рабочие

нагрузки из условия устойчивости экскаватора, и достигается наибольшая производительность.

Из данных таблицы 3.1 следует, что двигатель механизма подъема работает в двигательном режиме [22] в пределах рабочей зоны, при этом с ростом радиуса копания (координаты X_K) значения скоростей подъема уменьшаются при одновременном увеличении усилий подъема (за исключением положения ковша с координатой $X_K = 15,9$ м).

Режимы работы двигателя механизма напора существенно меняются как при изменении радиуса копания, так и ординаты Y_K .

Так, при копании в нижней части рабочей зоны двигатель механизма напора работает в трех режимах:

- при перемещении ковша по начальной А и средней Б траекториям в двигательном режиме с обратным вращением ($V_H < 0$ и $F_H < 0$);
- при перемещении ковша по крайней траектории В сначала (поз. 21-23) в генераторном режиме (режиме противовключения при $V_H < 0$ и $F_H > 0$) и затем (поз. 24) в двигательном режиме ($V_H > 0$ и $F_H > 0$).

При копании в средней части рабочей зоны двигатель механизма напора работает в следующих режимах:

- при перемещении ковша по начальной траектории А сначала в двигательном режиме с обратным вращением и затем в генераторном режиме (режиме динамического торможения при $V_H > 0$ и $F_H < 0$);
- при перемещении ковша по средней траектории Б в двигательном режиме с обратным вращением (поз. 14), далее (поз. 15) в режиме динамического торможения и затем в двигательном режиме;
- при перемещении ковша по крайней траектории В в двигательном режиме.

Также можно определить режимы работы двигателей механизмов подъема и напора при экскавации породы при максимальной высоте копания.

Из таблицы 3.2 следует, что двигатель механизма подъема работает в двигательном режиме, причем при перемещении ковша по начальной траектории А усилия подъема значительно возрастают, а скорость подъема сначала уменьшается (примерно в два раза), а затем снова увеличивается. Как можно заметить, при расположении ковша в верхней части рабочей зоны скорости подъема и напора примерно равны скорости копания, т. е. имеют максимальные значения. При этом значения усилий подъема и напора возрастают ввиду противодействия двигателей подъема и напора (разнонаправленности усилий подъема и напора).

Двигатель механизма напора работает в следующих режимах:

- при перемещении по начальной траектории сначала в двигательном режиме с обратным вращением, а затем в режиме динамического торможения;
- при перемещении ковша по средней траектории сначала в двигательном режиме с обратным вращением, затем в режиме динамического торможения и в конце хода в двигательном режиме.

Функционирование в различных режимах обуславливает существенную вариацию режимных параметров механизма напора.

В целом, расчеты показывают, что в рабочей зоне экскаватора имеются критические участки, в которых режимные параметры принимают экстремальные значения.

Так, при перемещении ковша по начальной траектории усилие подъема значительно возрастает с ростом высоты копания ввиду уменьшения плеча усилия подъема относительно точки O_1 (оси напорного вала) и при максимальной высоте копания усилие подъема достигает предельного значения, соответствующего стопорному моменту на валу двигателя подъемного механизма. При этом соответственно возрастает и усилие напора, которое направлено в сторону оси напорного вала (усилие напора имеет знак минус) и уравнивает усилие подъема.

При перемещении ковша по средней траектории скорость подъема уменьшается и при максимальной высоте копания имеет практически нулевое значение, т. е. двигатель подъемного механизма работает в режиме тормоза. В этом случае (при копании в верхней части забоя) перемещение ковша осуществляется, в основном, за счет напорного механизма.

В процессе копания при перемещении ковша по крайней траектории двигатели обоих механизмов (подъемного и напорного) работают в форсированных режимах, причем с ростом высоты копания двигатель подъемного механизма «сдает позиции» [10].

В целом, управление процессом копания затруднено и достижение требуемого закона движения ковша возможно при практически непрерывном контроле положения ковша в забое и постоянном регулировании скоростей рабочих движений.

Особое внимание необходимо обратить на степень отклонения значений усилий подъема и напора от номинального уровня до предельных значений, соответствующих величине стопорного момента на валах двигателей, что допустимо при автоматизированной системе привода главных механизмов. Так, при перемещении ковша по конечной траектории при увеличении усилия подъема при одновременном увеличении радиуса копания возможна потеря устойчивости экскаватора и поддомкрачивание стрелы с последующим ее падением в начальное положение [11, 57, 85]

На рисунках 3.6 и 3.7 представлены графики скоростей подъема и напора при перемещении ковша в процессе отработки забоя высотой 17 м [53, 56].

Из приведенных графиков следует, что скорости рабочих движений зависят как от высоты копания, так и от вида траектории перемещения ковша (вершины режущей кромки). Так, скорость подъема с ростом высоты копания уменьшается, причем при перемещении ковша по начальной траектории уменьшение скорости происходит лишь на нижнем участке, а при перемещении по средней траектории скорость подъема при максимальной высоте копания принимает отрицательные

значения. Скорость напора увеличивается с ростом высоты от отрицательных значений (при втягивании рукояти в седловой подшипник) до положительных при выдвигании рукояти.

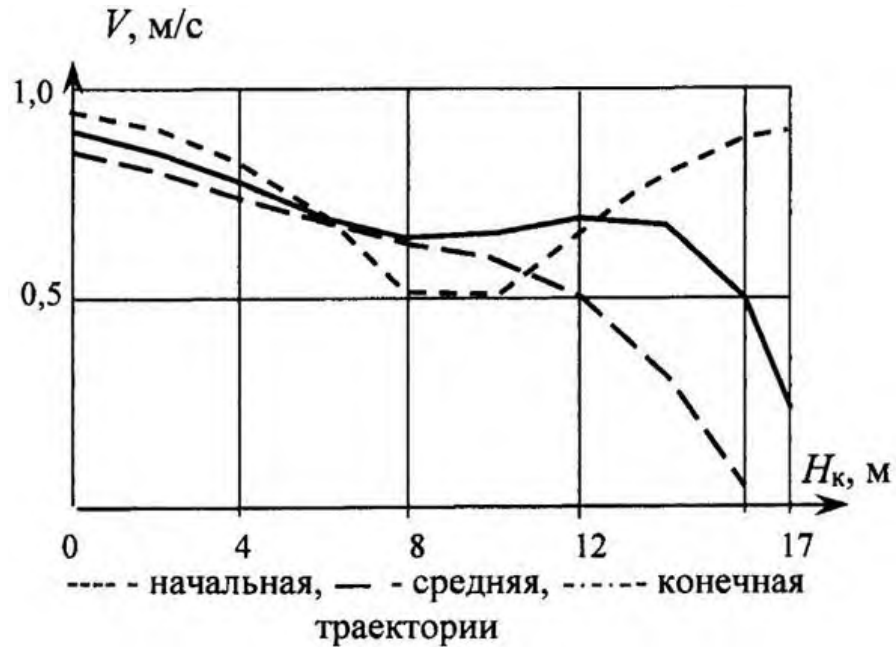


Рисунок 3.6 – Графики зависимости скорости подъема от высоты копания

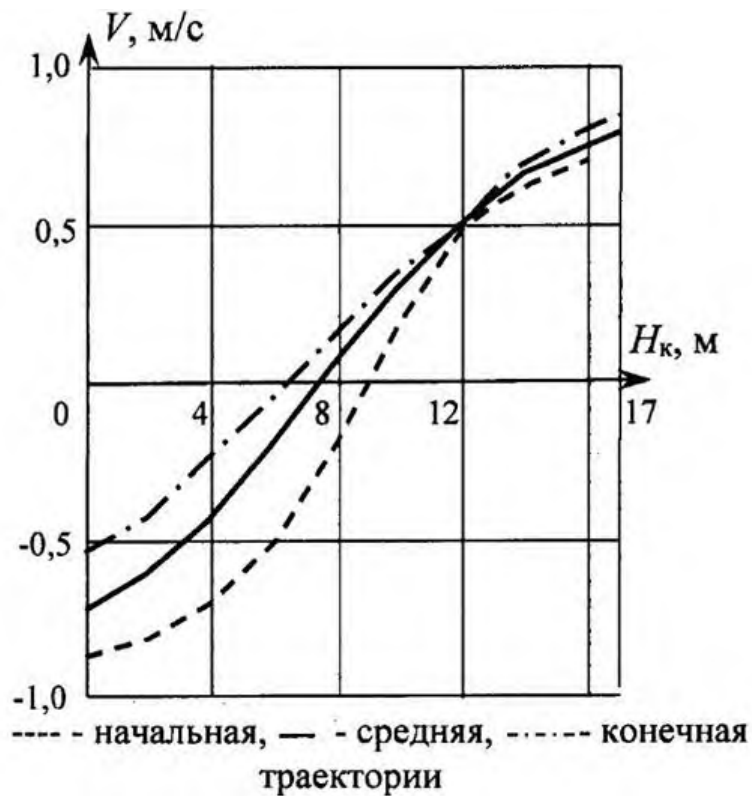


Рисунок 3.7 – Графики зависимости скорости напора от высоты копания

Таким образом, в процессе экскавации горных пород происходит преобразование режимных параметров подъемного и напорного механизмов в соответствии с кинематическими свойствами рычажного механизма рабочего оборудования. В результате изменяются режимы работы двигателей главных механизмов и значения скоростей и усилий подъема и напора, что затрудняет ведение процесса экскавации и требует постоянного регулирования скоростей рабочих движений [10, 120].

В целом, вариация значений режимных параметров главных механизмов в процессе экскавации обуславливается как изменением расстояний (линейных и угловых) между звеньями механизма рабочего оборудования, так и направлениями векторов скоростей подъема, напора и копания.

В таблице 3.3 приведены рациональные значения скоростей подъема и напора при скорости копания при перемещении ковша в процессе отработки забоя высотой 17 м по расчетным траекториям 9 м (начальной), 12 м (средней) и 15 м (конечной), а на рисунке 3.8 для данных траекторий построены планы скоростей.

Таблица 3.3 – Режимные параметры главных механизмов экскаватора ЭКГ-20А при высоте $H_k = 17$ м (угол наклона траектории перемещения ковша $\psi = 60^\circ$)

№ п/п	Координаты точки К		Скорости подъема и напора		Усилия подъема и напора		Мощности усилий	
	$X_k, \text{ м}$	$Y_k, \text{ м}$	$V_{п}, \text{ м/с}$	$V_{н}, \text{ м/с}$	$F_{п}, \text{ кН}$	$F_{н}, \text{ кН}$	$P_{п}, \text{ кВт}$	$P_{н}, \text{ кВт}$
Начальная траектория ($X_{к0} = 9 \text{ м}$)								
1	9,0	0	0,95	-0,87	290	630	275	550
2	10,15	2	0,92	-0,81	350	620	331	490
3	11,30	4	0,84	-0,70	420	605	352	421
4	12,45	6	0,70	-0,51	520	580	359	292
5	13,60	8	0,52	-0,19	700	555	366	106
6	14,75	10	0,50	0,19	975	590	489	110
7	15,90	12	0,66	0,50	1270	700	826	348
8	17,05	14	0,80	0,70	1560	850	1220	578
9	18,20	16	0,89	0,81	1810	1005	1580	795
10	18,80	17	0,91	0,84	1910	1060	1770	923
Средняя траектория ($X_{к0} = 12 \text{ м}$)								
11	12,0	0	0,90	-0,72	517	411	468	296
12	13,15	2	0,85	-0,61	560	402	478	246
13	14,30	4	0,78	-0,45	595	395	464	177
14	15,45	6	0,70	-0,23	674	346	472	80
15	16,60	8	0,65	0,04	755	294	487	11
16	17,75	10	0,66	0,29	838	217	550	64
17	18,90	12	0,69	0,50	886	95	613	48
18	20,05	14	0,68	0,65	896	115	608	74

19	21,20	16	0,49	0,75	890	497	433	371
20	21,80	17	0,25	0,78	960	806	218	638
Конечная траектория ($X_{к0} = 15$ м)								
21	15,0	0	0,85	-0,55	690	207	586	114
22	16,15	2	0,80	-0,42	722	187	577	78
23	17,30	4	0,74	-0,24	754	152	559	37
24	18,45	6	0,69	-0,04	791	91	544	4
25	19,60	8	0,64	0,16	835	9	538	1
26	20,75	10	0,60	0,35	885	156	528	54
27	21,90	12	0,51	0,50	937	372	474	186
28	23,05	14	0,32	0,62	1010	685	327	423
*29	24,20	16	0,08	0,70	1180	1130	43	793
*30	24,80	17	0,01	0,74	1350	1420	225	1057

* Примечание: точка расположена за пределами рабочей зоны экскаватора

Из приведенных данных следует, что скорости рабочих движений (подъема и напора) изменяются в широком диапазоне в зависимости от вида траектории перемещения ковша. Диапазоны изменения значений скоростей рабочих движений составляют: скорости напора $-0,87 \text{ м/с} \leq V_n \leq 0,84 \text{ м/с}$ и скорости подъема $0,01 \text{ м/с} \leq V_p \leq 0,95 \text{ м/с}$.

Так, при перемещении ковша по начальной траектории скорость подъема в начале и конце копания принимает наибольшие значения. В начале копания увеличение скорости подъема определяется совпадением направлений векторов скорости подъема и скорости копания. В конце копания увеличение скорости подъема определяется увеличением скорости точки С (оси шарнира подвески ковша). Скорость напора в начале процесса экскавации уменьшается (величина модуля вектора) до нулевого значения, а затем увеличивается.

При перемещении ковша по средней траектории скорость подъема изменяется от наибольшего значения в начале копания (при совпадении направлений векторов скоростей рабочих движений и скорости копания) до минимального значения в конце копания при несовпадении векторов скоростей подъема и напора. Скорость напора в начале процесса экскавации уменьшается (величина модуля) до нулевого значения, а затем увеличивается.

При перемещении ковша по конечной траектории скорость подъема уменьшается практически до нулевого значения, а скорость напора в начале копания уменьшается до нулевого значения, а затем увеличивается.

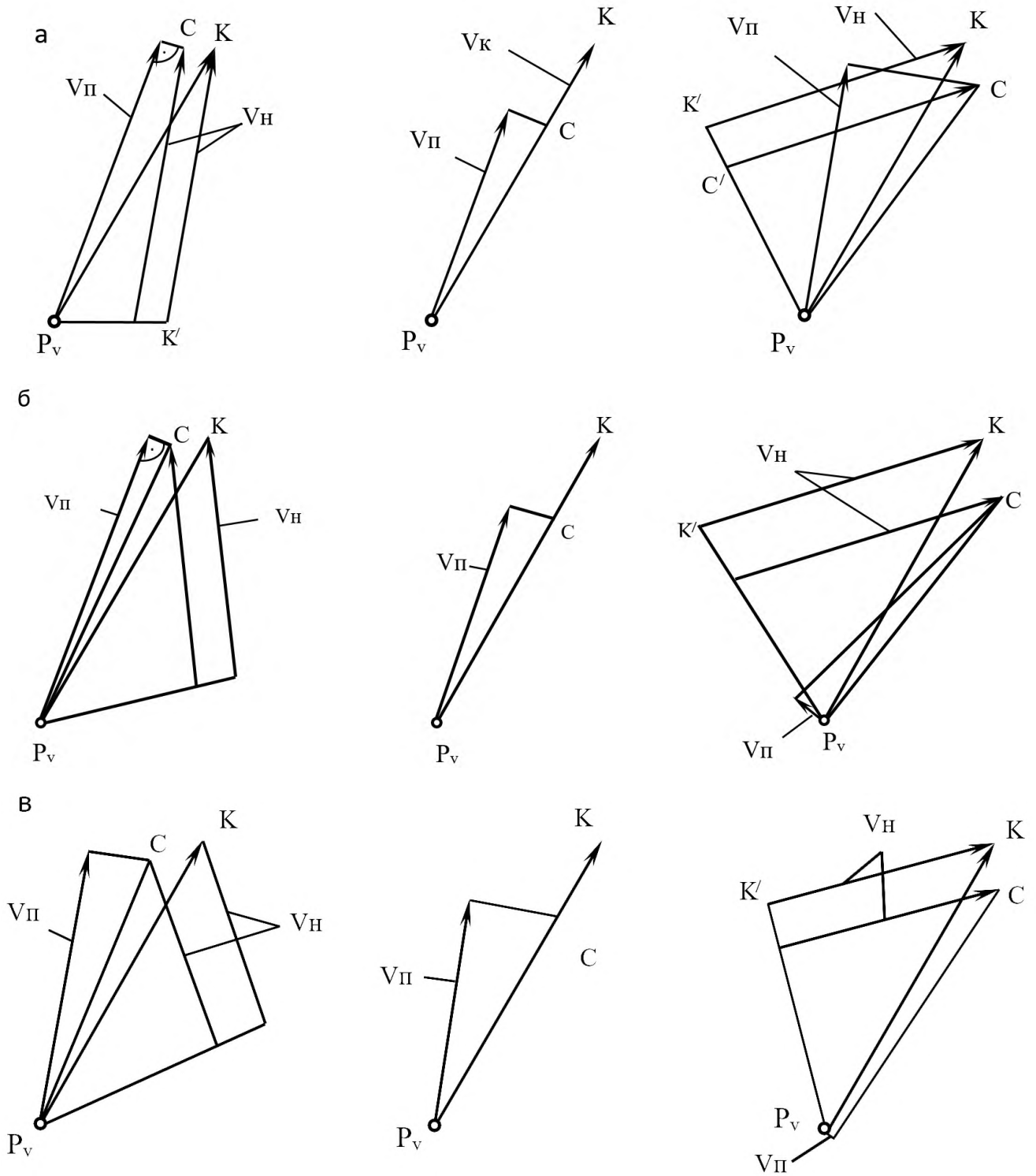


Рисунок 3.8 – Планы скоростей: а – нормальная траектория; б – средняя траектория; в – конечная траектория

Усилия подъема и напора изменяются в широком диапазоне и зависят, в основном, от вылета рукояти и высоты копания, т. е. от положения ковша. Так, при минимальном вылете рукояти усилия подъема и напора существенно возрастают при увеличении высоты копания. Рост усилий подъема и напора в этом случае

обусловлен уменьшением плеча действия усилия подъема относительно оси стойки при увеличении высоты копания и, соответственно, возрастанием как усилия подъема, так и усилия напора при стабильном уровне внешних нагрузок – сил тяжести элементов рабочего оборудования и силы сопротивления грунта копанью. При увеличении высоты копания усилие подъема возрастает, а усилие напора уменьшается [35].

На рисунке 3.9 показаны расчетные траектории (начальная, средняя и конечная), а в таблицах 3.4-3.6 приведены расчетные значения скоростей рабочих движений при перемещении ковша в пределах рабочей зоны экскаватора с различными углами наклона [124, 126].

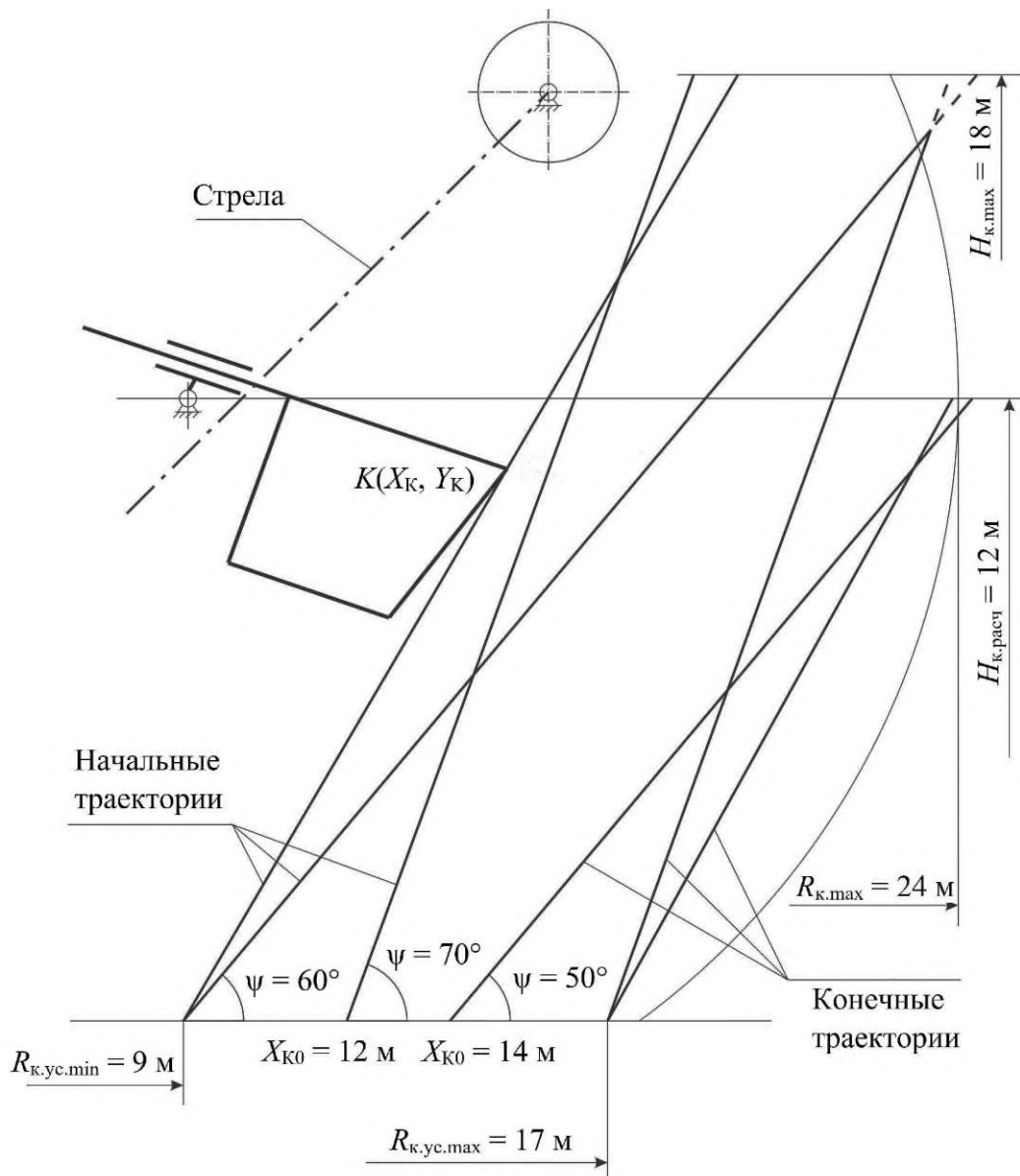


Рисунок 3.9 – Расчетные траектории перемещения ковша в рабочей зоне ЭКГ-20А

Для начальных траекторий с углами наклона 50° и 60° координата начальной точки составляет $X_{к0} = R_{к.ус. \min} = 9$ м, для траектории с углом наклона 70° – $X_{к0} = 12$ м. Средние траектории определяются координатой $X_{к0} = 13$ м. Координата начальной точки конечной траектории с углом наклона 50° составляет $X_{к0} = 14$ м, а конечных траекторий с углами 60° и 70° – $X_{к0} = R_{к.ус. \max} = 17$ м.

Таблица 3.4 – Скорости рабочих движений при перемещении ковша по эквидистантным траекториям ($\psi = 50^\circ$)

Y_k	Начальная траектория			Средняя траектория			Конечная траектория		
	X_k	$V_{п}$	$V_{н}$	X_k	$V_{п}$	$V_{н}$	X_k	$V_{п}$	$V_{н}$
0	9	0,92	-0,77	13	0,82	-0,53	14	0,80	-0,46
2	10,7	0,86	-0,65	14,7	0,76	-0,35	15,7	0,73	-0,28
4	12,4	0,76	-0,46	16,4	0,68	-0,13	17,4	0,66	-0,06
6	14,1	0,65	-0,17	18,1	0,61	0,11	19,1	0,59	0,16
8	15,8	0,60	0,17	19,8	0,55	0,34	20,8	0,51	0,36
10	17,5	0,63	0,45	21,5	0,45	0,51	22,5	0,38	0,52
12	19,2	0,64	0,64	23,2	0,26	0,64	24,2*	0,17	0,64
14	20,9	0,49	0,76	24,9*	-0,01	0,73			
16	22,6	0,09	0,83						
18	24,3*	-0,36	0,88						

* Не реализуется (точка K находится за пределами рабочей зоны).

Таблица 3.5 – Скорости рабочих движений при перемещении ковша по эквидистантным траекториям ($\psi = 60^\circ$)

Y_k	Начальная траектория			Средняя траектория			Конечная траектория		
	X_k	$V_{п}$	$V_{н}$	X_k	$V_{п}$	$V_{н}$	X_k	$V_{п}$	$V_{н}$
0	9	0,95	-0,87	13	0,89	-0,67	17	0,81	-0,44
2	10,15	0,91	-0,81	14,15	0,84	-0,54	18,15	0,76	-0,30
4	11,3	0,84	-0,70	15,3	0,77	-0,37	19,3	0,70	-0,14
6	12,45	0,70	-0,51	16,45	0,70	-0,16	20,45	0,64	0,04
8	13,6	0,52	-0,19	17,6	0,66	0,09	21,6	0,58	0,21
10	14,75	0,50	0,19	18,75	0,66	0,32	22,75	0,49	0,37
12	15,9	0,66	0,50	19,9	0,65	0,50	23,9	0,34	0,50
14	17,05	0,80	0,70	21,05	0,57	0,64	25,05*	0,13	0,60
16	18,2	0,89	0,81	22,2	0,30	0,73			
18	19,35	0,93	0,87	23,35*	-0,13	0,80			

* Не реализуется (точка K находится за пределами рабочей зоны).

Таблица 3.6 – Скорости рабочих движений при перемещении ковша по эквидистантным траекториям ($\psi = 70^\circ$)

Y_k	Начальная траектория			Средняя траектория			Конечная траектория		
	X_k	$V_{п}$	$V_{н}$	X_k	$V_{п}$	$V_{н}$	X_k	$V_{п}$	$V_{н}$
0	12	0,93	-0,83	13	0,92	-0,79	17	0,87	-0,59

2	12,75	0,89	-0,76	13,75	0,88	-0,70	17,75	0,84	-0,48
4	13,5	0,82	-0,65	14,5	0,81	-0,58	18,5	0,79	-0,35
6	14,25	0,71	-0,48	15,25	0,72	-0,41	19,25	0,74	-0,18
8	15	0,59	-0,24	16	0,64	-0,17	20	0,71	0,0
10	15,75	0,55	0,06	16,75	0,62	0,10	20,75	0,67	0,18
12	16,5	0,63	0,34	17,5	0,68	0,34	21,5	0,63	0,34
14	17,25	0,74	0,56	18,25	0,76	0,53	22,25	0,53	0,48
16	18	0,82	0,70	19	0,83	0,67	23	0,32	0,59
18	18,75	0,65	0,79	19,75	0,86	0,76	23,75*	-0,01	0,67

* Не реализуется (точка K находится за пределами рабочей зоны).

На рисунках 3.10 и 3.11 построены графики изменения скоростей подъема и напора в зависимости от высоты копания при перемещении ковша по траекториям с различными углами наклона при $X_{к0} = 13$ м [124, 126].

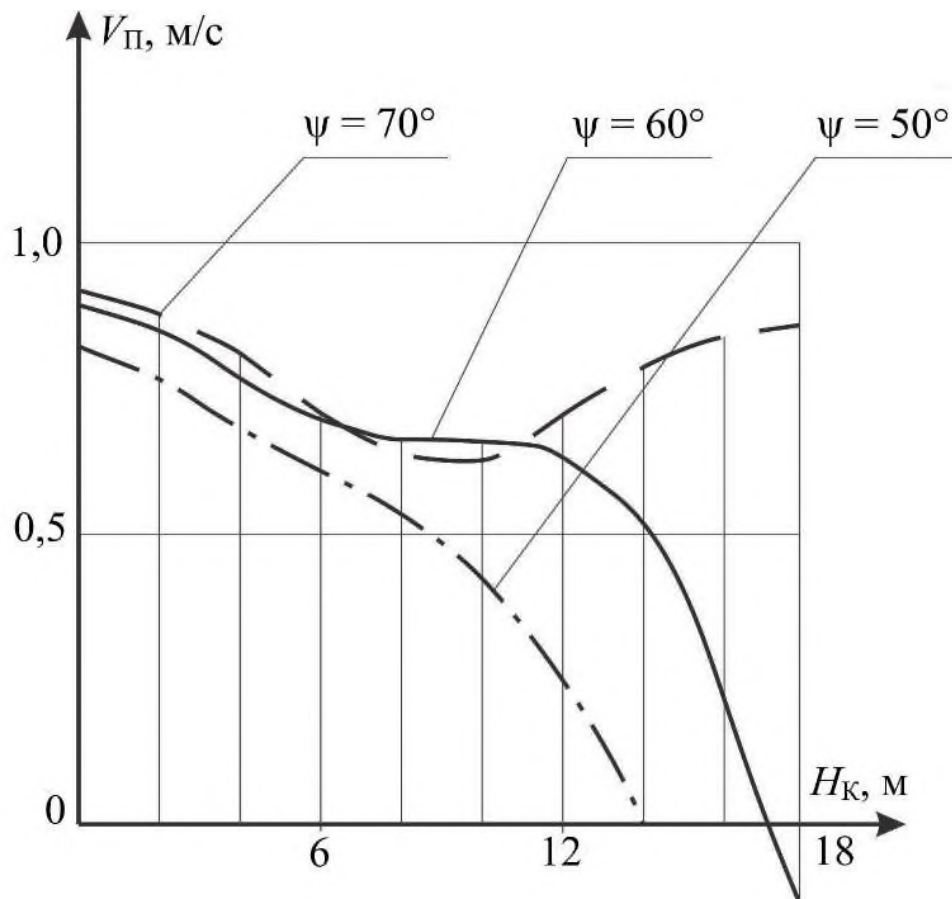


Рисунок 3.10 – График изменения скорости подъема в зависимости от высоты копания при перемещении ковша по траекториям с различными углами наклона ($X_{к0} = 13$ м)

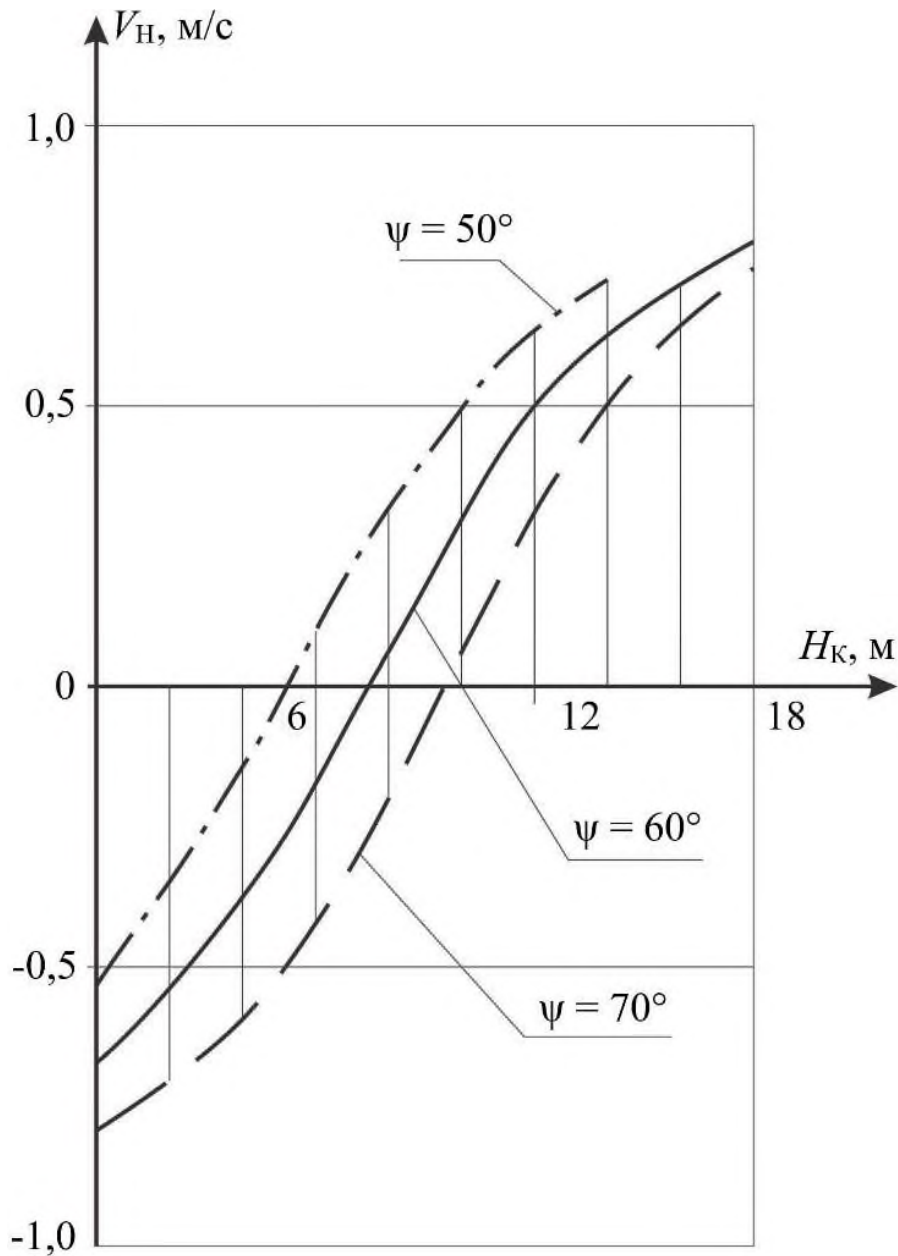


Рисунок 3.11 – График изменения скоростей напора в зависимости от высоты копания при перемещении ковша по траекториям с различными углами наклона ($X_{K0} = 13$ м)

Из расчетных данных и построенных графиков видно, что при перемещении ковша по траекториям с углами наклона 50° и 60° скорость подъема с ростом высоты копания уменьшается, и в конце копания (практически на границе рабочей зоны экскаватора) вектор скорости подъема меняет направление. При перемещении ковша по траектории с углом наклона 70° скорость подъема в начале также уменьшается, а затем (к концу копания) возрастает.

Характер изменения скорости напора при перемещении ковша по траекториям с различными углами напора практически не меняется. Модуль вектора скорости напора с ростом высоты копания сначала уменьшается, а затем возрастает, и при этом направление вектора скорости напора изменяется на противоположное, т. е. в начале копания происходит втягивание рукояти в седловой подшипник, а затем – выдвигание рукояти (напор).

Графики изменения скоростей подъема и напора в зависимости от радиуса копания приведены на рисунках 3.12 и 3.13.

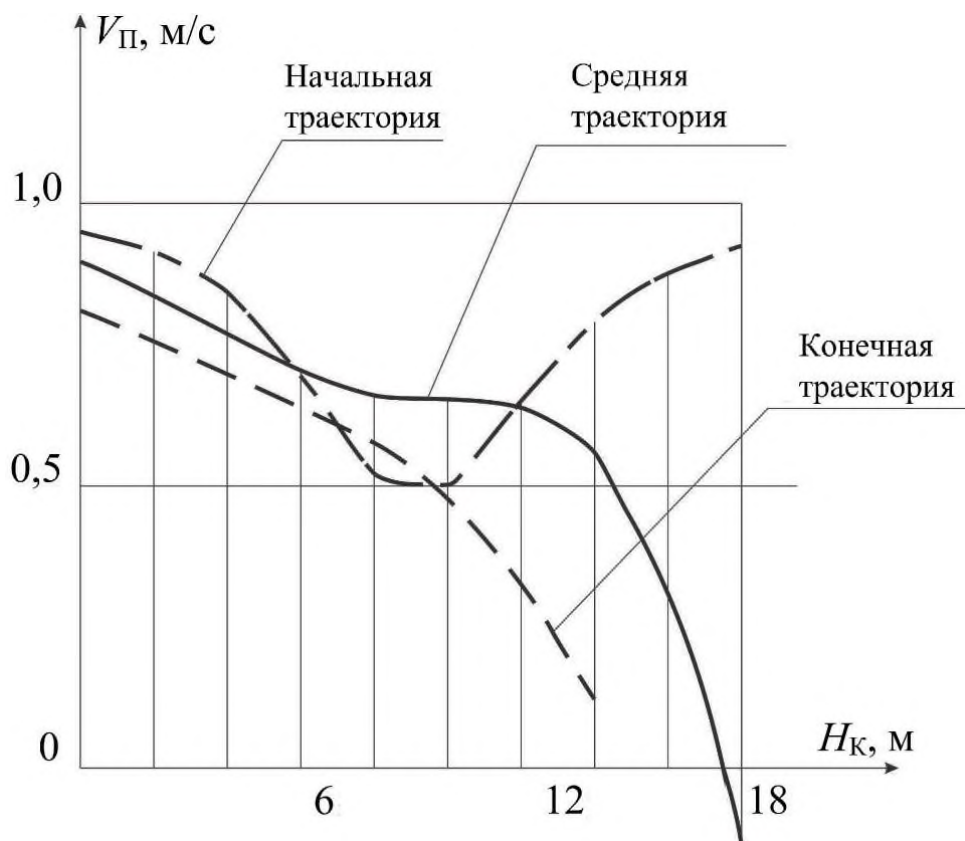


Рисунок 3.12 – График изменения скорости подъема в зависимости от радиуса копания при перемещении ковша по эквидистантным траекториям с углом наклона $\psi = 60^\circ$

Из приведенных графиков видно, что зависимости скоростей подъема и напора от радиуса копания аналогичны зависимостям скоростей подъема и напора от высоты копания, причем зависимости скоростей подъема и напора от радиуса копания при перемещении ковша по начальной траектории практически совпадают с зависимостями скоростей подъема и напора при перемещении ковша по

траектории с углом наклона 70° (см рисунки 3.10 и 3.11), а зависимости скоростей подъема и напора от радиуса копания при перемещении ковша по конечной траектории – с зависимостями при перемещении ковша по траектории с углом наклона 50° .

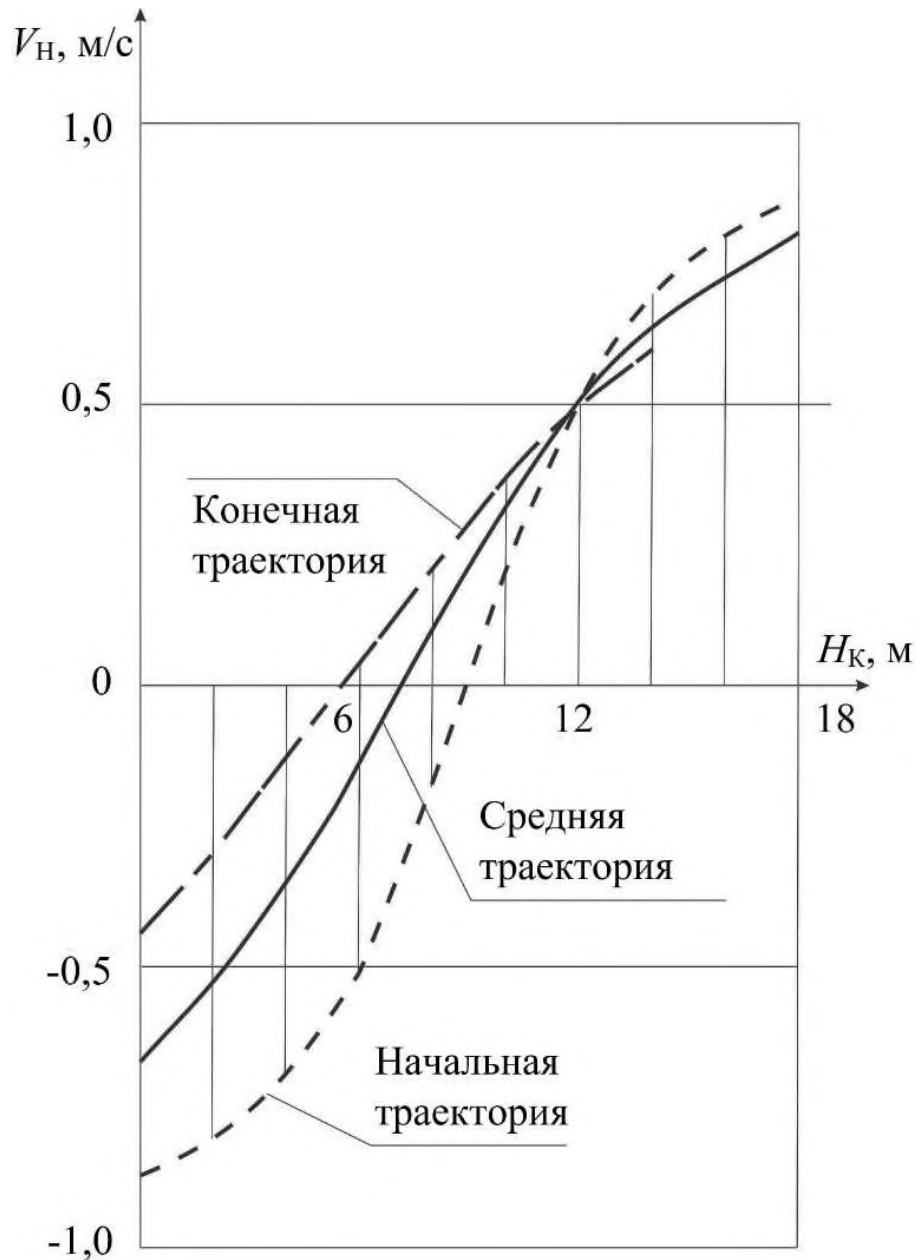


Рисунок 3.13 – График изменения скорости напора в зависимости от радиуса копания при перемещении ковша по эквидистантным траекториям с углом наклона $\psi = 60^\circ$

Эффективное управление рабочим процессом копания и достижение заданных траекторий перемещения ковша должно быть основано на реализации

алгоритма цифрового управления двигателями главных механизмов, разрабатываемого на базе выполненных виртуальных экспериментов и реализующего рациональные значения режимных параметров рабочего процесса для конкретных условий эксплуатации. При совместной работе главных механизмов при реализации эквидистантных траекторий перемещения ковша необходимо изменять (непрерывно или дискретно) скорости подъема и напора при определенном соотношении значений скоростей рабочих движений [57, 123, 126].

Полученный набор расчетных значений скоростей подъема и напора, обеспечивающих перемещение ковша (вершины режущей кромки) по заданным траекториям, представляет собой фрагмент имитационной модели процесса экскавации при отработке экскаваторного забоя. Предложена форма графического изображения имитационной модели процесса экскавации в виде линий, соединяющих концы векторов скоростей, или годографов скоростей. На рисунках 3.14 и 3.15 приведены годографы скоростей подъема и напора при перемещении ковша (вершины режущей кромки) по эквидистантным траекториям в пределах рабочей зоны – начальной, средней и крайней [54, 73, 123].

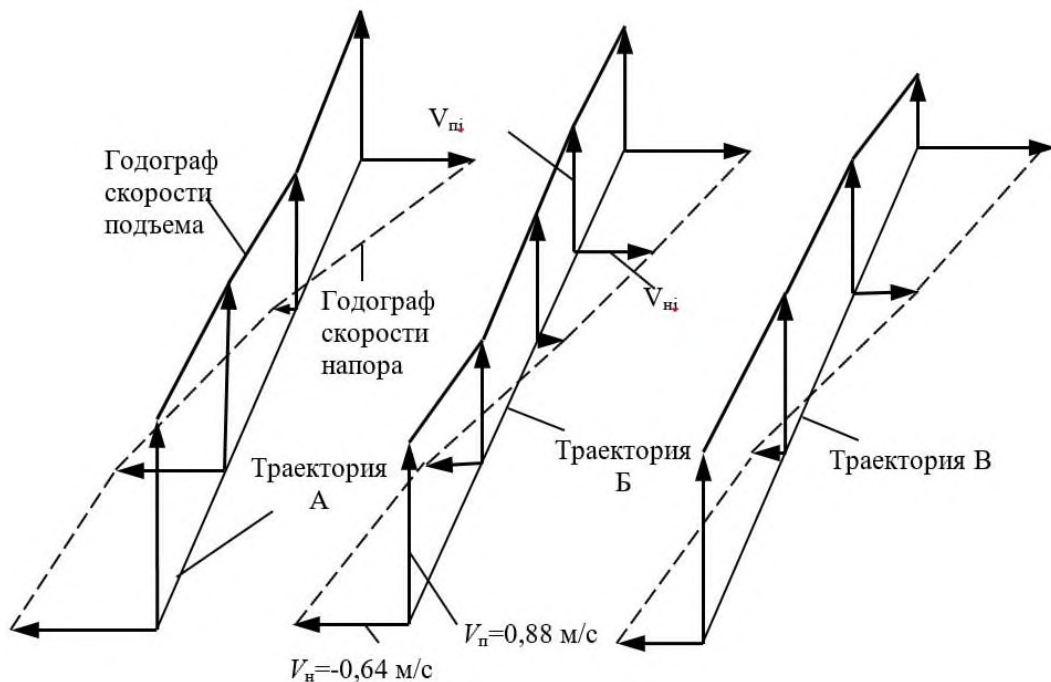


Рисунок 3.14 – Годографы скоростей рабочих движений при перемещении ковша до расчетной высоты копания: $V_{п}$, $V_{н}$ – скорости подъема и напора

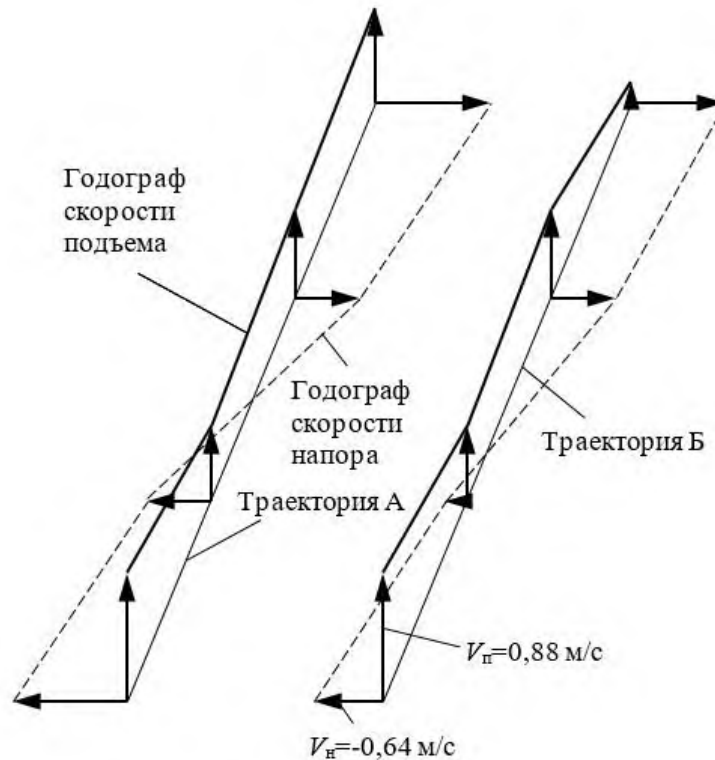


Рисунок 3.15 – Годографы скоростей рабочих движений при перемещении ковша до максимальной высоты копания: V_n , V_n – скорости подъема и напора

Приведенные выше годографы скоростей рабочих движений построены по расчетным данным вычислительного эксперимента (см. таблицы 3.1 и 3.2, соответственно), выполненного для конкретных условий обработки экскаваторного забоя, позволяя упростить управление рабочим процессом экскавации за счет согласования скоростей подъема и напора и оперативного регулирования скоростей рабочих движений. Расчетные значения скоростей подъема и напора в i -ой точке траектории, определяемые при вычислительном эксперименте, пропорциональны величинам управляющих воздействий в приводах исполнительных механизмов, а годографы скоростей подъема и напора соответствуют (подобны) функциям управления двигателями [118, 121].

Следовательно, годографы скоростей подъема и напора являются аналогами функций управления двигателями исполнительных механизмов и могут служить основой для разработки алгоритма управления приводами главных механизмов.

3.4. Разработка алгоритма

В общем виде структурно-функциональная блок-схема системы управления приводами исполнительных механизмов, разработанной на основе годографов скоростей подъема и напора, состоит из следующих элементов:

- проведение вычислительного эксперимента;
- формирование команд, соответствующих текущим значениям скоростей подъема и напора;
- разработка программы совместной работы приводов механизмов подъема и напора;
- составление заданий для локальных систем управления приводами.

В целом, предложенная система управления приводами основана на иерархическом принципе с двумя уровнями управления.

На верхнем уровне при выполнении операции копания с помощью микропроцессора определяются и передаются на входы систем управления приводами подъема и напора программы движения ведомых звеньев исполнительных механизмов, начальные и конечные координаты траектории и т. д. При этом машинист экскаватора осуществляет контроль выполнения программы совместной работы приводов.

На нижнем уровне функционируют локальные системы управления приводами механизмов подъема и напора, которые работают по заданиям верхнего уровня.

Контроль за выполнением программы работы приводов и корректировка работы исполнительных механизмов, особенно в начальной и конечной стадиях, осуществляется машинистом экскаватора.

Разработан паспорт траекторий перемещения ковша при отработке экскаваторного забоя, содержащем таблицу значений скоростей рабочих движений в начальной, промежуточных и конечной точках траекторий. Таким образом имитационная модель процесса экскавации как объекта управления является основой для разработки системы управления приводами главных механизмов

карьерного экскаватора на базе алгоритма цифрового управления, который формирует управляющее воздействие на привода главных механизмов. Такой алгоритм определяет содержание и последовательность выполнения следующих операций [56, 87]:

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

Алгоритм формирования траектории перемещения ковша и, одновременно, управления процессом экскавации представлен на рисунке 3.16. Алгоритм предполагает пошаговый расчет координат. На начальном этапе вводятся исходные данные – задаются начальное положение ковша с координатами X_K и Y_K , скорость копания и угол наклона траектории. Далее производится расчет скоростей рабочих движений. На следующем этапе осуществляется перемещение ковша с заданным шагом по времени Δi и определяются текущие значения координат X_{Ki} и Y_{Ki} . Уточняется в соответствии со схемой отработки забоя значение скорости копания. Производится расчет скоростей рабочих движений. Цикл повторяется до достижения конечной точки траектории (вершины уступа).

Следовательно, одновременно с перемещением ковша по определенной траектории осуществляется расчет режимных параметров (скоростей рабочих движений) с шагом Δi . Перемена значений скоростей $V_{п}$ и $V_{н}$ в течение шага при расчетных темпах $T_{п}$ и $T_{н}$ их изменения за шаг соответствует подаче команд на вход системы управления приводами главных механизмов при пошаговом перемещении ковша (Δi – интервал времени между переключениями аппаратуры управления, n – количество переключений). Таким образом, формирование траектории перемещения ковша в процессе экскавации заключается, в основном, в создании

модели единичного шага перемещения ковша.

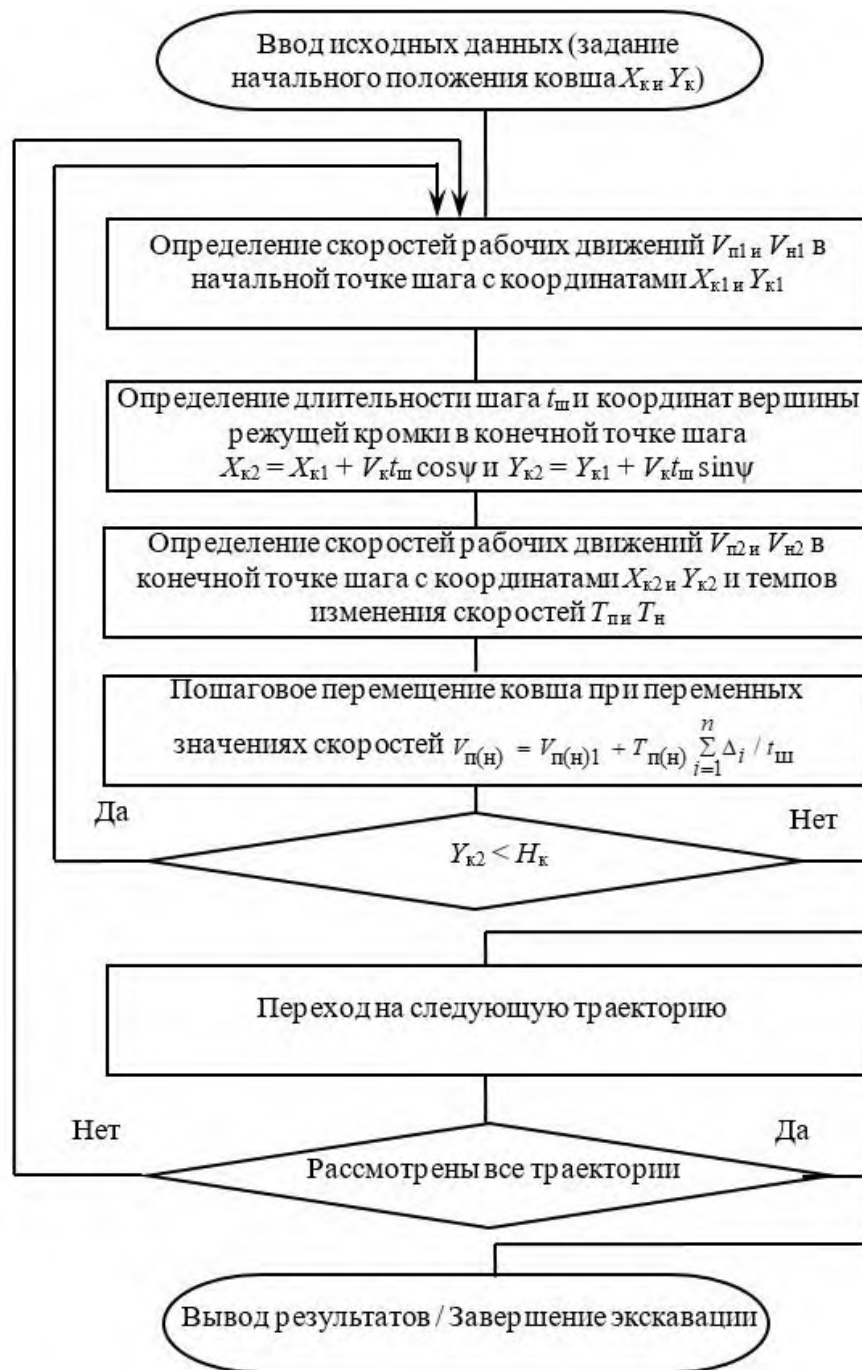


Рисунок 3.16 – Алгоритм формирования траектории и управления процессом экскавации

Такая методика расчета режимных параметров главных механизмов при экскавации позволяет учесть кинематические свойства общего передаточного механизма и разработать автоматизированную систему управления, которая, с учетом положения ковша в забое в разные промежутки времени, реализует заданные траекторию и скорость его перемещения, устанавливая требуемые

скорости механизмов напора и подъема при минимальных затратах времени и энергии.

Разработка и внедрение систем управления приводами исполнительных механизмов с использованием ЭВМ на основе расчетных (цифровых) значений скоростей подъема и напора позволит реализовать практически любую траекторию перемещения ковша за счет координации движений подъема и напора.

Таким образом, при совместном действии главных механизмов карьерного экскаватора в процессе экскавации горных пород [10, 35, 87]:

- происходит преобразование режимных параметров подъемного и напорного механизмов в соответствии с кинематическими свойствами рычажного механизма рабочего оборудования;
- режимы работы двигателей и режимные параметры главных механизмов существенно изменяются в процессе экскавации при постоянных значениях скорости копания и силы сопротивления породы копанию, что затрудняет ведение процесса экскавации пород;
- соотношения между скоростями и усилиями подъема и напора зависит от положения ковша в рабочей зоне экскаватора и определяется степенью согласованности рабочих движений (подъема и напора) и перемещения ковша;
- вариация значений режимных параметров главных механизмов в процессе экскавации обуславливается как изменением расстояний (линейных и угловых) между звеньями механизма рабочего оборудования, так и направлениями векторов скоростей подъема, напора и копания;
- оценка фактических значений режимных параметров подъемного и напорного механизма при конкретной технологической схеме отработки забоя позволит повысить качество управления рабочим процессом.

Разработанная методика расчета позволяет определить рациональные значения режимных параметров главных механизмов (скоростей подъема и напора) в соответствии с паспортом экскаваторного забоя на основе имитационной модели процесса экскавации горных пород. Имитационная модель представляет собой

набор расчетных значений режимных параметров, при которых реализуется перемещение ковша по заданной траектории с заданными энергосиловыми параметрами, реализуемыми на ковше [35, 56]. Адекватность модели подтверждается удовлетворительной сходимостью (отклонение значений не более 10-15 %) результатов вычислительного эксперимента с данными натуральных испытаний [32, 91].

ГЛАВА 4. ОЦЕНКА ЭНЕРГОЗАТРАТ ПРОЦЕССА ЭКСКАВАЦИИ НА ОСНОВЕ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОГО ЭКСПЕРИМЕНТА

4.1. Повышение энергоэффективности карьерных экскаваторов

Уровень энергопотребления является одним из главных показателей эффективности функционирования технологического оборудования, в частности, карьерных экскаваторов.

Определение уровня энергопотребления как отдельных приводов технологического оборудования, так и в целом силовой установки во взаимосвязи с условиями эксплуатации позволит повысить эффективность использования энергетических ресурсов.

Одним из основных технико-экономических показателей технологического оборудования являются удельные энергозатраты на единицу продукции. Практика проектирования и эксплуатации одноковшовых экскаваторов показывает, что с ростом единичной мощности и производительности машин удельные показатели функционирования экскаваторов с оборудованием прямая лопата практически не изменяются.

Изыскание резервов снижения уровня энергопотребления и повышение энергоэффективности одноковшовых экскаваторов возможно на основе системного анализа и синтеза компоновочно-конструктивных схем рабочего оборудования одноковшовых экскаваторов, реализующих принципы энергосберегающей концепции проектирования технологического оборудования [36, 58, 67, 69, 110].

В качестве основного показателя технического уровня технологического оборудования целесообразно определять рабочую (энергетическую) характеристику, характеризующую значения основных показателей в конкретных горнотехнических условиях разработки [71].

Особенностью функционирования карьерных экскаваторов с рабочим оборудованием типа прямая лопата является совместное действие приводов

главных механизмов (подъема и напора) при экскавации грунта. При этом, в зависимости от технологической схемы отработки забоя и степени согласованности рабочих движений (подъема, напора и перемещения ковша), происходит перераспределение потребляемой мощности между приводами механизмов подъема и напора. Повышение энергоэффективности карьерных экскаваторов (мехлопат) возможно за счет согласования режимных параметров главных механизмов при их совместном действии в процессе экскавации (копаний) горных пород [35, 54, 122].

Оценка фактических значений энергозатрат позволит сформировать рациональные энергоэффективные схемы отработки забоев в конкретных условиях эксплуатации. Обоснование способов и средств, обеспечивающих повышение энергоэффективности одноковшовых экскаваторов, включает в себя [58]:

- выявление основных факторов, определяющих формирование энергозатрат при экскавации грунта;
- установление закономерностей формирования энергозатрат.

Целью данной части исследования является повышение энергоэффективности карьерного экскаватора за счет согласования режимных параметров главных механизмов при их совместном действии в процессе экскавации (копаний) горных пород и обоснования энергетической характеристики экскаватора, определяющей взаимосвязи между горнотехническими условиями эксплуатации и фактическими значениями потребляемой мощности приводами главных механизмов (подъема и напора) карьерного экскаватора.

При этом на разных этапах решаются следующие задачи [58, 69]:

- определение режимных параметров главных механизмов в зависимости от положения ковша (вершины режущей кромки ковша) в рабочей зоне экскаватора;
- установление взаимосвязей между технологическими параметрами (высота уступа или развала породы, ширина заходки и др.) и потребляемой мощностью приводами механизмов подъема и напора;

- оценка распределения потребляемой мощности между приводами главных механизмов;
- определение фактических значений энергозатрат при экскавации горных пород для конкретных условий работы;
- оценка влияния технологических параметров (ширина заходки, высота уступа или забоя при разработке взорванных пород и др.) на величину энергозатрат (энергоёмкость процесса);
- выявление динамики формирования энергосиловых параметров, реализуемых на ведомых звеньях (ковше, рукояти, стреле) главных механизмов;
- формирование идеальных рабочих характеристик механизмов, при которых энергосиловые параметры главных механизмов будут иметь рациональные значения, соответствующие условиям функционирования механизмов.

4.2. Определение энергетических характеристик карьерных экскаваторов

На основе имитационной модели рабочего процесса одноковшового экскаватора выполнен вычислительный эксперимент с целью оценки уровня энергопотребления при экскавации грунта экскаватором ЭКГ-20А производства ПАО «Уралмашзавод» [40, 58, 73].

Вычислительный эксперимент включает расчеты показателей, характеризующих уровень энергопотребления:

- режимные параметры главных механизмов (скорости и усилия);
- мощность силы сопротивления грунта копанию (экскавации);
- мощности сил, действующих на ведомых звеньях главных механизмов;
- степень использования установленной мощности сетевого двигателя;
- мгновенный коэффициент полезного действия (КПД), т. е. отношение мощности внешних сил, действующих на режущей кромке ковша, к мощности сил на ведомых звеньях, определяемых из условий статического равновесия передаточного механизма;

- цикловой КПД, т. е. отношение работы, затрачиваемой на преодоление силы сопротивления грунта, к работе движущих сил при установившемся движении (при операции копания).

Отработка забоя в пределах рабочей зоны экскаватора ЭКГ-20А производится при перемещении ковша (вершины режущей кромки зубьев) по эквидистантным траекториям, расстояние между которыми равно толщине срезаемого слоя грунта [14, 69, 86, 93].

В таблице 4.1 приведены расчетные значения режимных параметров главных механизмов – скоростей подъема $F_{п}$ и напора $V_{н}$, мощностей усилий подъема $P_{п}$ и напора $P_{н}$, а также суммарной мощности $P_{\Sigma} = P_{п} + P_{н}$ [52, 56].

Расчеты выполнены для четырех траекторий перемещения ковша – начальных (при $X_{к0} = 9$ и 10 м), средней ($X_{к0} = 13,5$ м) и конечной ($X_{к0} = 18$ м).

Таблица 4.1 – Режимные параметры главных механизмов экскаватора ЭКГ-20А

№№	Исходные данные			Расчетные данные						
	$X_{к}$, м	$Y_{к}$, м	$G_{к+п}$, кН	$V_{п}$, м/с	$V_{н}$, м/с	$F_{п}$, кН	$F_{н}$, кН	$P_{п}$, кВт	$P_{н}$, кВт	P_{Σ} , кВт
Начальная траектория ($X_{к0} = 9$ м)										
1	9	0	400	0,95	-0,87	290	-630	275	550	825
2	10,15	2	435	0,92	-0,81	350	-620	320	505	825
3	11,3	4	470	0,84	-0,70	420	-605	350	420	770
4	12,45	6	500	0,70	-0,51	520	-580	360	290	650
5	13,6	8	540	0,52	-0,19	700	-555	370	110	480
6	14,75	10	575	0,50	0,19	975	-590	490	110	600
7	15,9	12	610	0,66	0,50	1270	-700	835	350	1185
8	17,05	14	650	0,80	0,70	1560	-850	1245	590	1835
9	18,2	16	680	0,89	0,81	1810	-1005	1600	810	2410
10	18,8	17	700	0,91	0,84	1910	-1060	1740	890	2630
Начальная траектория ($X_{к0} = 10$ м)										
11	10	0	400	0,94	-0,82	375	-554	351	456	807
12	11,15	2	435	0,89	-0,74	436	-538	389	400	790
13	12,3	4	470	0,81	-0,61	481	-538	391	330	720
14	13,45	6	500	0,69	-0,40	580	-505	399	202	601
15	14,6	8	540	0,57	-0,10	727	-471	417	46	463
16	15,75	10	575	0,58	0,23	911	-461	530	108	638
17	16,9	12	610	0,69	0,50	1078	-461	747	232	978
18	18,05	14	650	0,80	0,68	1172	-414	933	280	1213
19	19,2	16	680	0,84	0,78	1123	-206	942	161	1103
20	19,8	17	700	0,79	0,82	1027	52	813	43	856
Средняя траектория ($X_{к0} = 13,5$ м)										
21	13,5	0	400	0,88	-0,64	610	-310	530	200	730
22	14,65	2	435	0,83	-0,51	640	-300	530	150	680
23	15,8	4	470	0,76	-0,34	680	-280	515	95	610

24	16,95	6	500	0,70	-0,12	710	-230	500	30	530
25	18,1	8	540	0,66	0,11	780	-155	515	20	535
26	19,25	10	575	0,65	0,32	830	-40	540	10	550
27	20,4	12	610	0,62	0,50	885	140	550	70	620
28	21,55	14	650	0,50	0,63	930	420	470	265	735
29	22,7	16	680	0,22	0,72	1015	845	220	610	830
30	23,3	17	700	0,02	0,76	1125	1130	20	860	880
Крайняя траектория ($X_{к0} = 18$ м)										
31	18	0	400	0,79	-0,39	1020	110	800	44	844
32	19,15	2	450	0,73	-0,25	1060	150	774	38	812
33	20,3	4	500	0,68	-0,09	1100	210	740	20	760
34	21,45	6	550	0,61	0,07	1150	320	700	24	724
35	22,6	8	600	0,53	0,23	1210	480	644	113	757
36	23,75	10	650	0,42	0,38	1290	710	546	269	815
37	24,9	12	700	0,27	0,50	1420	1030	377	515	892

Из приведенных расчетных данных следует, что мощности усилий подъема и напора изменяются в широком диапазоне и зависят, в основном, от вылета рукоятки и высоты копания.

Так, при минимальном вылете рукоятки (перемещение ковша по начальной траектории при $X_{к0} = 9$ м) мощности усилий подъема и напора существенно возрастают при увеличении высоты копания, а максимальное значение суммарной мощности превышает величину установленной мощности сетевого двигателя $P_{с.дв} = 2250$ кВт, т. е. перемещение ковша по данной траектории невозможно. Рост мощностей усилий подъема и напора в этом случае обусловлен уменьшением плеча действия усилия подъема $l_{п}$ относительно оси стойки O_1 при увеличении высоты копания и, соответственно, возрастанием как усилия подъема, так и усилия напора при стабильном уровне внешних нагрузок – сил тяжести элементов рабочего оборудования и силы сопротивления грунта копанию.

При увеличении вылета рукоятки (перемещение ковша по начальной траектории при $X_{к0} = 10$ м) мощность усилия подъема возрастает при увеличении высоты копания и максимальное значение практически равно номинальной мощности двигателя механизма подъема. Мощность усилия напора уменьшается при увеличении высоты копания, причем при значениях высоты копания 8 и 17 м мощность практически равна нулю ввиду минимальных значений скорости напора и усилия напора [35, 58].

При перемещении ковша по средней и конечной траекториям характер изменения мощностей усилий подъема и напора в зависимости от высоты копания кардинально меняется: мощность усилия подъема с ростом высоты копания резко снижается и практически равна нулю при минимальной высоте копания ввиду минимального значения скорости подъема, а мощность усилия напора возрастает до максимального значения.

В таблице 4.2 приведены средние значения мощностей усилий подъема и напора, а также суммарной мощности при перемещении ковша по начальной ($X_{к0} = 10$ м), средней и конечной траекториям [122].

Таблица 4.2 – Изменение мощностей усилий подъема и напора, а также суммарной мощности в зависимости от траектории перемещения ковша

	Траектория		
	начальная	средняя	конечная
P_{Π} , кВт	591	439	654
P_{Π} , кВт	226	231	146
P_{Σ} , кВт	817	670	800

На рисунке 4.1 приведены графики изменения мощностей усилий подъема и напора, а также суммарной мощности в зависимости от вылета рукояти (при перемещении ковша по начальной, средней и конечной траекториям).

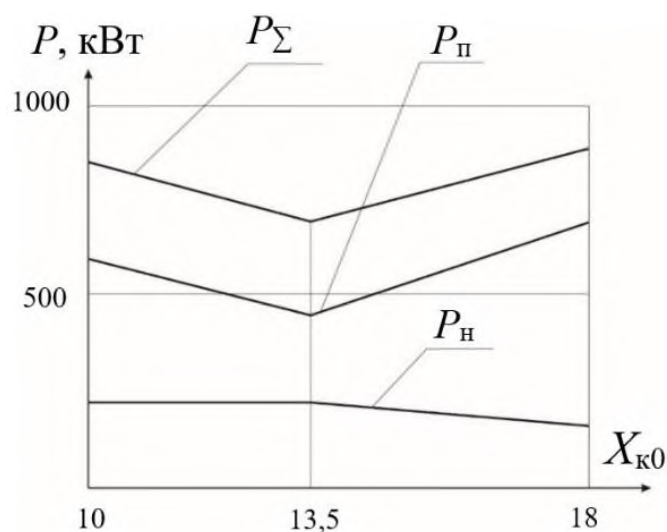


Рисунок 4.1 – Графики изменения мощностей усилий подъема и напора, а также суммарной мощности в зависимости от вылета рукояти

Как видно из графиков на рисунке 4.1, средние значения мощности усилия подъема и суммарной мощности при перемещении ковша по средней траектории уменьшается, что обуславливается согласованностью рабочих движений и перемещения ковша (направления векторов скоростей подъема, напора и копания отклоняются незначительно).

Среднее значение суммарной мощности при экскавации грунта в рабочей зоне экскаватора равно 758 кВт, т. е. степень использования установленной мощности сетевого двигателя составит в этом случае $K_{и} = 758 / 2250 = 0,34$, а при отработке забоя в целом будет значительно меньше [122]. В то же время суммарная номинальная мощность двигателей механизма подъема и напора составляет 1300 кВт [28]. То есть при согласовании режимных параметров главных механизмов суммарная потребляемая мощность будет в среднем в три раза меньше, чем установленная.

Таким образом, распределение потребляемой мощности между приводами главных механизмов зависит от положения ковша в рабочей зоне экскаватора и определяется степенью согласованности рабочих движений (подъема и напора) и перемещения ковша [35, 57].

Также в результате эксперимента установлена степень влияния закона движения ковша на величину мгновенных и цикловых КПД передаточного механизма [58].

В таблицах 4.3 и 4.4 приведены расчетные значения мгновенных и цикловых КПД передаточного механизма при перемещении ковша по траекториям с постоянным углом наклона ($\psi = 60^\circ$) в процессе отработки блока грунта при расчетной и максимальной высоте копания.

Из данных таблицы 4.3 следует, что величина циклового КПД меняется незначительно и составляет в среднем $\eta_{ср} = 0,42$.

Значения мгновенных КПД изменяются в зависимости от высоты копания (координаты Y_k). Максимальные значения мгновенных КПД достигаются при координате Y_k , составляющей 8 и 6 м. при этом мощность, развиваемая двигателем

механизма напора, практически равна нулю ввиду минимальных значений скорости напора и фактически действует только механизм подъема, что приводит к росту значений мгновенных КПД до $0,50 \div 0,55$ [58].

При совместном действии главных механизмов значения мгновенных КПД передаточного механизма уменьшаются в зависимости от степени рассогласования движущих сил (усилий подъема и напора) и, как следствие, роста мощности движущих сил.

Таблица 4.3 – Коэффициенты полезного действия передаточного механизма (расчетная высота копания)

$X_{ко}, м$ $Y_{к}, м$	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
0	0,35	0,36	0,37	0,38	0,39	0,40	0,41	0,42	0,41	0,39
2	0,35	0,36	0,38	0,39	0,40	0,42	0,43	0,43	0,42	0,40
4	0,36	0,39	0,41	0,43	0,44	0,45	0,46	0,46	0,44	0,43
6	0,42	0,45	0,47	0,49	0,50	0,50	0,48	0,47	0,46	0,45
8	0,55	0,55	0,55	0,52	0,50	0,50	0,48	0,46	0,44	0,43
10	0,43	0,41	0,41	0,43	0,47	0,47	0,45	0,43	0,41	0,40
12	0,22	0,27	0,33	0,40	0,43	0,41	0,40	0,38	0,37	0,36
Цикловой КПД	0,38	0,40	0,42	0,43	0,45	0,45	0,44	0,44	0,42	0,41

В таблице 4.4 приведены значения КПД при максимальной высоте копания $H_{к.мах} = 18 м$.

Таблица 4.4 – Коэффициенты полезного действия передаточного механизма (максимальная высота копания)

$X_{ко}, м$ $Y_{к}, м$	9	10	11	12	13	14	15
0	0,28	0,29	0,29	0,30	0,31	0,32	0,33
2	0,28	0,29	0,30	0,32	0,33	0,34	0,35
4	0,30	0,32	0,34	0,36	0,38	0,38	0,39
6	0,35	0,38	0,41	0,36	0,43	0,43	0,42
8	0,49	0,50	0,49	0,46	0,44	0,43	0,43
10	0,38	0,36	0,36	0,38	0,40	0,42	0,40
12	0,20	0,24	0,28	0,35	0,39	0,37	0,35
14	0,13	0,19	0,28	0,34	0,33	0,32	0,31
16	0,10	0,21	0,29	0,29	0,28	0,28	0,28
18	0,08	0,26	0,26	0,26	0,25	0,25	0,25
Цикловой КПД	0,26	0,30	0,33	0,34	0,35	0,35	0,35

Из данных таблицы 4.4 следует, что значения КПД при максимальной высоте копания меньше, чем при расчетной высоте копания. Среднее значение циклового КПД в этом случае составляет $\eta = 0,33$.

Уменьшение КПД при максимальной высоте копания обусловливается уменьшением мощности силы сопротивления грунта копанию, так как при копании до максимальной высоты толщина срезаемого «слоя» грунта уменьшается из условия наполнения ковша и, соответственно, уменьшается расчетное значение силы сопротивления грунта.

В целом, значения мгновенных и цикловых КПД зависят от величины работы движущих сил, затраченной на изменение потенциальной энергии элементов рабочего оборудования, и степени рассогласования движущих сил (усилий подъема и напора).

На рисунке 4.2 представлен график зависимости цикловых КПД от угла наклона траектории перемещения ковша при отработке блока. Из графика видно, что с уменьшением угла наклона величина циклового КПД возрастает, за исключением перемещения ковша в удаленной зоне обрабатываемого блока [58].

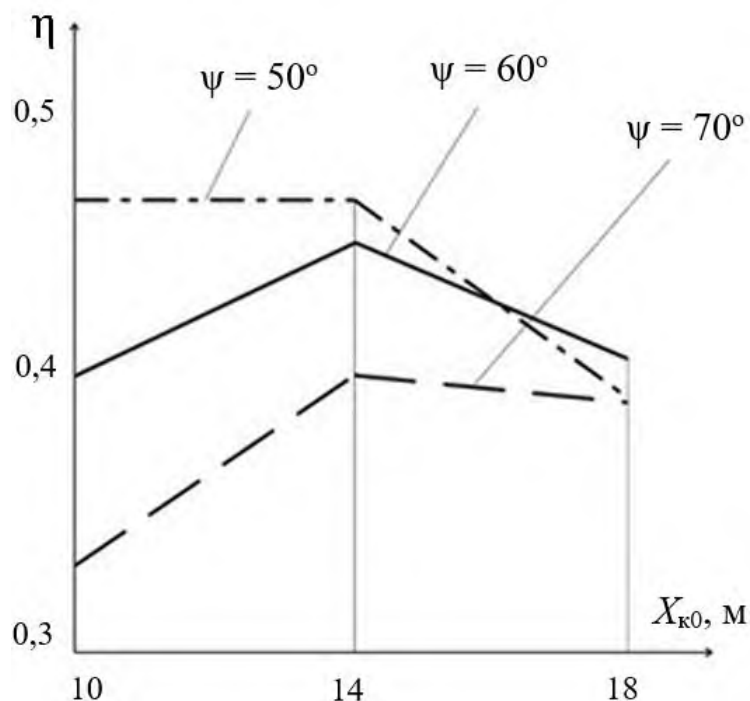


Рисунок 4.2 – Зависимость цикловых КПД от угла наклона траектории ковша

В целом, низкий КПД передаточного механизма экскаватора с рабочим оборудованием прямая лопата обуславливается, главным образом, значительной массой рабочего оборудования (сила тяжести рабочего оборудования превышает силу сопротивления грунта копанию в 2 – 3 раза), а также ростом мощностей двигателей главных механизмов при их совместном действии.

4.3. Определение энергоемкости процесса экскавации

Особенностью рабочего процесса экскавации горных пород рабочим оборудованием типа прямая лопата карьерного экскаватора является существенный рост энергоемкости процесса, обусловленный энергозатратами на подъем элементов рабочего оборудования и горной массы при копании на высоту уступа или забоя (при разработке взорванной горной массы) [71, 119].

Энергозатраты при экскавации горных пород определяются величиной суммарной работы усилий подъема и напора при совместной работе главных исполнительных механизмов подъема и напора.

Текущее значение работы усилия (подъема или напора) составит:

$$A_i = 0,5(P_i + P_{i+1})\Delta t, \quad (4.1)$$

где P_i и P_{i+1} – текущие значения мощности усилия, рассчитанные для i -ой и $i + 1$ точек траектории перемещения ковша (вершины режущей кромки); Δt – длительность перемещения ковша на отрезке ($i, i + 1$).

На основе имитационной модели процесса экскавации проведен вычислительный эксперимент по расчету энергозатрат на экскавацию горных пород для экскаватора ЭКГ-20А.

Исходные значения параметров, реализуемых на режущей кромке ковша, составляют:

- скорость копания $V_k = 1$ м/с;
- сила сопротивления копанию (касательная составляющая) при расчетной высоте копания $H_k = H_{k,расч} = 12$ м $F_c^T = 325$ кН и при $H_k = H_{k,мах} = 18$ м $F_c^T = 217$ кН.

В таблицах 4.5 и 4.6 приведены расчетные значения мощностей и работ

усилий подъема и напора, а также энергозатрат на экскавацию горных пород при перемещении ковша по эквидистантным траекториям – начальной, средней и конечной, т. е. по границам и в центре рабочей зоны экскаватора [52, 71, 119].

Таблица 4.5 – Результаты вычислительного эксперимента ($H_k = H_{расч}$)

№№	Координаты точки К, м		Скорости подъема и напора, м/с		Усилия подъема и напора, кН		Мощности усилий, кВт		Работа усилий, МДж		Суммарные энергозатраты, МДж	
	X_k	Y_k	V_n	V_p	F_n	F_p	P_n	P_p	A_n	A_p		
Начальная траектория ($X_{k0} = 10$ м)												
1	10	0	0,94	-0,82	528	-495	494	408				
2	11,15	2	0,89	-0,74	589	-500	526	372	1,17	0,90	2,07	
3	12,3	4	0,81	-0,61	642	-516	522	316	1,21	0,79	2,0	
4	13,45	6	0,69	-0,40	759	-501	522	201	1,20	0,60	1,80	
5	14,6	8	0,57	-0,10	936	-495	536	49	1,22	0,29	1,51	
6	15,75	10	0,58	0,23	1152	-520	671	121	1,39	0,20	1,59	
7	16,9	12	0,69	0,50	1349	-547	934	275	1,85	0,46	2,31	
Средняя траектория ($X_{k0} = 14$ м)									Σ	8,04	3,21	11,28
8	14	0	0,87	-0,61	801	-195	696	119				
9	15,15	2	0,82	-0,48	838	-196	685	94	1,59	0,25	1,84	
10	16,3	4	0,76	-0,30	876	-183	662	56	1,55	0,17	1,72	
11	17,45	6	0,70	-0,10	921	-142	642	13	1,50	0,08	1,58	
12	18,6	8	0,66	0,13	978	-59	645	8	1,48	0,03	1,51	
13	19,75	10	0,64	0,33	1040	78	661	26	1,50	0,04	1,54	
14	20,9	12	0,59	0,50	1093	296	640	148	1,50	0,20	1,70	
Конечная траектория ($X_{k0} = 18$ м)									Σ	9,12	0,77	9,89
15	18	0	0,79	-0,39	1017	111	799	44				
16	19,15	2	0,73	-0,25	1055	148	774	38	1,81	0,10	1,91	
17	20,3	4	0,68	-0,09	1097	214	742	20	1,74	0,07	1,81	
18	21,45	6	0,61	0,07	1147	320	702	24	1,66	0,05	1,71	
19	22,6	8	0,53	0,23	1210	480	644	113	1,55	0,16	1,71	
20	23,75	10	0,42	0,38	1292	709	546	269	1,37	0,44	1,81	
21	24,90	12	0,27	0,50	1416	1030	377	515	1,06	0,90	1,96	
									Σ	9,19	1,72	10,91

Таблица 4.6 – Результаты вычислительного эксперимента ($H_k = H_{k \max}$)

№№	Координаты точки К, м		Скорости подъема и напора, м/с		Усилия подъема и напора, кН		Мощности усилий, кВт		Работа усилий, МДж		Суммарные энергозатраты, МДж
	X_k	Y_k	V_n	V_p	F_n	F_p	P_n	P_p	A_n	A_p	
Начальная траектория ($X_{k0} = 10$ м)											
1	10	0	0,94	-0,82	375	-554	351	456			
2	11,15	2	0,89	-0,74	436	-538	389	400	0,85	0,99	1,84
3	12,3	4	0,81	-0,61	481	-538	391	330	0,90	0,84	1,74
4	13,45	6	0,69	-0,40	580	-505	399	202	0,91	0,61	1,52
5	14,6	8	0,57	-0,10	727	-471	417	46	0,94	0,29	1,23

6	15,75	10	0,58	0,23	911	-461	530	108	1,09	0,18	1,27	
7	16,9	12	0,69	0,50	1078	-461	747	232	1,47	0,39	1,86	
8	18,05	14	0,80	0,68	1172	-414	933	280	1,93	0,59	2,52	
9	19,2	16	0,84	0,78	1123	-206	942	161	2,16	0,40	2,56	
10	20,35	18	0,58	0,85	866	467	501	396	1,66	0,64	2,30	
Средняя траектория ($X_{к0} = 14$ м)									Σ	11,91	4,93	16,84
11	14	0	0,87	-0,61	636	-275	552	167				
12	15,15	2	0,82	-0,48	670	-261	547	125	1,27	0,34	1,61	
13	16,3	4	0,76	-0,30	702	-236	531	72	1,24	0,23	1,47	
14	17,45	6	0,70	-0,10	739	-186	516	18	1,21	0,11	1,32	
15	18,6	8	0,66	0,13	787	-101	519	13	1,19	0,04	1,23	
16	19,75	10	0,64	0,33	842	27	535	9	1,21	0,03	1,24	
17	20,9	12	0,59	0,50	890	217	521	109	1,22	0,14	1,36	
18	22,05	14	0,44	0,63	939	506	414	317	1,08	0,49	1,57	
19	23,2	16	0,15	0,72	1055	935	156	670	0,66	1,14	1,80	
20	24,35	18	-0,21	0,78	1353	1530	288	1196	0,51	2,15	2,66	
									Σ	9,59	4,67	14,26

Как следует из приведенных данных, значения энергозатрат существенно изменяются в зависимости от расположения ковша в рабочей зоне экскаватора.

Так, при перемещении ковша по начальной траектории энергозатраты на экскавацию горных пород возрастают за счет роста работы усилия напора в начале копания и работы усилия подъема в верхней части забоя, и достигают наибольших значений: в начале копания $A_{\Sigma} = 2,07$ МДж и при копании в верхней части забоя $A_{\Sigma} = 2,56$ МДж.

При перемещении ковша по средней траектории суммарные энергозатраты меняются незначительно, за исключением копания в верхней части забоя. В верхней части забоя скорость подъема резко снижается ввиду уменьшения угла наклона подъемного каната и, соответственно, уменьшается мощность усилия подъема. При этом двигатель механизма напора становится ведущим (скорости напора и копания практически совпадают) и расчетные значения мощности усилия напора резко возрастают. Величина энергозатрат в этом случае достигает максимального значения $A_{\Sigma} = 2,66$ МДж.

На рисунке 4.3 приведена схема формирования энергозатрат при перемещении ковша по средней траектории [71].

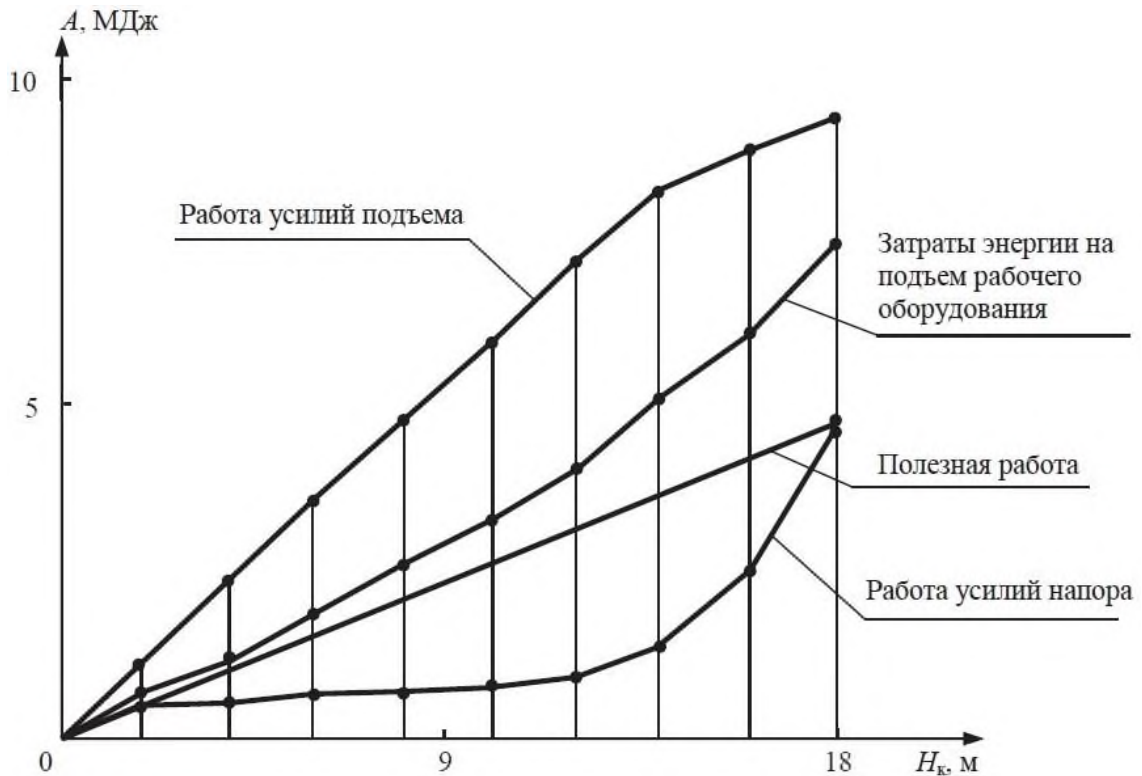


Рисунок 4.3 – Формирование энергозатрат на экскавацию горных пород при перемещении ковша по средней траектории

При перемещении ковша по конечной траектории суммарные энергозатраты возрастают ввиду существенного противодействия главных механизмов: скорость и усилие подъема направлены к экскаватору, а скорость и усилие напора – на забой.

В целом, величина суммарных энергозатрат определяется энергозатратами на преодоление силы сопротивления копанию $A_{\text{коп}}$ и на подъем элементов рабочего оборудования и горной массы $A_{\text{под}}$, а также энергозатратами, вызванными «противодействием» главных механизмов (разнонаправленностью векторов скоростей подъема и напора) $A_{\text{ГМ}}$ [71, 119].

В таблице 4.7 приведены значения отдельных и суммарных энергозатрат.

Из приведенных данных следует, что при увеличении высоты копания существенно возрастают энергозатраты, вызванные «противодействием» главных механизмов, что обуславливается ростом «противодействия» главных механизмов – скорость подъема направлена к головному блоку, а скорость напора – в сторону забоя.

Таблица 4.7 – Распределение энергозатрат при экскавации горной породы

Траектория	A_{Σ}		$A_{\text{коп}}$		$A_{\text{под}}^*$		$A_{\text{ГМ}}$	
	МДж	МДж	%	МДж	%	МДж	%	
Высота копания $H_{\text{к}} = 12$ м								
Н	11,28	4,50	39,9	4,95	43,9	1,83	16,2	
С	9,89	4,50	45,5	4,95	50,1	0,44	4,5	
К	10,91	4,50	41,2	4,95	45,4	1,46	13,4	
Высота копания $H_{\text{к}} = 18$ м								
Н	16,84	4,50	26,7	8,25	49,0	4,09	24,3	
С	14,26	4,50	31,6	8,25	57,9	1,51	10,5	

* Энергозатраты на подъем рукояти не учитываются ввиду незначительного изменения координаты центра масс рукояти

Таким образом, при экскавации горных пород карьерным экскаватором с рабочим оборудованием типа прямая лопата энергозатраты существенно изменяются в пределах рабочей зоны экскаватора, что обуславливается, в основном, влиянием механизма рабочего оборудования, соединяющего главные механизмы с ковшом, на преобразование параметров механической энергии двигателей главных механизмов в энергосиловые параметры, реализуемые на режущей кромке ковша.

Таким образом, величина энергопотребления определяется в зависимости от значений мгновенных мощностей усилий подъема и напора и составит [51, 52]:

$$\mathcal{E} = \sum_{i=1}^n 0,5(P_i + P_{i+1})\Delta t, \quad (4.2)$$

Наборы отдельных значений представляют собой единичные энергетические характеристики, т. е. зависимости энергопотребления от энергосиловых параметров, реализуемых на режущей кромке ковша при перемещении ковша по заданной траектории, соответствующей схеме отработки забоя. На основе единичных энергетических характеристик может быть определен интегральный показатель – энергоемкость процесса экскавации для конкретных горнотехнических условий эксплуатации по заданной схеме отработки экскаваторного забоя [71].

Энергоемкость процесса экскавации составит [51, 52]:

$$a = \frac{\mathcal{E}_{\text{сум}}}{V} \quad (4.3)$$

где $\mathcal{E}_{\text{сум}}$ – суммарное энергопотребление двигателем подъема и напора при отработке фрагмента экскаваторного забоя; V – объем фрагмента забоя, ширина которого равна ширине ковша.

По данным таблицы 4.7 энергоемкость процесса экскавации при перемещении ковша вместимостью $V = 20 \text{ м}^3$ по начальной траектории составит:

при расчетной высоте копания

$$a_{\text{н.р}} = \frac{A\Sigma}{V} = \frac{11,28}{20} = 0,564 \frac{\text{МДж}}{\text{м}^3} \left(564 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3} \right); \quad (4.4)$$

при максимальной высоте копания

$$a_{\text{н.мах}} = \frac{16,94}{20} = 0,847 \frac{\text{МДж}}{\text{м}^3} \left(847 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3} \right). \quad (4.5)$$

Энергоемкость процесса экскавации при перемещении ковша по средней траектории составит:

при расчетной высоте копания

$$a_{\text{ср.р}} = \frac{9,89}{20} = 0,4945 \frac{\text{МДж}}{\text{м}^3}; \quad (4.6)$$

при максимальной высоте копания

$$a_{\text{ср.мах}} = \frac{14,26}{20} = 0,713 \frac{\text{МДж}}{\text{м}^3}. \quad (4.7)$$

В таблицах 4.8 и 4.9 приведены значения режимных параметров при перемещении ковша по эквидистантным траекториям А, Б и В (сила сопротивления породы копанию (касательная составляющая) при расчетной высоте копания – $F_{c1}^{\tau} = 325 \text{ кН}$ и при максимальной высоте копания – $F_{c2}^{\tau} = 230 \text{ кН}$) [51, 52, 66, 69, 71, 119].

В качестве конкретных условий эксплуатации приняты:

- работа в забое с высотой уступа, равной максимальной высоте копания $H_{\text{к.мах}}$;
- ширина заходки является узкой (6 м), соответствующей траекториям А и Б.

Таблица 4.8 – Режимные параметры главных механизмов экскаватора ЭКГ-20А (при расчетной высоте копания)

№№	Исходные данные			Расчетные данные					
	X_k , м	Y_k , м	$G_{к+п}$, кН	$V_{п1}$, м/с	$V_{п2}$, м/с	$F_{п1}$, кН	$F_{п2}$, кН	$P_{п1}$, кВт	$P_{п2}$, кВт
Начальная траектория (А)									
1	9	0	400	0,95	-0,87	440	-580	415	505
2	10,15	2	450	0,91	-0,81	510	-580	465	465
3	11,3	4	500	0,84	-0,70	570	-590	480	410
4	12,45	6	550	0,70	-0,51	690	-580	480	295
5	13,6	8	600	0,52	-0,19	920	-580	480	115
6	14,75	10	650	0,50	0,19	1240	-670	625	125
7	15,9	12	700	0,66	0,50	1590	-840	1040	420
Средняя траектория (Б)									
11	13,5	0	400	0,88	-0,64	770	-230	675	145
12	14,65	2	450	0,83	-0,51	810	-240	670	120
13	15,8	4	500	0,76	-0,34	850	-230	646	77
14	16,95	6	550	0,70	-0,12	890	-200	626	24
15	18,1	8	600	0,66	0,11	960	-120	637	13
16	19,25	10	650	0,65	0,32	1020	2	663	1
17	20,4	12	700	0,62	0,50	1080	200	669	101
Крайняя траектория (В)									
21	18	0	400	0,79	-0,39	1020	110	800	44
22	19,15	2	450	0,73	-0,25	1060	150	774	38
23	20,3	4	500	0,68	-0,09	1100	210	740	20
24	21,45	6	550	0,61	0,07	1150	320	700	24
25	22,6	8	600	0,53	0,23	1210	480	644	113
26	23,75	10	650	0,42	0,38	1290	710	546	269
27	24,9	12	700	0,27	0,50	1420	1030	377	515

Таблица 4.9 – Режимные параметры главных механизмов экскаватора ЭКГ-20 (при максимальной высоте копания)

№№	Исходные данные			Расчетные данные					
	X_k , м	Y_k , м	$G_{к+п}$, кН	$V_{п1}$, м/с	$V_{п2}$, м/с	$F_{п1}$, кН	$F_{п2}$, кН	$P_{п1}$, кВт	$P_{п2}$, кВт
Начальная траектория (А)									
1	9	0	400	0,95	-0,87	290	-630	275	550
2	10,15	2	435	0,92	-0,81	350	-620	320	505
3	11,3	4	470	0,84	-0,70	420	-605	350	420
4	12,45	6	500	0,70	-0,51	520	-580	360	290
5	13,6	8	540	0,52	-0,19	700	-555	370	110
6	14,75	10	575	0,50	0,19	975	-590	490	110
7	15,9	12	610	0,66	0,50	1270	-700	835	350
8	17,05	14	650	0,80	0,70	1560	-850	1245	590
9	18,2	16	680	0,89	0,81	1810	-1005	1600	810
10	18,8	17	700	0,91	0,84	1910	-1060	1740	890
Средняя траектория (Б)									
11	13,5	0	400	0,88	-0,64	610	-310	530	200
12	14,65	2	435	0,83	-0,51	640	-300	530	150
13	15,8	4	470	0,76	-0,34	680	-280	515	95
14	16,95	6	500	0,70	-0,12	710	-230	500	30
15	18,1	8	540	0,66	0,11	780	-155	515	20
16	19,25	10	575	0,65	0,32	830	-40	540	10
17	20,4	12	610	0,62	0,50	885	140	550	70
18	21,55	14	650	0,50	0,63	930	420	470	265

19	22,7	16	680	0,22	0,72	1015	845	220	610
20	23,3	17	700	0,02	0,76	1125	1130	20	860

При перемещении ковша на максимальную высоту копания значение толщины срезаемого слоя породы, определяемое из условия наполнения ковша, уменьшается по сравнению с толщиной слоя породы (максимальной) при расчетной высоте копания, равной высоте оси напорного вала H_H . Соответственно, в этом случае уменьшается сила сопротивления породы копанию (касательная составляющая F_C^{τ}).

Можно предположить, что при этом уменьшаются усилия подъема и напора. Однако, как показывают расчеты (см. таблицы 4.8 и 4.9, траектории Б), усилия подъема практически остаются на прежнем уровне (примерно равны суммарной силе тяжести груженого ковша и рукояти), а усилие напора значительно (в два раза) возрастает.

В целом, при перемещении ковша по средней траектории Б энергозатраты составят: при расчетной высоте копания $A_{\text{расч}} = 10$ МДж и при максимальной высоте $A_{\text{max}} = 13$ МДж.

Таким образом, при копании в высоких забоях увеличивается время копания и возрастают энергозатраты.

Для оценки влияния ширины заходки на эффективность процесса экскавации определены энергозатраты при перемещении ковша по траекториям А, Б и В, соответствующим границам узкой заходки (А и Б) и нормальной заходки (А и В), а также суммарные энергозатраты при отработке забоя при узкой и нормальной заходкам.

Относительные значения суммарных энергозатрат (отнесенные к ширине заходки) составили: при узкой заходке $A_{\Sigma, \text{уз}} = 44$ МДж/м и при нормальной заходке $A_{\Sigma, \text{н.з}} = 42$ МДж/м.

Следовательно, величина энергозатрат практически не зависит от ширины заходки [66, 69, 127].

Также проведена оценка степени противодействия двигателей главных механизмов в процессе отработки экскаваторного забоя по коэффициенту энергопотребления.

Степень противодействия двигателей приводов главных механизмов экскаватора определяется величиной коэффициента превышения энергопотребления [73]

$$K_{\varepsilon} = \frac{\varepsilon_{\Pi i} + \varepsilon_{\text{Н}i}}{\varepsilon_{\text{к}} + \varepsilon_{\text{G}i}}, \quad (4.8)$$

где $\varepsilon_{\Pi i}$, $\varepsilon_{\text{Н}i}$ – энергопотребление двигателей механизмов подъема и напора на i -ом участке; $\varepsilon_{\text{к}}$ – расход энергии при копании; $\varepsilon_{\text{G}i}$ – расход энергии при подъеме элементов рабочего оборудования (ковша и рукояти).

Величина энергопотребления двигателя на i -ом участке равна произведению среднего значения мощности на длительность перемещения ковша. Энергопотребление двигателей определяется без учета КПД механизма.

Расход энергии при копании равен произведению касательной составляющей силы сопротивления копанию на величину перемещения ковша (вершины режущей кромки) на i -ом участке и является величиной постоянной.

В таблице 4.10 приведены результаты расчета при перемещении ковша (вершины режущей кромки) по эквидистантным траекториям (начальной, средней и конечной) при отработке экскаваторного забоя и значения коэффициента превышения энергопотребления.

Анализ расчетных данных показывает, что энергопотребление двигателей при отработке экскаваторного забоя изменяется в широком диапазоне при практически постоянных расходах энергии при копании и на подъем элементов рабочего оборудования.

Основными факторами, определяющими энергопотребление двигателей, являются [71, 73]:

- возрастание угла между векторами усилий напора и подъема (у кромки уступа практически до 180°) при увеличении радиуса копания;

- существенное увеличение усилия подъема и, соответственно, энергопотребления при копании на начальной траектории ввиду уменьшения плеча действия усилия подъема.

Таблица 4.10 – Результаты вычислительного эксперимента по расчету коэффициента превышения энергопотребления (угол наклона 60°)

№ №	Координаты точки К, м		Скорости подъема и напора, м/с		Усилия подъема и напора, кН		Мощности усилий, кВт		Сила тяжести ковша, кН	Расход энергии на подъем, кДж	Энергопотребление, кДж			K _э
	X _к	Y _к	V _п	V _н	F _п	F _н	P _п	P _н			Э _{Gi}	Э _{пi}	Э _{нi}	
Начальная траектория (X _{к0} = 10 м)														
1	10	0	0,94	-0,82	528	495	494	408	400					
2	11,15	2	0,89	-0,74	589	500	526	372	450	850	1290	1160	1,53	
3	12,3	4	0,81	-0,61	642	516	522	316	500	950	1420	1180	1,53	
4	13,45	6	0,69	-0,40	759	501	522	201	550	1050	1610	1200	1,56	
5	14,6	8	0,57	-0,10	936	495	536	49	600	1150	1940	1160	1,63	
6	15,75	10	0,58	0,23	1152	520	671	121	650	1250	2420	1190	1,81	
7	16,9	12	0,69	0,50	1349	547	934	275	700	1350	2920	1250	1,99	
Средняя траектория (X _{к0} = 14 м)														
8	14	0	0,87	-0,61	801	195	696	119	400					
9	15,15	2	0,82	-0,48	838	196	685	94	450	850	1880	450	1,46	
10	16,3	4	0,76	-0,30	876	183	662	56	500	950	1970	440	1,42	
11	17,45	6	0,70	-0,10	921	142	642	13	550	1050	2060	405	1,37	
12	18,6	8	0,66	0,13	978	59	645	8	600	1150	2190	405	1,36	
13	19,75	10	0,64	0,33	1040	78	661	26	650	1250	2320	170	1,25	
14	20,9	12	0,59	0,50	1093	296	640	148	700	1350	2440	480	1,39	
Конечная траектория (X _{к0} = 18 м)														
15	18	0	0,79	-0,39	1017	111	799	44	400					
16	19,15	2	0,73	-0,25	1055	148	774	38	450	850	2390	300	1,68	
17	20,3	4	0,68	-0,09	1097	214	742	20	500	950	2480	395	1,69	
18	21,45	6	0,61	0,07	1147	320	702	24	550	1050	2570	1270	2,13	
19	22,6	8	0,53	0,23	1210	480	644	113	600	1150	2730	1060	2,04	
20	23,75	10	0,42	0,38	1292	709	546	269	650	1250	2890	1450	2,17	
21	24,90	12	0,27	0,50	1416	1030	377	515	700	1350	3090	2060	2,45	

Таким образом, при экскавации горных пород карьерным экскаватором с рабочим оборудованием типа прямая лопата энергозатраты существенно изменяются в пределах рабочей зоны экскаватора, что обусловливается, в основном, ростом усилия подъема, противодействием усилий подъема и напора, а также, в целом, влиянием механизма рабочего оборудования, соединяющего главные механизмы с ковшом, на преобразование параметров механической

энергии двигателей главных механизмов в энергосиловые параметры, реализуемые на режущей кромке ковша [57, 71, 73].

Установление закономерностей формирования энергозатрат на экскавацию горных пород на основе вычислительного эксперимента позволяет оценить как единичные энергетические характеристики, так и энергетическую характеристику карьерного экскаватора для конкретных условий эксплуатации (уровня энергопотребления приводами главных механизмов) и энергоемкость процесса экскавации в целом. Результаты расчетов с переменными значениями входных переменных могут быть использованы при синтезе рациональных конструктивных схем рабочего оборудования экскаватора и рациональной схемы отработки забоя, а также создании системы мониторинга энергопотребления при отработке экскаваторного забоя в конкретных горнотехнических условиях эксплуатации.

В результате проведенного исследования:

- предложена методика расчета энергетической характеристики карьерного экскаватора при отработке забоя в конкретных горнотехнических условиях работы на основе имитационной модели рабочего процесса карьерного экскаватора и вычислительного эксперимента;
- определены фактические значения работ усилий подъема и напора в процессе отработки забоя;
- установлено, что в процессе экскавации грунта при совместном действии приводов главных механизмов карьерного экскаватора (подъема и напора) происходит изменение уровня энергопотребления как отдельных приводов, так и в целом силовой установки;
- выявлены основные факторы, определяющие распределение потребляемой мощности между приводами главных механизмов;
- установлено, что энергозатраты зависят от расположения ковша в рабочей зоне экскаватора;
- выявлены участки рабочей зоны экскаватора с повышенными значениями энергозатрат.

Таким образом, на основе имитационной модели процесса экскавации горных пород карьерным экскаватором производится оценка как единичных энергетических характеристик, так и энергоемкости процесса экскавации в целом.

Определение энергетической характеристики карьерного экскаватора на основе вычислительного эксперимента позволяет установить закономерности формирования энергозатрат на экскавацию горных пород в пределах рабочей зоны экскаватора. Результаты расчетов с переменными значениями входных переменных могут быть использованы при синтезе рациональных конструктивных схем рабочего оборудования экскаватора и рациональной схемы отработки забоя, а также создании системы мониторинга энергопотребления при отработке экскаваторного забоя в конкретных горнотехнических условиях эксплуатации [52, 71, 119, 122].

Анализ расчетных данных показывает, что энергопотребление двигателей при отработке экскаваторного забоя изменяется в широком диапазоне при практически постоянных расходах энергии при копании и на подъем элементов рабочего оборудования [71, 73]. Данные экспериментальных исследований режимов работы главных механизмов карьерного экскаватора выявили значительные нагрузки, действующие на рабочее оборудование и главные механизмы, возникающие ввиду отсутствия координации рабочих движений (подъема и напора) при ручном управлении и зависящие от степени противодействия главных механизмов.

Применение адаптивной цифровой системы управления на базе полученной модели и разработанного алгоритма управления двигателями главных механизмов обеспечивает, за счет согласования скоростей рабочих движений в конкретных условиях эксплуатации, существенное снижение энергопотребления.

Для экскаватора ЭКГ-20А число рабочих циклов (разгружаемых ковшей) в минуту определяем как [21, 85]:

$$n_z = 60 / t_{ц} = 60 / 28 = 2,14 \approx 2, \text{ ковш / мин} \quad (4.9)$$

где $t_{ц} = 28$ с – расчетная продолжительности цикла ЭКГ-20А (при угле поворота 90° и высоте копания равной высоте напорного вала – 12 м) [96]. Тогда число циклов в час составит примерно 129, за 8-часовую рабочую смену – 1029.

Однако фактическое значение числа разгружаемых ковшей за смену учитывает, по аналогии с эксплуатационной производительностью, коэффициент использования экскаватора по времени (в зависимости от организации работ и систем разработки). Приняв среднее значение этого коэффициента равным 0,8 [85, 90], получим число циклов (ковшей) за смену – 823. Поскольку для современных экскаваторов характерно интенсивное использование [21], то при двухсменном режиме работы число рабочих циклов ЭКГ-20А составит 1646, при трехсменном – 2469.

Зная мощность сетевого двигателя экскаватора ЭКГ-20А (2250 кВт) и рассчитав среднее значение суммарной потребляемой мощности двигателей его главных механизмов при согласовании режимных параметров (758 кВт), можно рассчитать потенциальную экономию от снижаемого расхода энергии на один экскаватор при использовании предложенной системы.

Уменьшение расхода энергии за один рабочий цикл определяется снижением энергопотребления при выполнении одной из составляющих этого цикла – операции копания. Продолжительность копания составляет от 10 до 20 сек. или около 50 % от всего рабочего цикла [89, 90]. Для расчетного случая (прямолинейная траектория, постоянная скорость копания – 1 м/с, угол наклона траектории – 60° , высота копания – 12 м) продолжительность операции копания составит 13,9 с, что позволяет оценить снижение энергозатрат и экономический эффект от этого снижения (при расчете 2,56 руб. за кВт*ч по тарифу на услуги по передаче электроэнергии для крупных компаний, подключенных к магистральным сетям [95]) за одну смену, а также при двухсменной или трехсменной работе (таблица 4.11):

Таблица 4.11 – Снижение энергопотребления и экономический эффект при согласовании режимных параметров главных механизмов экскаватора ЭКГ-20А

	Число циклов (при продолжительности цикла 28 с)	Период копания (при продолжительности копания 13,9 с), ч	Энергопотребление при копании (при мощности сетевого двигателя 2250 кВт), кВт*ч	Энергопотребление при копании (при расчетной потребляемой мощности двигателей 758 кВт), кВт*ч	Снижение энергозатрат (при разнице мощностей двигателей 1492 кВт), кВт*ч	Экономический эффект (при стоимости 2,56 руб за кВт*ч), руб
Смена	823	3,2	4131	2409	1722	4409
Двухсменная работа	1646	6,4	8262	4817	3445	8818
Трехсменная работа	2469	9,5	12393	7226	5167	13227

Таким образом применение данной системы для одного экскаватора ЭКГ-20А может обеспечить снижение энергозатрат за рабочий день до 5167 кВт*ч, при этом экономический эффект в день составит примерно 13227 руб. Приняв рабочее сменное время за год равным 273 сут. (трехсменная работа, средняя полоса) [21], получим годовой экономический эффект в размере около 3,6 млн. руб. (а именно 3611065 руб.).

Полученные результаты работы внедрены в хозяйственную деятельность и используются в аналитической работе ООО «Комплексное проектирование»; обсуждены на техническом совете и приняты к использованию в опытно-конструкторские работы отдела экскаваторного оборудования ПАО «Уралмашзавод»; приняты к внедрению в учебный процесс Уральского федерального университета для использования в лекционных, практических, лабораторных занятиях по специальным дисциплинам (Приложение 2).

В результате проведенного исследования можно сделать вывод, что при выемке горных пород карьерным экскаватором энергозатраты существенно изменяются в пределах рабочей зоны экскаватора. Противодействие двигателей главных механизмов приводит к увеличению потребляемой мощности и электроэнергии. Снижение энергозатрат и повышение энергоэффективности карьерных экскаваторов возможно за счет согласования режимных параметров

главных механизмов при их совместном действии в процессе экскавации горных пород. Решение поставленных задач обеспечит достижение цели работы, заключающейся в повышении эффективности функционирования карьерного экскаватора в целом [35, 54, 71, 73].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Диссертация является научно-квалификационной работой, в которой на основании выполненных исследований решается актуальная научно-техническая задача определения и обоснования рациональных значений скоростей подъема и напора, обеспечивающих перемещение ковша по заданным траектории и скорости копания, а также повышения эффективности функционирования карьерного экскаватора.

Основные научные и практические результаты, полученные в работе, состоят в следующем.

1. Выполнены структурный, кинематический и силовой анализы рычажного механизма, построены планы скоростей и усилий подъема и напора.
2. Получены аналитические выражения для определения режимных параметров главных механизмов, сформированы кинематические и динамические передаточные функции, разработаны математическая и имитационная модели процесса экскавации.
3. Разработана методика расчета скоростей и усилий рабочих движений при перемещении ковша по заданным траекториям в соответствии с паспортом экскаваторного забоя.
4. Разработана программа расчета скоростей и усилий рабочих движений, позволяющая реализовать практически любую траекторию перемещения ковша за счет координации движений подъема и напора при заданных энергосиловых параметрах, реализуемых на ковше.
5. На основе имитационной модели проведен вычислительный эксперимент с целью определения рациональных режимных параметров главных механизмов карьерного экскаватора в конкретных горнотехнических условиях и оценки уровня энергопотребления при экскавации грунта в конкретных горнотехнических условиях работы.

Основные выводы, сделанные в работе, заключаются в следующем.

1. В процессе экскавации горных пород рабочим оборудованием прямая лопата

карьерного экскаватора при совместном действии главных механизмов образуется общий передаточный механизм приводов главных механизмов.

2. В процессе экскавации горных пород рабочим оборудованием карьерного экскаватора происходит «обратимость» главных механизмов, при этом ведущим (начальным) звеном общего передаточного механизма является звено «рукоять-ковш», а звенья главных механизмов становятся ведомыми.

3. Рациональные значения режимных параметров главных механизмов определяются обобщенными координатами рычажного механизма из условия формирования заданной траектории перемещения ковша в процессе экскавации.

4. Энергоэффективность процесса экскавации в конкретных горнотехнических условиях эксплуатации зависит от положения ковша в рабочей зоне экскаватора.

5. Оценка уровня энергопотребления при экскавации грунта экскаватором ЭКГ-20А показывает, что при согласовании режимных параметров главных механизмов суммарная потребляемая мощность двигателей механизмов подъема и напора будет в среднем в 3 раза меньше, чем установленная, что приведет к соответствующему снижению энергозатрат и годовому экономическому эффекту в размере около 3,6 млн. руб. (для одного экскаватора).

6. Установление взаимозависимостей между режимными параметрами главных механизмов может служить основой для разработки адаптивной системы цифрового управления приводами главных механизмов, обеспечивающей за счет согласования скоростей рабочих движений в конкретных условиях эксплуатации повышение эффективности функционирования экскаватора.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Агеев, С. С. Горное оборудование Уралмашзавода / С. С. Агеев, А. В. Реймер // Екатеринбург: Изд. ООО «ФортДиалог-Исеть». – 2016. – 120 с.
2. Анализ силовых схем горных машин / И. Ю. Иванов, А. П. Комиссаров, Ю. А. Лагунова, В. С. Шестаков // Горное оборудование и электромеханика. – 2015. – № 8(117). – С. 50-55.
3. Анализ структуры и надежности современного парка карьерных экскаваторов / П. В. Иванова, С. А. Асонов, С. Л. Иванов, С. Ю. Кувшинкин // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2017. – № 7. – С. 51-57.
4. Анистратов, К. Ю. Техничко-экономическое обоснование эффективности применения карьерных экскаваторов ЭКГ-18 с речным напором ПАО «Уралмашзавод» на угольных разрезах / К. Ю. Анистратов // Горная промышленность. – 2016. – № 5(129). – С. 18.
5. Анистратов, Ю. И. Технологические процессы открытых горных работ / Ю. И. Анистратов, К. Ю. Анистратов. – Москва : ООО «НТЦ Горное дело», 2008. – 448 с.
6. Безкоровайный, П. Г. Оптимизация рабочего оборудования карьерного экскаватора / П. Г. Безкоровайный, В. С. Шестаков, К. А. Извеков // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности : сборник трудов XX международной научно-технической конференции «Чтения памяти В. Р. Кубачека», проведенной в рамках Уральской горнопромышленной декады, Екатеринбург, 07–08 апреля 2022 года. – Екатеринбург: Уральский государственный горный университет, 2022. – С. 222-225.
7. Беляков, Ю. И. Экскаваторные работы / Ю. И. Беляков. – Москва : Недра, 1992. – 288 с.
8. Берман, А. В. Метод определения энерговооруженности рабочего процесса экскавации во взаимосвязи с параметрами массива горных пород / А. В. Берман, Г. Я. Воронков, Р. Р. Гайнуллин // Открытые горные работы. – 2000. – № 3. – С. 25-

28.

9. Булес, П. Эффективность эксплуатации на горных предприятиях карьерных экскаваторов с электромеханическим и гидравлическим приводом основных механизмов / П. Булес // Горная промышленность. – 2014. – № 6(118). – С. 36-37.

10. Взаимодействие главных механизмов карьерного экскаватора при экскавации горных пород / А. П. Комиссаров, Ю. А. Лагунова, Н. С. Плотников, О. А. Лукашук, В. И. Сайтов // Известия Уральского государственного горного университета. – 2018. – № 4(52). – С. 93-97.

11. Влияние схемы установки стрелы на эффективность функционирования одноковшового экскаватора / В. В. Буров, А. П. Комиссаров, С. А. Хорошавин, К. Ю. Летнев // Актуальные проблемы повышения эффективности и безопасности эксплуатации горношахтного и нефтепромыслового оборудования. – 2017. – Т. 1. – С. 15-21.

12. Воронов, Ю. Е. Решение задачи оптимизации параметров карьерных одноковшовых экскаваторов / Ю. Е. Воронов, П. А. Зыков // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. – 2012. – № 8. – С. 12-16.

13. Вэблер, Д. Сопоставительный анализ карьерного погрузочного оборудования / Д. Вэблер // Горный журнал. – 1995. – № 12. – С. 5-8.

14. Ганин, А. Р. Внедрение экскаваторов нового модельного ряда производства «ИЗ-КАРТЭКС имени П. Г. Коробкова» на горных предприятиях России / А. Р. Ганин, А. В. Самолазов, Т. В. Донченко // Уголь. – 2012. – № 8(1037). – С. 60-63.

15. Ганин, А. Р. Стратегия развития и новая линейка карьерных экскаваторов производства ООО «ИЗ-КАРТЭКС имени П.Г. Коробкова» (группа ОМЗ) / А. Р. Ганин, А. В. Самолазов, Т. В. Донченко // Горная промышленность. – 2012. – № 4(104). – С. 28-33.

16. Гафурьянов, Р. Г. Взаимосвязи режимных параметров главных механизмов карьерного экскаватора с технологическими параметрами процесса

экскавации горных пород / Р. Г. Гафурьянов, А. П. Комиссаров // Горное оборудование и электромеханика. – 2010. – № 6. – С. 7-10.

17. Гафурьянов, Р. Г. Моделирование рабочего процесса карьерных экскаваторов / Р. Г. Гафурьянов, А. П. Комиссаров, В. С. Шестаков // Горное оборудование и электромеханика. – 2009. – № 6. – С. 40-45.

18. Глебов, А. В. Оценка эффективности применения мехлопат и гидравлических экскаваторов в условиях Кузбасса / А. В. Глебов, Л. А. Репин // Горное оборудование и электромеханика. – 2013. – № 6. – С. 20-22.

19. Давыдов, Б. Л. Динамика горных машин / Б. Л. Давыдов, Б. А. Скородумов. – Москва : Госгортехиздат, 1961. – 335 с.

20. Дмитриев, Д. С. ЭКГ-30Р речный гусеничный экскаватор для тяжелых условий работы на железорудных карьерах / Д. С. Дмитриев, В. В. Мальцев // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности : сборник трудов XX международной научно-технической конференции «Чтения памяти В. Р. Кубачека», проведенной в рамках Уральской горнопромышленной декады, Екатеринбург, 07–08 апреля 2022 года. – Екатеринбург: Уральский государственный горный университет, 2022. – С. 39-43.

21. Домбровский, Н. Г. Экскаваторы. Общие вопросы теории, проектирования, исследования и применения / Н. Г. Домбровский. – Москва : Машиностроение, 1969. – 318 с.

22. Епифанов, А. П. Электропривод / А. П. Епифанов, Л. М. Малайчук, А. Г. Гущинский. – Санкт-Петербург : Изд-во «Лань», 2012. – 400 с.

23. Жариков, С. Н. Совершенствование расчета производительности карьерного экскаватора / С. Н. Жариков // Записки Горного института. – 2018. – Т. 229. – С. 56-61.

24. Зайцев Л. В. Исследование функциональных взаимосвязей и определение рациональных значений основных параметров одноковшовых экскаваторов: дис. ... канд. техн. наук. – Москва, 1971.

25. Иванов И. Ю. Обоснование рациональных параметров рабочего

оборудования карьерных экскаваторов с замыканием рабочих нагрузок: автореферат дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06. – Екатеринбург, 2011. – 14 с.

26. Иванов, И. Ю. Оценка энергоемкости рабочего процесса гидравлического экскаватора с замыканием внешних нагрузок / И. Ю. Иванов, А. П. Комиссаров // Горное оборудование и электромеханика. – 2011. – № 9. – С. 45-47.

27. Интенсификация процессов экскавации горных пород / И. Ю. Иванов, А. П. Комиссаров, Ю. А. Лагунова, В. С. Шестаков // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. – 2015. – № 3. – С. 94-100.

28. Квагинидзе, В. С. Эксплуатация карьерного горного и транспортного оборудования в условиях Севера / В. С. Квагинидзе // Москва : Горная книга (МГГУ), 2002. – 243 с.

29. Ключков, Н. Н. Горные машины и оборудование для разработки россыпных месторождений. Часть 2 Выемочно-погрузочные машины : учеб. пособие / Н. Н. Ключков. – Москва : РГГРУ, 2002. – 33 с.

30. Комиссаров, А. П. Анализ двухкривошипно-рычажных механизмов рабочего оборудования карьерных экскаваторов / А. П. Комиссаров, К. Ю. Летнев, О. А. Лукашук // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности : сборник трудов XV Международной научно-технической конференции, Екатеринбург, 20–21 апреля 2017 года. – Екатеринбург: Уральский государственный горный университет, 2017. – С. 41-46.

31. Комиссаров, А. П. Имитационная модель функционирования рабочего оборудования гидравлического экскаватора / А. П. Комиссаров, В. С. Шестаков // Горное оборудование и электромеханика. – 2013. – № 8. – С. 20-24.

32. Комиссаров, А. П. Инновационные технические решения в экскаваторостроении / А. П. Комиссаров, О. А. Маслеников, Р. Ш. Набиуллин // Горное оборудование и электромеханика. – 2022. – № 6(164). – С. 3-9.

33. Комиссаров, А. П. Метод оценки рабочих параметров карьерного экскаватора в конкретных условиях эксплуатации / А. П. Комиссаров // Горные машины и автоматика. – 2003. – № 6. – С. 33-35.

34. Комиссаров, А. П. Новые подходы в создании карьерных экскаваторов / А. П. Комиссаров // Механизация строительства. – 2000. – № 2. – С. 6-7.

35. Комиссаров, А. П. Особенности режимов нагружения канатов подъемного и напорного механизмов карьерного экскаватора / А. П. Комиссаров, С. А. Хорошавин, К. Ю. Летнев // Горное оборудование и электромеханика. – 2020. – № 5(151). – С. 22-27.

36. Комиссаров, А. П. Оценка уровня энергопотребления одноковшовых экскаваторов / А. П. Комиссаров, Ю. А. Лагунова, О. А. Лукашук // Материаловедение. Машиностроение. Энергетика : сборник научных трудов / Под руководством В. В. Кружаева. – Екатеринбург : Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего профессионального образования Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина, 2015. – С. 362-371.

37. Комиссаров, А. П. Оценка энергетических параметров рабочего оборудования гидравлических экскаваторов / А. П. Комиссаров, А. А. Лаутеншлейгер, Н. М. Суслов // Тяжелое машиностроение. – 1991. – № 8. – С. 25-29.

38. Комиссаров, А. П. Повышение технического уровня выемочно-погрузочного оборудования / А. П. Комиссаров, В. И. Сайтов, Н. М. Суслов // Известия вузов. Горный журнал. – 1992. – № 7. – С. 91-95.

39. Комиссаров, А. П. Проектирование карьерных экскаваторов / А. П. Комиссаров, Ю. А. Лагунова, В. С. Шестаков. – Москва : Инновационное машиностроение, 2017. – 232 с.

40. Комиссаров, А. П. Разработка имитационной модели процесса экскавации горных пород рабочим оборудованием прямая лопата карьерного экскаватора / А. П. Комиссаров, К. Ю. Летнев // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности : Сборник трудов XVII Международной научно-технической конференции, Екатеринбург, 04–05 апреля 2019 года / Под общей редакцией Ю.А. Лагуновой. – Екатеринбург: Уральский государственный горный

университет, 2019. – С. 267-270.

41. Комплексная оценка факторов, определяющих наработку экскаваторов ЭКГ новой продуктовой линейки производства ИЗ-КАРТЭКС / Д. А. Шибанов, Д. И. Шишлянников, П. В. Иванова, С. Л. Иванов // Научно-аналитический и производственный журнал «Горное оборудование и электромеханика». – 2015. – № 9. – С. 3-9.

42. Корнилков, С. В. Некоторые проблемы выпуска мощных отечественных экскаваторов / С. В. Корнилков, А. В. Яковлев, А. Р. Маттис // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. – 2011. – № 1. – С. 12-16.

43. Корюков, А. А. Геометрическая модель рабочего оборудования карьерного экскаватора для расчета нагрузок электропривода и контроля положения ковша / А. А. Корюков // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. – 2013. – № 3. – С. 106-113.

44. Корюков, А. А. Имитационная модель карьерного экскаватора / А. А. Корюков, А. Л. Карякин // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2013. – № 4. – С. 302-305.

45. Кравцов, В. А. Разработка автоматизированной системы управления транспортными операциями экскаватора-мехлопаты: дис. ... канд. техн. наук. – МГИ, Москва, 1998.

46. Кубачек, В. Р. Некоторые особенности развития одноковшовых экскаваторов / В. Р. Кубачек // Известия вузов. Горный журнал. – 1969. – № 8. – С. 90-94.

47. Кубачек, В. Р. Определение скоростей рабочих движений прямой лопаты с прямым независимым напором / В. Р. Кубачек, Ю. А. Девяткин, Ю. А. Игумнов // Известия вузов. Горный журнал. – 1970. – № 2. – С. 91-95.

48. Кузнецов, А. Л. Карьерные экскаваторы ПАО «Уралмашзавод» – настоящее и будущее российской горнодобывающей промышленности / А. Л. Кузнецов, К. Ю. Анистратов // Уголь. – 2016. – № 8(1085). – С. 77-81.

49. Кузнецов, А. Л. Карьерный экскаватор ЭКГ-18 с речным напором –

базовая модель продуктовой линейки мехлопат ПАО «Уралмашзавод» / А. Л. Кузнецов, К. Ю. Анистратов, В. О. Фурин // Горная промышленность. – 2016. – № 4(128). – С. 9-13.

50. Левитский, Н. И. Теория механизмов и машин / Н. И. Левитский. – Москва : Наука, 1979. – 576 с.

51. Летнев, К. Ю. Формирование энергетической характеристики карьерного экскаватора / К. Ю. Летнев // Инновационное развитие техники и технологий наземного транспорта : сборник статей, Екатеринбург, 16 декабря 2020 года / Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина. – Екатеринбург: Издательство Уральского университета, 2021. – С. 98-100.

52. Летнев, К. Ю. Энергоемкость процесса экскавации горных пород рабочим оборудованием типа прямая лопата карьерного экскаватора / К. Ю. Летнев // Горное оборудование и электромеханика. – 2019. – № 3(143). – С. 9-13.

53. Лукашук, О. А. Закономерности формирования режимных параметров главных механизмов карьерного экскаватора в процессе экскавации горных пород / О. А. Лукашук // Горное оборудование и электромеханика. – 2019. – № 3(143). – С. 14-17.

54. Лукашук, О. А. Идентификация положения ковша карьерного экскаватора в забое / О. А. Лукашук, К. Ю. Летнев, М. Д. Лукашук // Актуальные проблемы повышения эффективности и безопасности эксплуатации горношахтного и нефтепромыслового оборудования. – 2019. – Т. 1. – С. 14-20.

55. Лукашук, О. А. Машины для разработки грунтов. Проектирование и расчет : учеб. пособие / О. А. Лукашук, А. П. Комиссаров, К. Ю. Летнев. – Екатеринбург : Издательство Уральского университета, 2018. – 128 с.

56. Лукашук, О. А. Определение режимных параметров рычажного механизма карьерного экскаватора / О. А. Лукашук, К. Ю. Летнев // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. – 2021. – № 2. – С. 94-102.

57. Лукашук, О. А. Определение режимов работы двигателей главных

механизмов одноковшового экскаватора / О. А. Лукашук, К. Ю. Летнев, А. П. Комиссаров // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. – 2017. – № 5. – С. 52-58.

58. Лукашук, О. А. Определение энергозатрат при экскавации грунта / О. А. Лукашук, К. Ю. Летнев // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2018. – № 6. – С. 113-118.

59. Маковеев А. В. Обоснование параметров карьерных экскаваторов в зависимости от условий эксплуатации: автореферат дис. ... канд техн. наук: 05.05.06. – Екатеринбург, 2008. – 16 с.

60. Малафеев, С. И. Интеллектуализация карьерного экскаватора / С. И. Малафеев, Ю. В. Тихонов // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2015. – № 11. – С. 107-115.

61. Малафеев, С. И. Компьютерное моделирование мехатронных систем одноковшовых экскаваторов / С. И. Малафеев, С. С. Малафеев, Н. А. Серебренников // Горное оборудование и электромеханика. – 2011. – № 5. – С. 24-29.

62. Малафеев, С. И. Моделирование энергетических процессов в мехатронных системах одноковшовых экскаваторов / С. И. Малафеев, С. С. Малафеев, Н. А. Серебренников // Горное оборудование и электромеханика. – 2011. – № 5. – С. 24-29.

63. Малафеев, С. И. Организация мониторинга карьерных экскаваторов / С. И. Малафеев, В. И. Коняшин // Научно-технические технологии разработки и использования минеральных ресурсов. – 2017. – № 3. – С. 201-206.

64. Малафеев, С. И. Повышение энергетической эффективности карьерных экскаваторов на основе модернизации электрооборудования и систем управления / С. И. Малафеев, Н. А. Серебренников // Уголь. – 2018. – № 10(1111). – С. 30-35.

65. Муравский, А. К. Обоснование параметров экскаваторного ковша с повышенными силовыми возможностями: автореферат дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06. – Екатеринбург, 2012. – 17 с.

66. Набиуллин, Р. Ш. Формирование рабочих характеристик главных механизмов карьерных экскаваторов / Р. Ш. Набиуллин, А. П. Комиссаров // Инновационное развитие техники и технологий наземного транспорта : сборник статей, Екатеринбург, 16 декабря 2020 года / Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина. – Екатеринбург: Издательство Уральского университета, 2021.

67. Новый тип рабочего оборудования карьерного экскаватора / А. П. Комиссаров, Ю. А. Лагунова, О. А. Лукашук, Н. С. Плотников // Уголь. – 2018. – № 12(1113). – С. 27-29.

68. Об энергосбережении и повышении энергетической эффективности в АК «АЛРОСА» (ПАО) / Н. А. Соловьева, А. И. Крашенинников, И. В. Зырянов, А. В. Рыбников // Горное оборудование и электромеханика. – 2016. – № 2(120). – С. 16-19.

69. Обоснование рабочей характеристики карьерного экскаватора / А. П. Комиссаров, Ю. А. Лагунова, О. А. Лукашук, И. В. Телиман // Горное оборудование и электромеханика. – 2017. – № 2(129). – С. 7-10.

70. «Обратимость» главных механизмов карьерного экскаватора при экскавации горных пород / А. П. Комиссаров, Н. С. Плотников, К. Ю. Летнев, О. А. Лукашук // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности : Сборник трудов XVI международной научно-технической конференции в рамках Уральской горнопромышленной декады, Екатеринбург, 12–13 апреля 2018 года / Под общей редакцией Ю.А. Лагуновой. – Екатеринбург: Уральский государственный горный университет, 2018. – С. 48-50.

71. Определение энергоемкости процесса экскавации рабочим оборудованием типа прямая лопата карьерного экскаватора / А. П. Комиссаров, Н. С. Плотников, О. А. Лукашук, К. Ю. Летнев // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. – 2019. – № 1. – С. 112-118.

72. Оценка режимных параметров главных механизмов экскаватора «Горный» / А. П. Комиссаров, Ю. А. Лагунова, В. С. Шестаков, О. А. Лукашук //

Горное оборудование и электромеханика. – 2019. – № 3(143). – С. 3-8.

73. Оценка степени противодействия двигателей приводов главных механизмов карьерного экскаватора / А. П. Комиссаров, О. А. Маслеников, Р. Ш. Набиуллин, С. А. Хорошавин // Горное оборудование и электромеханика. – 2022. – № 6(164). – С. 10-16.

74. Патент на полезную модель № 122670 U1 Российская Федерация, МПК E02F 3/42. рабочее оборудование карьерного экскаватора : № 2012133947/03 : заявл. 07.08.2012 : опубл. 10.12.2012 / А. П. Комиссаров, В. С. Шестаков, С. А. Хорошавин.

75. Патент на полезную модель № 194752 U1 Российская Федерация, МПК E02F 3/40. Ковш землеройной машины : № 2019120419 : заявл. 01.07.2019 : опубл. 23.12.2019 / Я. Л. Либерман, К. Ю. Летнев, Е. Ф. Камалтдинов ; заявитель Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина».

76. Патент на полезную модель № 92033 U1 Российская Федерация, МПК E02F 3/28. рабочее оборудование экскаватора : № 2009136459/22 : заявл. 01.10.2009 : опубл. 10.03.2010 / Р. Г. Гафурьянов, И. Ю. Иванов, А. П. Комиссаров ; заявитель ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет».

77. Певзнер, Л. Д. Автоматизированное управление мощными одноковшовыми экскаваторами / Л. Д. Певзнер. – Москва : Горное дело, 2014. – 396 с.

78. Певзнер, Л. Д. Алгоритм управления операцией черпания карьерного экскаватора-мехлопаты с применением нечеткой логики / Л. Д. Певзнер, С. Е. Бабаков // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2015. – № 1. – С. 263-272.

79. Певзнер, Л. Д. Математическая модель динамики карьерного экскаватора как объекта управления / Л. Д. Певзнер, С. Е. Бабаков // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2013. – № 12. – С. 249-

252.

80. Певзнер, Л. Д. Моделирование и управление операцией транспортирования экскаватора-мехлопаты / Л. Д. Певзнер, С. Е. Бабаков // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2015. – № 2. – С. 207-222.

81. Певзнер, Л. Д. Управление операцией черпания карьерного экскаватора-мехлопаты с применением нечеткой логики / Л. Д. Певзнер, С. Е. Бабаков // Уголь. – 2012. – № 8(1037). – С. 64-67.

82. Перепелкин, М. А. Применение математических моделей при разработке строительного-дорожного, горных машин и оборудования / М. А. Перепелкин // Горная промышленность. – 2017. – № 4 (134). – С. 82-85.

83. Повышение качества управления одноковшовыми экскаваторами на основе мультиагентного подхода / Дружинин А. В., Волкова Е. А., Нагаткин Е. Ю., Полузадов В. Н. // Новые огнеупоры. – 2016. – № 3. – С. 11-12.

84. Подэрни, Р. Ю. Анализ современного состояния мирового рынка поставок выемочно-погрузочного карьерного оборудования (мехлопаты и драглайны) / Р. Ю. Подэрни // Горная промышленность. – 2013. – № 6(112). – С. 14-18.

85. Подэрни, Р. Ю. Механическое оборудование карьеров: учеб. для вузов / Р. Ю. Подэрни, 8-е изд., перераб. и доп. – Москва : Изд-во Майнинг Медиа Групп, 2013. – 593 с.

86. Подэрни, Р. Ю. Сравнительный анализ гидравлических и механических экскаваторов с прямой лопатой / Р. Ю. Подэрни, П. Булес // Горный журнал. – 2015. – № 1. – С. 55-61.

87. Программное управление процессом экскавации горных пород карьерным экскаватором / А. П. Комиссаров, Ю. А. Лагунова, О. А. Лукашук, В. С. Шестаков // Горное оборудование и электромеханика. – 2020. – № 5(151). – С. 28-33.

88. Производительность выемочно-погрузочного оборудования / И. В.

Зырянов, Ю. И. Лель, Д. Х. Ильбульдин [и др.] // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. – 2016. – № 8. – С. 11-20.

89. Производительность одноковшовых экскаваторов [Электронный ресурс] // Строительство и ремонт: теория и практика. – 2021. – Режим доступа : <https://terrakolor.ru/otkrytye-gornye-raboty/13658-proizvoditelnost-odnokovshevyh-ekskavatorov.html>.

90. Производительность экскаваторов и бульдозеров [Электронный ресурс] // Интернет-журнал «Строительная техника и оборудование». – 2017. – Режим доступа : https://exkavator.ru/main/news/inf_news/123655_proizvoditelnost_odnokovshovih_ekskavatorov.html.

91. Рехтман, А. П. Комплексные испытания экскаватора ЭКГ-12 / А. П. Рехтман, А. А. Крагель // Механизация строительства. 2001. – № 1. – С. 24-26.

92. Савченко, А. Я. Совершенствование методологии оценки качества высокопроизводительного экскавационного оборудования большой единичной мощности на этапе эксплуатации / А. Я. Савченко // Горные машины и автоматика. – 2001. – № 1. – С. 4-6.

93. Самолазов, А. В. Практические результаты внедрения экскаваторов ЭКГ-18Р и ЭКГ-32Р производства ООО «ИЗ-КАРТЭКС имени П. Г. Коробкова» на угледобывающих предприятиях России / А. В. Самолазов, Т. В. Донченко, Д. А. Шибанов // Уголь. – 2013. – № 4(1045). – С. 36-38.

94. Слесарев, Б. В. Исследование условий и параметров экскавации мощных карьерных гидравлических экскаваторов / Б. В. Слесарев, П. Булес // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2015. – № S1-2. – С. 42-51.

95. Смертина, П. Сетям добавили на БАМ [Электронный ресурс] / П. Смертина // Газета «Коммерсантъ». – 2023. – № 77. с. 9. – Режим доступа : <https://www.kommersant.ru/doc/5966982>.

96. Сравнение характеристик ЭКГ [Электронный ресурс] //

Информационный портал «Экскаватор ЭКГ». – Режим доступа : <https://www.ekg-5.com/comparison>.

97. Тангаев, И. А. Энергоемкость процессов добычи и переработки полезных ископаемых / И. А. Тангаев. – Москва : Недра, 1986. – 232 с.

98. Федоров, Л. Н. К вопросу создания горных машин нового поколения: системный подход / Л. Н. Федоров // Горное оборудование и электромеханика. – 2009. – № 7. – С. 45-48.

99. Хорошавин, С. А. Повышение эффективности карьерных одноковшовых экскаваторов за счет совершенствования рабочего оборудования: автореферат дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06. – Екатеринбург, 2015. – 16 с.

100. Шестаков, В. С. Направления повышения эффективности одноковшовых карьерных экскаваторов / В. С. Шестаков, С. А. Хорошавин // Горное оборудование и электромеханика. – 2014. – № 2(99). – С. 11-13.

101. Шестаков, В. С. Составление моделей для расчета рабочего оборудования карьерных экскаваторов производства ОАО «Уралмашзавод» / В. С. Шестаков, С. А. Хорошавин // Горное оборудование и электромеханика. – 2013. – № 8. – С. 14-19.

102. Эволюция конструкций карьерных одноковшовых экскаваторов / А. П. Комиссаров, Ю. А. Лагунова, В. С. Шестаков, О. А. Лукашук // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности : Сборник трудов XVII Международной научно-технической конференции, Екатеринбург, 04–05 апреля 2019 года / Под общей редакцией Ю. А. Лагуновой. – Екатеринбург: Уральский государственный горный университет, 2019. – С. 67-72.

103. Эскавация горных пород как процесс функционирования рабочего оборудования карьерного экскаватора / А. П. Комиссаров, О. А. Лукашук, К. Ю. Летнев, В. И. Сайтов // Актуальные проблемы повышения эффективности и безопасности эксплуатации горношахтного и нефтепромыслового оборудования. – 2018. – Т. 1. – С. 75-81.

104. Bender, F. A. Predictive Driver Model for the Virtual Excavator / F. A.

Bender, O. A. Sawodny // Proceedings of the 13th International Conference on Control, Automation, Robotics and Vision (ICARCV), 2014. – P. 187-192.

105. Berns, K. Simulation and control of an autonomous bucket excavator for landscaping tasks / K. Berns, M. Proetzsch, D. Schmidt // Proceedings of the IEEE ICRA, Anchorage, Alaska, USA, May 3-8, 2010. – P. 5108-5113.

106. Dudczak, A. Excavators: theory and design / A. Dudczak. – Warsaw : PWN, 2000.

107. Energy efficiency in the Minerals Industry: Best Practices and Research Directions / ed. K. Awuah-Offei. – Springer, 2017. – 333 p.

108. Frimpong, S. Performance simulation of shovel excavators for earthmoving operations / S. Frimpong, Y. Hu, Z. Chang // Proceedings of the Summer in Computer Simulation Conference (SCSC–2003). – 2003. – P. 133-138.

109. Geu Flores, F. Workspace analysis and maximal force calculation of a face-shovel excavator using kinematical transformers / F. Geu Flores, A. Kecskemethy, A. Pottker // Proceedings of the 12th IFToMM World Congress, Besancon, June 18-21, 2007. – P. 1-6.

110. Komissarov, A. P. Evaluation of Single-bucket Excavators Energy Consumption / A. P. Komissarov, O. A. Lukashuk, Y. A. Lagunova // 2nd International Conference on Industrial Engineering (ICIE-2016), Chelyabinsk, 19–20 мая 2016 года. – Chelyabinsk: Elsevier Ltd, 2016. – P. 1221-1226.

111. Komissarov, A. P. Kinematic features of operational equipment linkage in single-bucket excavators / A. P. Komissarov, O. A. Lukashuk, K. Y. Letnev // ACM International Conference Proceeding Series : 4, Valenciennes, 07–11 февраля 2018 года. – Valenciennes, 2018. – P. 121-125.

112. Lagunova, Y. A. Determination of functions of controlling drives of main executive mechanisms of mining excavators / Y. A. Lagunova, A. P. Komissarov, O. A. Lukashuk // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Tomsk, 04–06 декабря 2017 года. Vol. 327. – Tomsk: Institute of Physics Publishing, 2018. – P. 052024.

113. Le, Q. H. Development of a Virtual Excavator using SimMechanics and SimHydraulic / Q. H. Le, Y. M. Jeong, C. T. Nguyen, S. Y. Yang // Journal of Drive and Control. – 2013. – Vol. 10, Iss. 1. – P. 29-36.

114. Lee, B., Trajectory Generation for an Automated Excavator / B. Lee, H. J. Kim // Proceedings of the 14 International Conference on Control, Automation and Systems (ICCAS–2014). – Seoul, 2014. – P.716-719.

115. Li, Y. Multi-objective optimization and simulation of novel working mechanism for face-shovel excavator / Y. Li, X. Mu, R. Fan // International Journal of Intelligent Robotics and Applications, 2021. – vol. 1, no. 5.

116. Liu, J. Integrated mechanical and electrohydraulic system modeling and virtual reality simulation technology of a virtual robotic excavator / J. Liu // Computer-Aided Industrial Design & Conceptual Design. IEEE 10th International Conference, 2009. – P. 797-802.

117. Lukashuk, O. A. Developing a digital control system for the main drives of an open-pit excavator as a major field of increasing the efficiency of excavator operation / O. A. Lukashuk, A. P. Komissarov, Y. A. Lagunova // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering : International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment 2019, ICMTME 2019, Sevastopol, 09–13 сентября 2019 года. Vol. 709, 2, Issue 1. – Sevastopol: Institute of Physics Publishing, 2020. – P. 022117.

118. Lukashuk, O. A. Development of algorithm for excavation control / O. A. Lukashuk, K. Y. Letnev, A. P. Komissarov // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering : 15, Nizhny Tagil, 18–19 июня 2020 года. – Nizhny Tagil, 2020. – P. 012083.

119. Lukashuk, O. A. Increasing power efficiency of open-pit excavators / O. A. Lukashuk, A. P. Komissarov, K. Y. Letnev // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering : International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment 2019, ICMTME 2019, Sevastopol, 09–13 сентября 2019 года. Vol. 709, 2, Issue 1. – Sevastopol: Institute of Physics Publishing, 2020. – P.

022083.

120. Lukashuk, O. A. Specifics of drives functioning in main mechanisms of open-pit excavator / O. A. Lukashuk, K. Y. Letnev, A. P. Komissarov // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Sevastopol, 07–11 сентября 2020 года. – Sevastopol, 2020. – P. 052075.

121. Lukashuk, O. Development of Optimization Algorithm to Control Open-Pit Excavator Operation / O. Lukashuk, A. Komissarov, K. Letnev // Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2019) : Conference proceedings ICIE 2019, Sochi, Russia, 25–29 марта 2019 года. – Sochi, Russia: Springer International Publishing, Switzerland AG, 2020. – P. 747-753.

122. Lukashuk, O. Distribution of consumed power between drives of main mechanisms in open-pit excavators during the process of rock excavation / O. Lukashuk, A. Komissarov, K. Letnev // Proceedings of the 4th International conference on industrial engineering ICIE 2018 : Lecture notes in mechanical engineering, Москва, 15–18 мая 2018 года. – Москва: Springer International Publishing, 2019. – P. 2273-2281.

123. Lukashuk, O. Efficiency model in excavation control as primary reserve of performance increase for open-pit excavators / O. Lukashuk, K. Letnev, A. Komissarov // MATEC Web of Conferences : 2018 International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment, ICMTMTE 2018, Sevastopol, 10–14 сентября 2018 года. Vol. 224. – Sevastopol: EDP Sciences, 2018. – P. 02028.

124. Lukashuk, O. Modeling the Process of Rock Excavation with a Front-shovel Operational Equipment of Open-pit Excavators / O. Lukashuk, K. Letnev, V. Makarova // Proceedings of the 7th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2021) : ICIE: International Conference on Industrial Engineering, Sochi, 17–21 мая 2021 года. Vol. 2. – Челябинск: Springer, 2022. – P. 425-433.

125. Lukashuk, O. Operation of single-bucket excavator transmission system / O. Lukashuk, A. P. Komissarov, K. Y. Letnev // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering : 1, Dubai, 24–26 ноября 2017 года. – Dubai, 2018. – P. 012016.

126. Lukashuk, O. Operation parameters matching for main mechanisms of open-

pit excavators employed in rock excavation / O. Lukashuk, A. Komissarov, K. Letnev // Proceedings of the 4th International conference on industrial engineering ICIE 2018 : Lecture notes in mechanical engineering, Москва, 15–18 мая 2018 года. – Москва: Springer International Publishing, 2019. – P. 2263-2271.

127. Lukashuk, O. Specifics of Rock Excavation Process Using Open-Pit Excavator / O. Lukashuk, K. Letnev, A. Komissarov // 6th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2020) : Серия Lecture Notes in Mechanical Engineering, Sochi, Russia, 18–22 мая 2020 года. Vol. II. – Sochi, Russia: Springer International Publishing, 2021. – P. 787-794.

128. On justification of efficient Energy-Force parameters of Hydraulic-excavator main mechanisms / A. Komissarov, Y. Lagunova, V. Shestakov, O. Lukashuk // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering : 1, Dubai, 24–26 ноября 2017 года. – Dubai, 2018. – P. 012015.

129. Park, B. Development of a virtual reality excavator simulator: a mathematical model of excavator digging and a calculation methodology. PhD Diss / B. Park // Virginia Polytechnic Institute and State University. Blackburg, Virginia, USA, 2002. – 223 p.

130. Ramezani, M. Using Artificial Intelligence In Mining Excavators: Automating routine operational decisions / M. Ramezani, S. Tafazoli // IEEE Industrial Electronics Magazine, 2021. – vol. 1, no. 15. – P. 6-11.

131. Sotiropoulos, F. E. Dynamic modeling of bucket-soil interactions using Koopman-DFL lifting linearization for model predictive contouring control of autonomous excavators / F. E. Sotiropoulos, H. H. Asada // IEEE Robotics and Automation Letters, 2022. – vol. 1, no. 7. – P. 151-158.

132. Yang, Y. Optimization-based framework for excavation trajectory generation // IEEE Robotics and Automation Letters, 2021. – vol. 2, no. 6. – P. 1479-1486.

133. Zhang, L. An autonomous excavator system for material loading tasks / L. Zhang, J. Zhao, P. Long, L. Wang, L. Qian, F. Lu, X. Song, D. Manocha // Science Robotics, 2021. – vol. 55, no. 6. – P. 8474-8481.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Имитационная модель (программный код на Visual Basic for Applications в Microsoft Excel)

Option Explicit

Const pi = 3.141

Dim Lk, L_1, L_2, a_1, a_2, a_3, x_o, y_o, x_o1, y_o1, x_o2, y_o2, R, OA, Lp, Ek, ro, k, Nt, Bc

Dim psi, Vк, Po1, Po2, Gк, Gr, Xк, Yк, Xкн, Yкн, P_п, P_н, Sigma_P, j, Ymax

Sub ЭКГ()

Del Кинем

ЭКГ_Ввод

Расчет

End Sub

Sub ЭКГ_Ввод() 'Процедура ввода данных

 'Размеры ковша

 Lk = Worksheets("Данные").Range("lk") 'B-Sк (от точки крепления рукоятки до центра масс ковша)

 L_1 = Worksheets("Данные").Range("l_1") 'B-K (от точки крепления рукоятки до точки копания)

 L_2 = Worksheets("Данные").Range("l_2") 'B-C (от точки крепления рукоятки до точки крепления каната)

 a_1 = Worksheets("Данные").Range("a_1") / 57.3 'угол АВ-BC

 a_2 = Worksheets("Данные").Range("a_2") / 57.3 'угол АВ-BK

 a_3 = Worksheets("Данные").Range("a_3") / 57.3 'угол АВ-BSk

 'Координаты оси пяты стрелы

 x_o = Worksheets("Данные").Range("x_o")

 y_o = Worksheets("Данные").Range("y_o")

 'Координаты оси напорного вала (точка O1)

 x_o1 = Worksheets("Данные").Range("x_o1")

 y_o1 = Worksheets("Данные").Range("y_o1")

 'Координаты оси головных блоков (точка O2, Yo2 - расчетная высота копания)

 x_o2 = Worksheets("Данные").Range("Xo2")

 y_o2 = Worksheets("Данные").Range("Yo2")

 'Радиус головного блока (O2-D)

 R = Worksheets("Данные").Range("R_гб")

 'Плотность породы

 ro = Worksheets("Данные").Range("ro") * 1000

 'Вместимость ковша

 Ek = Worksheets("Данные").Range("Ek")

```

'Радиус кремальерной шестерни (напорного блока) (O1-A)
OA = Worksheets("Данные").Range("OA")
'Длина рукояти (A-B)
Lp = Worksheets("Данные").Range("Lp")
'Угол наклона траектории к горизонту
psi = Worksheets("Данные").Range("psi") / 57.3
'Координаты точки начала траектории (точка K, Xк - радиус копания)
Xк = Worksheets("Данные").Range("Xк")
Yк = Worksheets("Данные").Range("Yк")
'Сила тяжести порожнего ковша
Gк = Worksheets("Данные").Range("Gк") * 1000
'Сила тяжести рукояти
Gp = Worksheets("Данные").Range("Gp") * 1000
'Скорость вершины зуба ковша (скорость ковша) (Vк)
Vк = Worksheets("Данные").Range("Vк")
'Касательная составляющая силы сопротивления копанияю
Po1 = Worksheets("Данные").Range("Po1") * 1000
'Коэффициент нормальной составляющей силы сопротивления копанияю
k = Worksheets("Данные").Range("Po2")
'Количество траекторий
Nт = Worksheets("Данные").Range("Nт")
'Ширина стружки при копании
Bс = Worksheets("Данные").Range("Bс")
'Максимальная высота копания
Ymax = Worksheets("Данные").Range("Ymax")
'Начальные координаты точки начала траектории (точки K)
Xкн = Xк
Yкн = Yк
End Sub

Sub Расчет()
Dim A, B, C, z, u_a, l_p, x_b, y_b, x_c, y_c, d, e, u, u_b, u_bг, l_п, x_d, y_d
Dim fi_2, fi_2г, v_н, OC, OK, v_c1, fi_1, fi_1г, v_c, gamma, gammaг, v_п, fi_pi_2,
fi_pi_2г
Dim Po1x, Po1y, Po2x, Po2y, Xsk, Xsp, M1, F_п, F_н, Gкп, F1, u_ag, G_пор
Dim i, iv, T, N_ц, v_пор, Xнкj, Ап, Вп, Сп, epsilon, delta, Dп, bрас, dy, dx, КПД
T = 0
v_пор = 0
i = 1
iv = 5
N_ц = 10 'количество расчетных позиций при перемещении копша до расчетной
высоты копания при заданной траектории
Xнкj = Xкн - Bс
Worksheets("Т_Кинем").Range("N2") = Vк 'вывод скорости в таблице

```

```

G_пор = Ек * ro * 0.9 * 9.81 / 1.5 'сила тяжести породы
For j = 1 To Nт 'цикл расчета всех траекторий
Т = -10 / N_ц
v_пор = -Ек / N_ц
Хнкj = Хнкj + Вс 'следующая начальная координата точки К для данной
траектории - внедрение на ширину стружки
Yк = Yкн - Ymax / N_ц 'возвращение к начальной точки копания для данной
траектории
Хк = Хнкj - Ymax / N_ц / Tan(psi) 'возвращение к начальной точки копания для
данной траектории
For i = 0 To N_ц 'цикл расчета одной траекторий
Т = Т + 10 / N_ц 'шаг в диапазоне от 0 до 10
v_пор = v_пор + Ек / N_ц 'текущий объем породы в ковше
Yк = Yк + Ymax / N_ц 'увеличение координаты точки копания за шаг
Хк = Хк + Ymax / N_ц / Tan(psi) 'увеличение координаты точки копания за шаг
Gкп = Gк + i * G_пор / N_ц 'заполнение ковша породой - увелечение силы тяжести
груженого ковша за шаг
А = ОА + L_1 * Sin(a_1)
В = Yк - y_o1
С = Хк - x_o1
z = (C * B + A * (B ^ 2 + C ^ 2 - A ^ 2) ^ 0.5) / (A ^ 2 - B ^ 2)
dy = C * B + A * (B ^ 2 + C ^ 2 - A ^ 2) ^ 0.5
dx = A ^ 2 - B ^ 2
bpac = Atn(Abs(dy) / Abs(dx))
u_a = bpac
If dy >= 0 And dx < 0 Then u_a = pi - bpac
If dy < 0 And dx <= 0 Then u_a = pi + bpac
If dy < 0 And dx > 0 Then u_a = 2 * pi - bpac

u_ag = u_a * 57.3
l_p = (C - ОА * Cos(u_a) - L_1 * Sin(u_a + a_1)) / Sin(u_a)
x_b = x_o1 + ОА * Cos(u_a) + l_p * Sin(u_a)
y_b = y_o1 + ОА * Sin(u_a) - l_p * Cos(u_a)
x_c = x_b + L_2 * Sin(u_a + a_2)
y_c = y_b - L_2 * Cos(u_a + a_2)
d = y_c - y_o2
e = x_c - x_o2

dy = d
dx = e
bpac = Atn(Abs(dy) / Abs(dx))
gamma = bpac
If dy >= 0 And dx < 0 Then gamma = pi - bpac
If dy < 0 And dx <= 0 Then gamma = pi + bpac

```

```

If dy < 0 And dx > 0 Then gamma = 2 * pi - bpac
  gammar = gamma * 57.3
l_pi = (d ^ 2 + e ^ 2 - R ^ 2) ^ 0.5
delta = Atn(R / l_pi)
u_b = gamma + pi / 2 - delta
x_d = x_o2 + R * Cos(u_b)
y_d = y_o2 + R * Sin(u_b)

```

```

dy = Yk - y_o1
dx = Xk - x_o1
bpac = Atn(Abs(dy) / Abs(dx))
fi_1 = bpac
If dy >= 0 And dx < 0 Then fi_1 = pi - bpac
If dy < 0 And dx <= 0 Then fi_1 = pi + bpac
If dy < 0 And dx > 0 Then fi_1 = 2 * pi - bpac
fi_1r = fi_1 * 57.3

```

```

v_H = Vk * Cos(psi - fi_1) / Sin(u_a - fi_1)
OC = ((y_c - y_o1) ^ 2 + (x_c - x_o1) ^ 2) ^ 0.5
OK = ((Yk - y_o1) ^ 2 + (Xk - x_o1) ^ 2) ^ 0.5
v_c1 = Vk * OC * Cos(u_a - psi) / (OK * Sin(u_a - fi_1))

```

```

dy = y_c - y_o1
dx = x_c - x_o1
bpac = Atn(Abs(dy) / Abs(dx))
fi_2 = bpac
If dy >= 0 And dx < 0 Then fi_2 = pi - bpac
If dy < 0 And dx <= 0 Then fi_2 = pi + bpac
If dy < 0 And dx > 0 Then fi_2 = 2 * pi - bpac
fi_2r = fi_2 * 57.3

```

```

fi_pi_2 = fi_1 + pi / 2
If fi_pi_2 >= 2 * pi Then fi_pi_2 = fi_pi_2 - 2 * pi
fi_pi_2r = fi_pi_2 * 57.3

```

```

If fi_pi_2 <= psi Then
  v_c = (v_c1 ^ 2 + v_H ^ 2 + 2 * v_c1 * Abs(v_H) * Cos(u_a - fi_2)) ^ 0.5
  u = Abs(v_H) * Sin(u_a - fi_2) / v_c
  epsilon = Application.WorksheetFunction.Asin(u)
  v_pi = v_c * Sin(delta + fi_2 + epsilon - gamma)
Else
  v_c = (v_c1 ^ 2 + v_H ^ 2 - 2 * v_c1 * v_H * Cos(u_a - fi_2)) ^ 0.5
  u = v_H * Sin(u_a - fi_2) / v_c

```

```

epsilon = Application.WorksheetFunction.Asin(u)
v_п = v_c * Sin(delta + fi_2 - epsilon - gamma)
End If
'3. Силовой расчет
Xsk = OA * Cos(u_a) + l_p * Sin(u_a) + Lk * Sin(u_a + a_3)
Xsp = OA * Cos(u_a) + (l_p - 0.5 * Lp) * Sin(u_a)
Aп = (Xк - x_o1) * (Sin(psi) - k * Cos(psi))
Bп = (Yк - y_o1) * (Cos(psi) + k * Sin(psi))
Cп = (x_c - x_o1) * Sin(delta - gamma)
Dп = (y_c - y_o1) * Cos(delta - gamma)
If Xsp <= 0 Then Xsp = 0
F_п = (Гкп * Xsk + Gp * Xsp + Po1 * (Aп - Bп)) / (Cп + Dп)
F_н = Po1 * (Sin(u_a - psi) + k * Cos(u_a - psi)) + F_п * Sin(delta + u_a - gamma) -
(Гкп + Gp) * Cos(u_a)
P_п = F_п * v_п
P_н = Abs(F_н * v_н)
Sigma_P = P_п + P_н
КПД = Po1 * Vк / Sigma_P
Call Вывод_строки(i, T, Xк, Yк, ОК, fi_2г, v_п, v_н, Гкп, КПД, F_п, F_н, iv, P_п,
P_н, Sigma_P)
Next i
Next j

End Sub
Sub Вывод_строки(i, T, Xк, Yк, ОК, fi_2г, v_п, v_н, Гкп, КПД, F_п, F_н, iv, P_п,
P_н, Sigma_P)
Worksheets("Т_Кинем").Cells(iv, 1) = i
Worksheets("Т_Кинем").Cells(iv, 2) = T
Worksheets("Т_Кинем").Cells(iv, 3) = Xк
Worksheets("Т_Кинем").Cells(iv, 4) = Yк
Worksheets("Т_Кинем").Cells(iv, 5) = ОК
Worksheets("Т_Кинем").Cells(iv, 6) = fi_2г
Worksheets("Т_Кинем").Cells(iv, 7) = v_п
Worksheets("Т_Кинем").Cells(iv, 8) = v_н
Worksheets("Т_Кинем").Cells(iv, 9) = КПД
Worksheets("Т_Кинем").Cells(iv, 10) = Гкп / 1000
Worksheets("Т_Кинем").Cells(iv, 11) = F_п / 1000
Worksheets("Т_Кинем").Cells(iv, 12) = F_н / 1000
Worksheets("Т_Кинем").Cells(iv, 13) = P_п / 1000
Worksheets("Т_Кинем").Cells(iv, 14) = P_н / 1000
Worksheets("Т_Кинем").Cells(iv, 15) = Sigma_P / 1000
If i = 0 Then Worksheets("Т_Кинем").Cells(iv, 16) = j
iv = iv + 1

```

```
End Sub
Sub Del_Кинем()
    Sheets("Т_Кинем").Select
    Range("A5:p500").Select
    Selection.ClearContents
    Range("A5").Select
End Sub
```


ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Акты внедрения



Общество с ограниченной ответственностью
«Комплексное Проектирование»

Юридический адрес: 455001, г. Магнитогорск,
ул. Московская, д. 50, оф. 1

Почтовый адрес: 455017, г. Магнитогорск,
ул. Комсомольская, д. 130

Тел. 8(3519) 58-59-31; Факс: 8(3519) 58-59-31 доб. 705

www.proekt-mgn.ru office@proekt-mgn.ru

ИНН 7455026397, ОГРН 1167456092473

Справка о внедрении результатов диссертационного исследования
Для предоставления в диссертационный совет 24.2.423.02 при ФГБОУ ВО «Уральский
государственный горный университет» по адресу: 620144, г. Екатеринбург, ГСП, ул.
Куйбышева, 30.

Настоящим письмом общество ООО «Комплексное Проектирование» подтверждает,
что результаты диссертационного исследования Летнева Константина Юрьевича
«Обоснование рациональных режимных параметров главных механизмов карьерных
экскаваторов» были внедрены в хозяйственной деятельности нашего предприятия и в
настоящее время используются в аналитической работе.

В частности, используются:

1. Методика расчета режимных параметров горных машин на основе математической модели механизма рабочего оборудования
2. Программа расчета режимных параметров горных машин на основе имитационной модели технологического процесса (MS Excel, Visual Basic for Applications)

Внедрение данных расчетных и программных модулей позволяет сократить трудозатраты расчетных подразделений.

Главный инженер проектов
ООО «Комплексное Проектирование»,
кандидат технических наук, доцент



Иван М.Ю. /

Акт

о практическом использовании результатов диссертационного исследования
Летнева Константина Юрьевича на тему «ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ
РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГЛАВНЫХ МЕХАНИЗМОВ КАРЬЕРНЫХ
ЭКСКАВАТОРОВ»

В работе решена актуальная проблема повышения эксплуатационных характеристик карьерных экскаваторов за счет обоснования рациональных режимов их функционирования на открытых горных работах. Научная новизна полученных результатов заключается в разработке кинематической модели, методики расчета параметров эффективности карьерного экскаватора и алгоритма управления процессом экскавации; в обосновании рациональных режимных параметров главных механизмов карьерного экскаватора, реализующих требуемый закон движения ковша (скорости и усилия на режущей кромке), что приведет к обеспечению наиболее полного использования мощности и характеристик карьерного экскаватора и повышению качества управления рабочим процессом экскавации

Следующие практические результаты диссертационного исследования Летнева Константина Юрьевича «Обоснование рациональных режимных параметров главных механизмов карьерных экскаваторов» могут быть использованы в проектно-конструкторской деятельности предприятия:

1. Методика расчета режимных параметров главных механизмов (механизмов подъема и напора) экскаватора при перемещении ковша по заданным траекториям на основе математической модели механизма рабочего оборудования.

2. Программа расчета режимных параметров главных механизмов (механизмов подъема и напора) экскаватора при заданных энергосиловых параметрах, реализуемых на ковше на основе имитационной модели процесса экскавации (MS Excel, Visual Basic for Applications).

Использование предложенных расчетных и программных модулей позволяет сократить трудозатраты проектно-конструкторских отделов и, в целом, повысить эффективность функционирования карьерных экскаваторов.

Результаты диссертационной работы Летнева К.Ю. обсуждены на техническом совете и приняты к использованию в опытно-конструкторские работы отдела экскаваторного оборудования ПАО «Уралмашзавод».

Начальник отдела
экскаваторного оборудования
ПАО «Уралмашзавод»


Д.С. Дмитриев





Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования «Уральский федеральный университет
имени первого Президента России Б.Н. Ельцина» (УрФУ)

ул. Мира, 19, Екатеринбург, 620002, тел.: +7 (343) 375-45-07
контакт-центр: +7 (343) 375-44-44, 8-800-100-50-44 (звонок бесплатный)
e-mail: rector@urfu.ru, www.urfu.ru
ОКПО 02069208, ОГРН 1026604939855, ИНН/КПП 6660003190/667001001

06.06.2023 № 01.03-07/189
На № _____ от _____

УТВЕРЖДАЮ

Директор по образовательной деятельности
профессор, д.т.н.

« 06 »

С.Т. Князев
2023 г.

АКТ

внедрения результатов научно-исследовательской работы
в учебный процесс

Настоящий акт составлен о том, что методика расчета скоростей, усилий и мощностей рабочих движений экскаватора при перемещении ковша по заданным траекториям на основе математической модели механизма рабочего оборудования и программа расчета скоростей, усилий и мощностей рабочих движений экскаватора при заданных энергосиловых параметрах (MS Excel, Visual Basic for Applications) на основе имитационной модели процесса экскавации, разработанные в диссертационной работе Летнева Константина Юрьевича, используется в рамках дисциплин: «Машины для разработки грунтов», «Строительные и дорожные машины», «Оптимизация рабочих процессов транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования» и «Повышение надежности и экономичности приводов подъемно-транспортных, строительных, дорожных машин» основной образовательной программы подготовки бакалавров по направлению 23.03.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы» Школы базового инженерного образования (ШБИО) Института новых материалов и технологий (ИНМТ) Уральского федерального университета имени первого Президента России Б.Н. Ельцина.

Директор ШБИО ИНМТ
доцент, к.т.н.

Д.В. Куреннов

222089